

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Studio di un sistema di bloccaggio mediante analisi agli elementi finiti: un esempio per le macchine tappatrici industriali



Relatore

prof. Aurelio Somà

Candidato

Padula Nicola

Anno accademico 2017/2018

*A mia madre, che mi ha regalato
la possibilità di vivere
questa straordinaria esperienza chiamata vita.*

Indice

1. Introduzione	1
2. Il sistema di bloccaggio nelle macchine capsulatrici	3
2.1 Le macchine capsulatrici industriali	3
2.2 Il sistema di bloccaggio	5
2.2.1 Specifiche tecniche	5
2.2.2 Il sistema di bloccaggio tramite бага	6
2.2.3 Il sistema di bloccaggio tramite gripper	8
2.2.4 Il sistema di bloccaggio tramite cinghia	9
3. Le materie plastiche	12
3.1 Caratteristiche generali	12
3.1.1 Parametri fondamentali dei materiali polimerici	13
3.1.2 Classificazione chimico-tecnologia	15
3.1.3 Proprietà delle materie plastiche	18
3.1.4 Comportamento alle condizioni ambientali	21
3.2 Le materie plastiche usate per i contenitori (packaging primario)	25
3.2.1 Polipropilene (PP)	26
3.2.2 Polietilene (PE)	27
3.2.3 Polietilene tereftalato (PET)	29
3.3 Le materie plastiche usate per gli elementi dei sistemi di bloccaggio	30
3.3.1 Etilene propilene diene monomero (EPDM)	31
3.3.2 Gomma poliuretanica (PU o EU)	34
3.4 Materie plastiche alternative	35
3.4.1 Criteri di scelta	36
3.4.2 Etilene vinil acetato (EVA)	40
3.4.3 Elastomeri termoplastici (TPE)	44
3.4.4 Gomme siliconiche – polivinilmetilsilossani (VMQ)	47
4. Selezione modello macchina e stato di sollecitazione cinghia	49
4.1 Criteri di scelta della macchina	49
4.2 Sistema di bloccaggio della matricola 16488	51

4.3 Stato di sollecitazione della cinghia	53
5. Progettazione macchina di trazione e prove sperimentali	57
5.1 Caratterizzazione dei materiali	57
5.1.1 La prova di trazione	58
5.2 Studio preliminare del provino rettangolare mediante ANSYS	60
5.2.1 Calcolo analitico di verifica per l'allungamento del provino	63
5.3 Progettazione elemento di tranciatura dei provini	64
5.4 Studio mediante elementi finiti del telaio della macchina di trazione	68
5.5 Costruzione della macchina di trazione	71
5.6 Realizzazione dei provini	75
5.7 Prove sperimentali	77
6. Modello ANSYS 2D	80
6.1 Calcolo della pressione idrostatica	81
6.2 I modelli numerici	82
6.3 Modello 2D con spessore costante (plane42 e plane82)	83
6.3.1 Costruzione modello e posizionamento in ANSYS	83
6.3.2 Mesh del modello	85
6.3.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi	87
6.3.4 Studio di convergenza	89
6.4 Modello 2D con spessore non costante (shell61)	91
6.4.1 Costruzione modello e posizionamento in ANSYS	91
6.4.2 Mesh del modello	92
6.4.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi	93
6.4.4 Studio di convergenza	95
7. Modello ANSYS 3D	96
7.1 Costruzione modello e posizionamento in ANSYS	97
7.2 Mesh del modello	99
7.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi	100
7.3.1 Carico di pressione idrostatico senza l'utilizzo del gradiente (SFGRAD)	101
7.3.2 Carico di pressione idrostatico con l'utilizzo del gradiente	

(SFGRAD)	103
7.4 Studio di convergenza	103
8. Convalida del modello	107
8.1 Il calcolo analitico	107
8.2 Calcolo delle tensioni modello 2D	111
8.2.1 Vincolo sul fondo contenitore	112
8.2.2 Vincolo laterale	113
8.3 Calcolo delle tensioni modello 3D	114
8.3.1 Vincolo sul fondo contenitore	115
8.3.2 Vincolo laterale	117
8.4 Nuovi modelli di contatto cinghia-bottiglia	118
8.5 Confronto modello acqua – aria	122
8.5.1 Simulazione originaria: confronto acqua – aria	123
8.5.2 Simulazione con incremento del valore della pressione di contatto cinghia– bottiglia: confronto acqua - aria	126
8.5.3 Simulazione con incremento del modulo di Young dell’elemento in gomma EPDM: confronto acqua - aria	128
8.5.4 Simulazione con differenti spessori: confronto acqua – aria	131
9. Analisi del modello tridimensionale	135
9.1 Analisi degli spostamenti	135
9.2 Analisi delle deformazioni	140
9.3 Analisi delle tensioni	143

1. Introduzione

Il seguente lavoro di tesi è suddiviso in più fasi studio svolte presso l'azienda AROL S.p.a. [1]. Obiettivo finale è l'ottimizzazione del funzionamento di un dispositivo di bloccaggio per contenitori flessibili applicato su macchine capsulatrici rotative.

Le motivazioni che mi hanno spinto ad approfondire tale tematica hanno duplice natura. Da una parte, l'interesse per il settore packaging dei tappatori industriali di cui non se ne sente parlare molto ma che ha evidenziato una forte natura progettuale e di automazione. Dall'altra la consapevolezza di incontrare un mondo in cui poter applicare e sviluppare ulteriormente le mie conoscenze sul calcolo FEM (e non solo).

Lo scopo principale di questa tesi è lo studio mediante elementi finiti di un sistema di bloccaggio utilizzato nelle macchine capsulatrici per evitare la rotazione dei contenitori nel momento in cui avviene l'azione di tappatura degli stessi. Infatti, se un contenitore non viene bloccato durante tale fase, potrebbe non essere chiuso correttamente e, come conseguenza, si avrebbe un degrado del prodotto in esso contenuto. Il sistema di bloccaggio svolge quindi un ruolo cruciale per il buon funzionamento di tutta l'intera macchina poiché, un suo non corretto funzionamento, comporterebbe la fornitura di prodotti finiti di scarsa qualità sia estetica (contenitore deformato) che alimentare (prodotti acidi se si tratta di alimenti o non gassati nel caso di bevande).

Nella prima fase della tesi si è proceduto alla conoscenza e studio dei requisiti di sistema inerenti il bloccaggio. Si tratta di specifiche del tutto generali, cioè inerenti al funzionamento della maggior parte delle tipologie esistenti sul mercato. Sulla base di queste si è filtrati i dati di un solo caso di bloccaggio; quello mediante cinghia. Sempre in questa prima fase viene analizzato anche lo stato dell'arte. In particolare vengono individuate le caratteristiche dei diversi sistemi di bloccaggio evidenziandone pregi e difetti di funzionamento.

La seconda fase è incentrata sulla caratterizzazione dei materiali utilizzati per la realizzazione delle bottiglie di plastica e di elementi in gomma utilizzati per la produzione di parti del bloccaggio. In primis, sono analizzate quali possono essere le materie plastiche da utilizzare nel campo del packaging primario poiché non tutte possono venire in contatto con alimenti nutrizionali quali acqua, latte, ketchup, ecc... L'ente americano FDA (Food and Drug Administration) rilascia periodicamente le certificazioni sui materiali plastici da poter utilizzare in campo alimentare e farmaceutico per la corretta salvaguardia della salute delle persone [2]. I candidati sostituti delle gomme e plastiche da utilizzare nell'ottimizzazione del progetto devono quindi rispettare tali normative. Per tale motivo, si analizzano le proprietà (meccaniche, chimiche, termiche ecc...) delle principali plastiche usate per la realizzazione di tappi e bottiglie e delle gomme presenti negli odierni sistemi di bloccaggio. Al termine di questa seconda fase si forniscono soluzioni alternative alle gomme utilizzate oggi. Infine, si esegue la

selezione di una tipologia di sistema di bloccaggio (con cinghia) e la scelta di un contenitore su cui andare a focalizzare l'attenzione per lo studio mediante elementi finiti.

La terza fase ha lo scopo di fornire una metodologia per la caratterizzazione delle proprietà meccaniche delle materie plastiche utilizzate per la realizzazione dei contenitori. Ciò risulta di fondamentale importanza per il corretto funzionamento del modello ad elementi finiti (quarta fase). Per caratterizzare i materiali si è proceduti alla progettazione di due elementi. Il primo è un semplice sistema di taglio per la realizzazione di provini sempre identici affinché la prova di trazione non sia affetta da errori dovuti alla diversa geometria degli stessi (ciò accadrebbe se il taglio venisse effettuato a mano libera). Il secondo è un sistema di trazione utile per l'esecuzione di prove di trazione tramite le quali si determina il modulo di Young (E).

Nella quarta fase si procede alla realizzazione di un modello ad elementi finiti (mediante l'utilizzo del software ANSYS Mechanical APDL[3]) per lo studio della fase di bloccaggio. Si tratta di un modello di "contatto statico", senza l'impiego di elementi CONTAC e TARGET, teso ad analizzare la più critica condizione statica (primo contatto nella sequenza di imbottigliamento). In particolare, vengono analizzati gli spostamenti e lo stato di tensione e deformazione dei principali elementi costituenti il sistema (contenitore ed elemento in gomma). In una prima sotto-fase viene realizzato un modello 2D assialsimmetrico che non rispecchia la realtà dei fatti poiché il sistema non risulta essere tale né per la geometria e né per il sistema di carichi. L'unico scopo della realizzazione del modello bidimensionale è quello di avere un primo e semplice approccio al problema dello schiacciamento del contenitore; quindi capire come esso reagisce sotto l'azione di un carico di compressione (analisi degli spostamenti e dello stato di deformazione). Il modello viene realizzato mediante l'uso di diversi elementi (plane42, plane82 e shell61) con lo scopo di selezionarne il migliore. Successivamente, si passa alla realizzazione del modello non assialsimmetrico 3D tramite il quale vengono studiati gli spostamenti e lo stato di deformazione e tensione presenti sul contenitore e sull'elemento in gomma del sistema di bloccaggio. Quindi, tale terza ed ultima fase è tesa alla realizzazione di una vera e propria metodologia di studio mediante elementi finiti del sistema di bloccaggio da un punto di vista "statico", cioè senza la presenza dell'attrito.

2. Il sistema di bloccaggio nelle macchine capsulatrici

2.1 Le macchine capsulatrici industriali

L'azienda AROL S.p.a. è una dei leader nazionali nella progettazione, produzione e distribuzione di sistemi di chiusura, tappatura e sistemi di ispezione. Essa è tra i principali fornitori di tappatori industriali in molte aree di riferimento: alimentare, delle bevande, del settore chimico e farmaceutico (Figura 2.1). [1]



Figura 2.1: principali settori di interesse per il packaging primario.

L'azienda nasce con l'obiettivo di fornire soluzioni per l'imbottigliamento con il sughero per il settore vinicolo. Oggi, più in generale, si rivolge al settore per packaging primario che si differenzia dal secondario poiché c'è un diretto contatto tra il contenitore e l'elemento contenuto. Una tappatrice industriale è una macchina molto articolata e personalizzabile dal cliente in funzione delle proprie esigenze [1]. Tuttavia si possono individuare delle parti strutturali comuni a tutte le tipologie. In particolare, guardiamo una esecuzione "free standing".

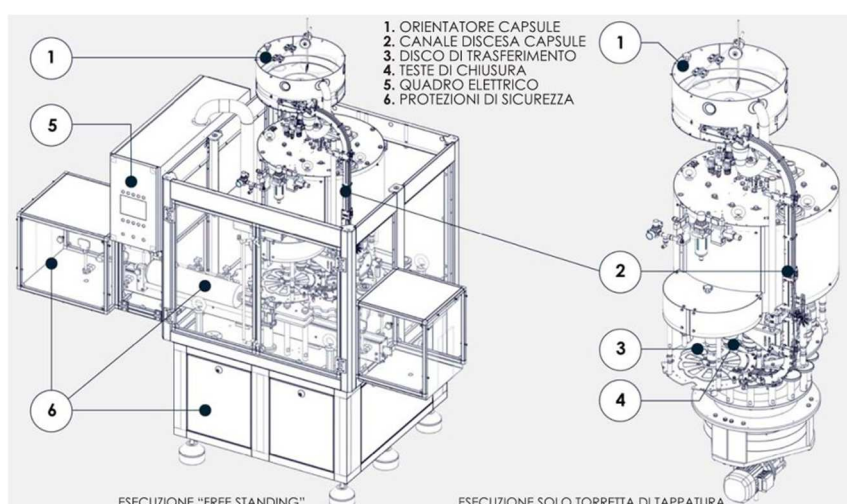


Figura 2.2: principali parti¹ di una tappatrice con esecuzione "free standing".

¹ CATALOGO GENERALE presente sul sito della AROL S.p.a

La macchina è posizionata su un **basamento** che sorregge tutta la struttura. Nella parte interna del basamento viene posizionato il motore di movimentazione della torretta di tappatura (Figura 2.2) e del sistema di movimentazione dei contenitori in ingresso e uscita dalla macchina. Esso è appoggiato su piedini regolabili che permettono di realizzare la planarità di tutto l'apparato una volta sistemato sulla linea di montaggio. I sistemi di movimentazione vengono chiusi mediante delle protezioni di sicurezza. Il cuore della macchina è formato dalla torretta di tappatura. Essa è formata a sua volta da più parti. Un **orientatore di capsule** al cui interno vengono messe le capsule, svuotate, a loro volta, o manualmente da un operatore o da un sistema meccanico di sollevamento. All'interno dell'orientatore esiste un sistema di misura del livello di riempimento. Infatti, se viene superato un certo livello viene direttamente bloccato il sistema di sollevamento capsule o sul display della macchina viene stampato un messaggio di avviso per l'operatore. Per ovvi motivi di sicurezza e di tempi produzione, oggi si utilizzano di più i sistemi automatizzati di sollevamento meccanico per le capsule. Il **canale discesa capsule** è l'elemento meccanico che prende le capsule e le trasferisce sul pick&place. Questo canale (non sempre) è dotato di un sistema di espulsione automatico capsule nel caso in cui esse non risultino posizionate nel verso corretto di montaggio. Esse arrivano tramite questo canale su un **disco di trasferimento capsule (pick&place)** che le accoglie solo per pochi istanti. Infatti, in pochissimo tempo (legato alla velocità di rotazione della macchina) arriva una **testa di chiusura** che afferra la capsula e la porta nella zona di lavoro per l'avvitamento sul contenitore. Logicamente ci riferiamo a capsule e tappi filettati da montare sui corrispettivi contenitori. I contenitori vengono portati nella zona di lavoro tramite un **sistema di trasporto** formato da nastri trasportatori e coclea che serve a impostare il corretto passo ai contenitori prima di entrare nella giostra della macchina formata da tre stelle di carico. La zona di lavoro costituita da tutte le parti in movimento della tappatrice viene racchiusa mediante delle protezioni di sicurezza. Se queste vengono aperte durante il funzionamento della macchina, dei sensori la bloccano. Le aperture laterali della macchina da cui entrano e fuoriescono i contenitori hanno dimensioni che vengono stabilite dalle direttive macchine 2006/42/CE, allegato I e dalla norma UNI EN ISO 13857:2008. Si tratta di norme di sicurezza da utilizzare per evitare incidenti nel momento in cui la macchina è in funzione.

Oltre a queste parti principali segnalate in figura 2.2, ne esistono altre. Tra queste possiamo incontrare la presenza di un **sistema di bloccaggio** per contenitori. Non lo cataloghiamo come una parte principale di una macchina capsulatrice poiché potrebbe non essere presente su alcune tipologie. Questo ha il compito di realizzare il bloccaggio del contenitore daappare durante la fase di avvitamento la capsula. Se tale azione viene eseguita correttamente, la capsula è serrata sul contenitore. Viceversa, se il sistema non lavora correttamente, la capsula potrebbe non essere per niente avvitata. Di conseguenza, si ottiene un prodotto finito di scarsa qualità perché se è una bevanda gassata perderà tale caratteristica nel tempo mentre se è un prodotto alimentare, non essendo isolato dall'ossigeno, che potrebbe entrare anche in minima parte, va in putrefazione.

Esistono diverse tipologie di macchine tappatrici [1]. La prima grande differenziazione può essere riassunta in due gruppi:

- Macchine tappatrici rotative;
- Macchine tappatrici lineari.

Le rotative (di nostro interesse per lo studio del sistema di bloccaggio), a loro volta, si possono suddividere in altri due gruppi:

- Macchine tappatrici monotesta;
- Macchine tappatrici multi-stazione.

Il prodotto (il contenitore finito, cioè tappato) considerato in questa tesi viene ottenuto mediante l'uso di una macchina tappatrice rotativa multi-stazione.

2.2 Il sistema di bloccaggio

Come già sottolineato nella sezione precedente, un sistema di bloccaggio ha il compito di non far ruotare sul proprio asse (slittare) il contenitore nel momento in cui viene montata la capsula pre-filettata. La sua azione è fondamentale per ottenere un prodotto finito ben chiuso e protetto da contaminazioni esterne (ossigeno, ozono, batteri, ecc...). Oggigiorno esistono diverse soluzioni usate sia da AROL S.p.a. che da altri competitor operanti sullo stesso segmento di mercato del packaging primario.

2.2.1 Specifiche tecniche

Un buon sistema di bloccaggio deve rispondere a determinate specifiche tecniche di progetto. Riportiamo di seguito le principali che si prendono in considerazione in questo lavoro.

- **T_{prodotto imbottigliato}:** 1 – 90° C. Questa dipende fortemente dalla tipologia di prodotto che deve essere imbottigliato. Se, per esempio, si tratta di acqua si considerano i 15 – 20°C e quindi, tale temperatura, risulta essere ininfluenta nello studio. Se consideriamo prodotti come il ketchup, tale temperatura aumenta e diventa un parametro di progetto importante. Nel caso studio di questa tesi, tale temperatura risulterà ininfluenta perché considereremo latte, composto dall'85% di acqua;
- **T_{operativa}:** 5 – 40 °C. Questa è la temperatura che si ha nell'ambiente circostante nel momento in cui la macchina entra in regime di funzionamento. Nel caso studio di questa tesi si è ritenuta tale temperatura pari a quella ambiente (20 – 25 °C);
- **Velocità di produzione (della linea/tappatore):** 1500 – 40000 bph (bottiglie per ora);
- **Teste di chiusura di tipo ad istersi;**
- **Range della coppia di chiusura:** 5 – 70 lbf X in (non presa in considerazione nel modello realizzato in ANSYS);
- **Vita utile:** 6000 h (alla prima manutenzione preventiva);

- **Ingombro:** in funzione della torretta di tappatura;
- **Lavaggio:** materiali resistenti all'aggressione dell'acqua, sostanze di lavaggio e acidi;
- **Componentistica in materiali certificati FDA (Food and Drug Administration):** solo nei casi dove si potrebbe avere il contatto con cibi;
- **Scalabilità e facilità di riproduzione:** tale specifica tecnica è una delle più importanti perché consente ad una azienda di essere abile nel fornire prodotti personalizzati ai clienti più esigenti;
- **Limitare le deformazioni eccessive del contenitore;**
- **Limitare, durante l'operazione di montaggio, l'ovalizzazione della parte del collo del contenitore su cui andrà montata la capsula;**
- **Capacità non abrasive:** nell'ottica di non rovinare eventuali etichette già presenti sui contenitori o eventuali scritte/figure prestampate sulla plastica che costituisce il contenitore stesso;
- **Evitare l'uso della pneumatica come azionamento del sistema:** essa presuppone che l'acquirente deve essere dotato di un impianto di aria compressa che comporta ulteriori costi aggiuntivi per l'azienda;
- **Costi di produzione relativamente bassi:** tale fattore è fortemente influenzato dalla tipologia di materiali che vengono utilizzati per la produzione del sistema di bloccaggio e dalle eventuali lavorazioni meccaniche che i diversi componenti devono subire prima di poter essere assemblati.

2.2.2 Sistema di bloccaggio tramite бага

Il sistema qui analizzato utilizza la бага presente sulle bottiglie per poter effettuare il bloccaggio delle stesse durante l'operazione di tappatura. Un sistema del genere può essere utilizzato solo dove è presente la бага. Quest'ultima è una piccola sporgenza che si trova subito dopo la zona filettata su cui viene avvitata la capsula. Generalmente è presente nelle bottiglie in plastica e non in quelle di vetro nelle quali troviamo l'anello (Figura 2.3) [4].



Figura 2.3: parti principali di una bottiglia.²

Tale tipologia di sistema di bloccaggio viene utilizzato soprattutto nella tappatura delle bottiglie di acqua. Il sistema è formato da una tipologia di “gripper” circolare con una serie di piccoli dentini che vanno ad agire sulla parte inferiore della бага. Grazie al peso proprio della bottiglia e alla pressione esercitata dalla testa di chiusura, tali dentini fanno morsa sulla бага permettendo alla testa di chiusura di serrare la capsula sul contenitore senza che quest’ultimo slitti. Il primo punto di debolezza di tale sistema è la non costante presenza della бага su tutte le bottiglie. Il secondo svantaggio è determinato dalla piccola superficie a disposizione per i dentini. Più la бага è piccola (poco sporgente) minore sarà la superficie a disposizione su cui far agire i dentini e minore è la morsa che il sistema esercita. In una situazione del genere si è costretti ad aumentare la pressione che esercita la testa di chiusura quando avvita la capsula, con conseguente irrigidimento della struttura che costituisce il sistema di bloccaggio, quindi un appesantimento della macchina e un maggiore ingombro.



Figura 2.4: sistema di bloccaggio tramite бага.³

² La bottiglia per il vino, le sue parti: www.enotecadei50.com

³ CATALOGO GENERALE presente sul sito della AROL S.p.a

2.2.3 Sistema di bloccaggio tramite gripper

Il sistema di bloccaggio in questione può presentarsi secondo forme differenti poiché il suo azionamento dipende da molteplici fattori quali l'ingombro, la presenza di sensori, la possibile presenza di organi di movimentazioni (motori elettrici). Rispetto al precedente, questo sistema risulta essere molto più articolato e complesso. Riportiamo di seguito alcuni pregi di questa tipologia di bloccaggio:

- Il sistema può risultare completamente meccanico, quindi senza l'uso della pneumatica;
- Maggiore flessibilità per l'azione di bloccaggio. Il gripper può agire (in presenza di spazio di manovra) sulla parte più rigida del contenitore evitando maggiori deformazioni dello stesso durante l'azione di tappatura;
- Maggiore flessibilità di montaggio. Questa è strettamente legata alla maggiore o minore presenza di spazio per l'installazione del sistema;
- Maggiore superficie di contatto contenitore – gomma che permette la possibilità di ridurre le deformazioni ed evitare lo slittamento del contenitore stesso;
- Applicabilità su qualsiasi tipologia di contenitore e non solo bottiglie con бага;

Gli svantaggi, invece, risultano essere:

- Elevato utilizzo della sensoristica;
- Possibile elevata deformazione del contenitore se l'azione del gripper non viene ben controllata;
- Maggiore usura delle gomme utilizzate sulle dita del gripper;
- Ingombri elevati;
- Costi elevati;
- Difficile scalabilità del sistema.

Si riportano alcuni esempi di questa tipologia di sistema di bloccaggio. Nella prima immagine della figura 2.5 si vedono la presenza di gripper azionati mediante un sistema a molle, comandato, a sua volta, da un sistema pneumatico. Il sistema, molto probabilmente, viene utilizzato per bottiglie in vetro che vengono afferrate per il collo prima che arrivino nella zona di azione delle teste di chiusura. Il gripper risulta abbastanza grande in altezza affinché si possa agire su una superficie abbastanza ampia del collo bottiglia e permettere un corretto bloccaggio della stessa. Nella seconda immagine si vede una tipologia di bloccaggio con gripper leggermente differente. Le bottiglie di vetro vengono bloccate attraverso un doppio gripper che agisce sulla loro parte del corpo. Tali gripper, presenti sulla stella centrale della macchina, vengono azionati mediante servo-valvole pneumatiche. L'azione di bloccaggio potrebbe essere migliorata dalla presenza di elementi in gomma che agiscano sulla base del contenitore (questi aumentano la superficie di attrito nel sistema permettendo un bloccaggio migliore della bottiglia).



Figura 2.5: tipologie differenti di bloccaggio tramite gripper.⁴

2.2.4 Sistema di bloccaggio tramite cinghia

L'ultimo sistema di bloccaggio analizzato, comporta l'utilizzo di una cinghia. Generalmente vengono utilizzate delle cinghie piatte dove le pressioni da esercitare sul contenitore non sono alte e cinghie dentate dove diventano maggiori [6]. Le cinghie hanno una struttura composta in gomma e tessili come rappresentato nella figura 2.6. Essa, venendo tirata da un rullo tenditore azionato generalmente mediante un pistone pneumatico, viene tesa. Tale tensione si trasforma in una pressione di compressione sulla parte laterale del contenitore che a sua volta aderisce maggiormente sulle gomme presenti nella stella centrale della macchina. Quest' ultima azione blocca il contenitore durante la fase di tappatura.

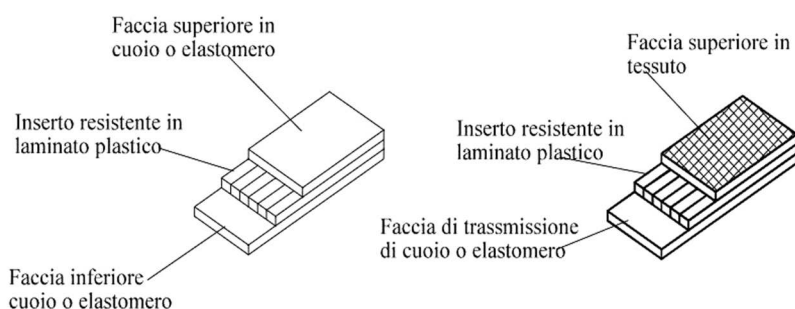


Figura 2.6: struttura di una cinghia composta in laminati plastici.⁵

Esso è il sistema di bloccaggio più diffuso sulle macchine capsulatrici perché il meno costoso rispetto agli altri precedentemente descritti. Nella figura 6.7 possiamo vederne una applicazione. In primo piano si vede il rullo tenditore azionato da un cilindro pneumatico che non viene direttamente collegato alla distribuzione dell'aria compressa ma ad un piccolo serbatoio che funge da elemento stabilizzatore della pressione. Infatti, il sistema di distribuzione

⁴ Tipologie di bloccaggio dell'azienda REJEVES machinery

⁵ Carmine Napoli, *Appunti sulle cinghie*; cinghie piatte, pp 17.

dell'aria compressa potrebbe avere dei picchi di funzionamento che, convertendosi in una pressione non costante, provocherebbero delle irregolarità di funzionamento al bloccaggio. Il serbatoio elimina tale problematica e fa sì che si lavori sempre con la stessa pressione di comando (il tenditore rimane fermo in una determinata posizione senza tendere di più o di meno la cinghia durante il ciclo di lavoro della macchina).



Figura 2.7: struttura di una cinghia composita in laminati plastici.⁶

Questa tipologia di bloccaggio presenta i seguenti vantaggi:

- Costi relativamente bassi;
- Elementi costruttivi facilmente riproducibili in officina;
- Ingombro relativamente piccolo;
- Elevata flessibilità del sistema: l'azione della cinghia viene comandata attraverso la regolazione della pressione da parte del regolatore di pressione;
- Elevata scalabilità del sistema.

Allo stesso tempo sono presenti i seguenti svantaggi:

- Maggiore slittamento del contenitore durante l'azione di tappatura;
- Maggiore problematicità nel centraggio contenitore – testa di chiusura;
- Elevata ovalizzazione del contenitore soprattutto se di spessore piccolo;
- Maggiore rigidità del sistema quindi deformazione del contenitore;
- Forte presenza di usura da strisciamento;
- Utilizzo della pneumatica (aumento dei costi aziendali di sistema da parte del cliente);

⁶ CATALOGO GENERALE presente sul sito della AROL S.p.a

- Superficie di contatto piccola contenitore – cinghia. Alcune volte tale problema può essere superato grazie all'utilizzo di una doppia cinghia.

Il sistema di bloccaggio che andiamo ad esaminare in questa tesi fa parte di tale tipologia. Le maggiori criticità di funzionamento si evidenziano soprattutto per contenitori in plastica e non in vetro. Su quest'ultimo possono essere applicate delle pressioni di controllo (e quindi di spinta sul contenitore) maggiori essendo un materiale rigido. I contenitori in plastica, a causa degli spessori piccoli (0.3 mm in media in bottiglie di acqua) risultano molto meno rigide e molto più deformabili. Ciò implica che le pressioni di comando garantite dal sistema di bloccaggio non possono essere elevate onde evitare uno stato di deformazione maggiore sul contenitore.

Di seguito si riportano delle immagini del sistema di bloccaggio analizzato nel seguente lavoro di tesi.

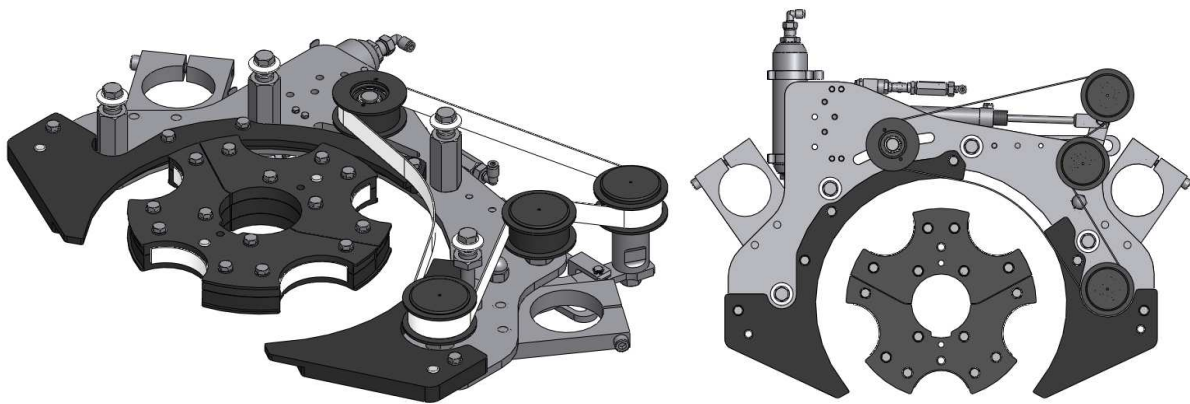


Figura 2.8: sistema di bloccaggio a cinghia.

3. Le materie plastiche

3.1 Caratteristiche generali

Le materie plastiche sono materiali organici caratterizzato da elevato peso molecolare, cioè costituite da molecole con una catena molto lunga (macromolecola)⁷. Esse sono tutte quelle sostanze organiche che vengono ottenute attraverso reazioni chimiche di prodotti naturali o di sintesi, derivanti dalla scissione chimica del carbone, del petrolio e del gas naturale⁷ e possono essere costituite da polimeri puri o miscelati con additivi o cariche varie. Il principale ente internazionale non governativo che regola le caratteristiche delle materie plastiche è la IUPAC (*International Union of Pure and Applied Chemistry*). I suoi membri sono le diverse società chimiche internazionali che lavorano a diretto contatto con le materie plastiche [11].

Alla base delle plastiche vi sono i polimeri. Questi ultimi sono sostanze composte da macromolecole (molecole grandi formate dalla successione di un piccolo gruppo molecolare detto monomero). Per la loro produzione esistono diverse tipologie di polimerizzazione a seconda del monomero di partenza. La polimerizzazione si classifica in base al meccanismo o in base a come essa procede [11]. Nel primo caso abbiamo:

- **Polimerizzazione a stadi:** ogni atto di reazione è la somma di due tronconi di catena polimerica. Nel primo stadio otteniamo il *dimero* (somma di due monomeri). Nel terzo stadio otteniamo il *trimero* (somma di tre monomeri) e così via.



Dopo pochi istanti dalla partenza della reazione il monomero scompare e sono presenti oligomeri di lunghezza diversa che diventano sempre più lunghi. La *velocità di reazione* diminuisce man mano che la reazione stessa procede e per avere alti pesi molecolari bisogna aspettare tempi lunghi di reazione.

- **Polimerizzazione a catena:** essa, a sua volta, è suddivisa in 3 fasi;
 1. **Iniziazione:** creazione sul monomero di un centro attivo I*:
$$M + I^* \rightarrow M_1I^*$$
 2. **Propagazione:** la molecola polimerica si accresce di una unità ad ogni atto di reazione;
 3. **Termine:** il centro attivo viene espulso o trasferito ad un altro monomero e la reazione si blocca.
- **Stechiometria:** anche questa è differenziabile in due tipologie;
 1. **Poliaddizione** (meccanismo a catena): il polimero finale deve essere visto come somma dei monomeri di partenza;

⁷ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9^a ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

2. **Policondensazione** (meccanismo a stadi): durante la polimerizzazione dei monomeri viene eliminata una molecola semplice (in genere acqua).

Nel caso di classificazione della polimerizzazione secondo il metodo con cui essa procede, otteniamo [11]:

- **Polimero lineare:** le macromolecole che lo formano possiedono dei forti legami covalenti C – C solo lungo le catene. Tra le catene si instaurano solo delle deboli interazioni che, allo stato solido, danno luogo a legami di tipo secondario. Tale polimero è caratterizzato dal fatto che un piccolo aumento di temperatura produce uno scorrimento delle catene tra di loro. Detto in altri termini il materiale plastico diventa subito un fluido all'aumentare della temperatura.
- **Polimero ramificato:** è caratterizzato dalla formazione di catene lineari più o meno lunghe. Le catene, anche se ramificate, rimangono indipendenti ed interagiscono solo mediante legami secondari. Rispetto ai precedenti hanno una maggiore difficoltà di scorrimento per semplici ragioni fisico-geometriche.
- **Polimero reticolato:** le macromolecole che li costituiscono non sono più indipendenti una con l'altra ma hanno tratti di catena covalente trasversali che si collegano in maniera forte e stabile. Lo scorrimento tra le diverse catene è impedito e le caratteristiche del materiale dipendono dalla lunghezza del tratto di catena principale presente tra due legami trasversali consecutivi. La presenza di reticolazioni molto strette conferisce al materiale plastico un comportamento rigido e fragile. La presenza di reticolazioni non strette, invece, conferisce un comportamento elastomerico. Se la temperatura a cui è soggetto il polimero aumenta, si arriva dapprima alla $T_{\text{decomposizione}}$. Questo comporta che il polimero si decompone prima che si arrivi allo stato fluido.

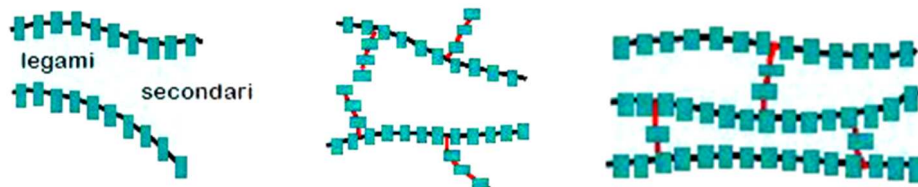


Figura 3.1: da sinistra verso destra abbiamo le strutture (a) lineare, (b) ramificata, (c) reticolata.

3.1.1 Parametri fondamentali dei materiali polimerici

I parametri fondamentali dei materiali polimerici sono utili per poter descrivere accuratamente le caratteristiche meccaniche di una plastica. Essi risultano essere:

- **Grado di polimerizzazione (n):** rappresenta il numero di unità ripetitive che costituiscono una catena polimerica. Se “n” aumenta, si ha un miglioramento delle caratteristiche meccaniche del materiale (aumentano il coefficiente di Poisson e il modulo di Young) e un cambiamento dell'aspetto fisico con cui il materiale si presenta (oleoso – ceroso – solido rigido). Il grado di polimerizzazione non può aumentare all'infinito perché, aumentando anche la viscosità, la molecola non risulta essere più

processabile. I gradi di polimerizzazione più usati sono quelli medi o alti. Nella figura 3.2 si evidenzia la nomenclatura dei polimeri in funzione del grado di polimerizzazione.

oligomeri $2 < n < 10$

bassi polimeri $10 < n < 100$

medi polimeri $100 < n < 1000$

alti polimeri $n > 1000$

Figura 3.2: classificazione dei polimeri in funzione del grado di polimerizzazione [11].

Generalmente non conviene avere delle macromolecole con grado di polimerizzazione alto poiché le proprietà meccaniche aumentano sino a stabilizzarsi ad un certo livello.

- **Peso molecolare (PM):** rappresenta il peso di una catena polimerica espresso in Dalton (unità di massa atomica). Esistono diversi metodi per definire il peso molecolare medio di un polimero [12]. I principali sono:

1. *Peso molecolare medio numerale*

$$M_n = \sum x_i \cdot m_i \quad x_i = \frac{n_i}{N_{tot}}$$

dove “ n_i ” è il numero di molecole che hanno il peso molecolare pari a “ m_i ”

2. *Peso molecolare medio ponderale*

$$M_w = \sum f_i \cdot m_i \quad x_i = \frac{M_i}{M_{tot}}$$

in cui si utilizza come peso per la media la frazione in peso e non quella in numero. “ M_i ” è il peso delle molecole che hanno peso molecolare pari a “ m_i ” (da cui $M_i = n_i \cdot m_i$).

Il grado di polimerizzazione è legato al peso molecolare medio numerale. Molte proprietà fisiche e meccaniche (tipo la viscosità) sono correlate al peso molecolare medio ponderale. La viscosità, in genere, aumenta in modo esponenziale e la si può modificare tramite additivi.

- **Grado di polidispersità:** siccome i polimeri non hanno un PM definito ma variabile in rapporto alla lunghezza della catena polimerica, essi vengono caratterizzati da un **indice di polidispersità (PD)** che tiene conto della distribuzione dei pesi molecolari riferibili ad una determinata sintesi. Si ottiene un *polimero monodisperso* (catene polimeriche tutte uguali) quando abbiamo un $PD = 1$. I *polimeri commerciali* hanno un PD compreso nell’intervallo 1.5 – 2.5 [9]. Di norma si deve cercare di ottenere un polimero il meno polidisperso possibile poiché le molecole più corte agiscono da plasticizzanti e abbassano la rigidità dello stesso.
- **Grado di reticolazione:** rappresenta il numero medio di legami covalenti inter-catena.

- **Temperatura di transizione vetrosa (T_g):** è la temperatura alla quale si osserva il cambiamento da comportamento vetroso a quello di tipo pastoso. Per modellare un polimero lo si deve portare ad una temperatura al di sopra di T_g . In particolare, il modulo elastico longitudinale (E) diminuisce all'aumentare di T_g (soprattutto nei polimeri amorfi). Nei polimeri semi-cristallini la diminuzione è tanto minore quanto maggiore è la frazione cristallina presente.

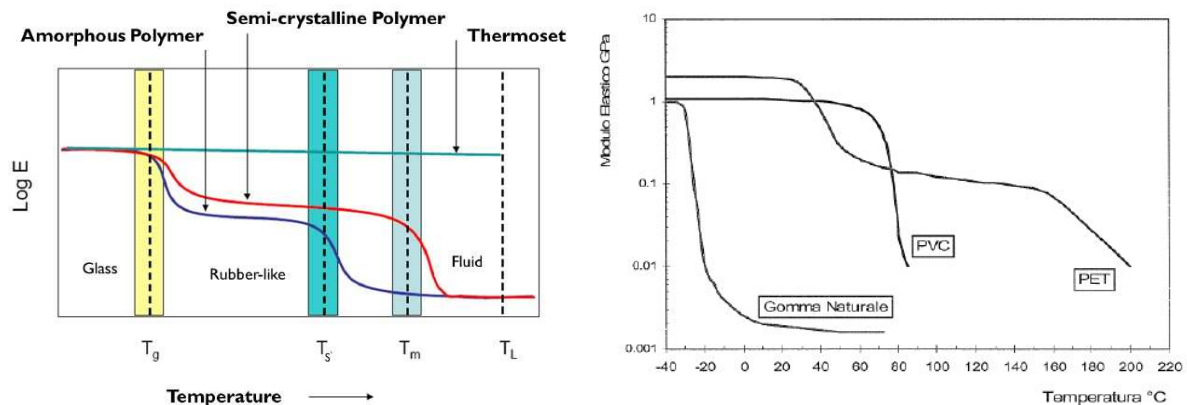


Figura 3.3: diagramma qualitativi del modulo di Young in funzione della temperatura⁸.

- **Temperatura di fusione (T_f):** questa temperatura è quella alla quale scompare l'ultimo cristallo presente. Il processo di fusione dei polimeri avviene ad un intervallo di temperatura ben definito e dipende dal tipo di polimero che abbiamo.

3.1.2 Classificazione chimico – tecnologica

Le materie plastiche possono essere classificate in modi differenti e le principali sono:

- **Classificazione storica:** rispecchia lo sviluppo storico delle materie plastiche (materie plastiche da sostanze naturali, da condensazione resine, prodotti di polimerizzazione);
- **Classificazione tecnico – economica:** le materie plastiche vengono suddivise in rapporto alla loro collocazione sui mercati in modo da rendere più agevoli le valutazioni economiche;
- **Classificazione chimico – tecnologica:** è basata sulla differenziazione degli aspetti chimici delle materie plastiche, sulla modalità della loro trasformazione e sulle caratteristiche fisico-comportamentali dei prodotti ottenuti che rappresentano la base per la trasformazione in manufatti finiti. Questa è la classificazione più utilizzata e secondo essa, le plastiche si possono suddividere in tre gruppi principali (**termoplastici**, **termoindurenti** ed **elastomeri**) [14].

⁸ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9^a ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

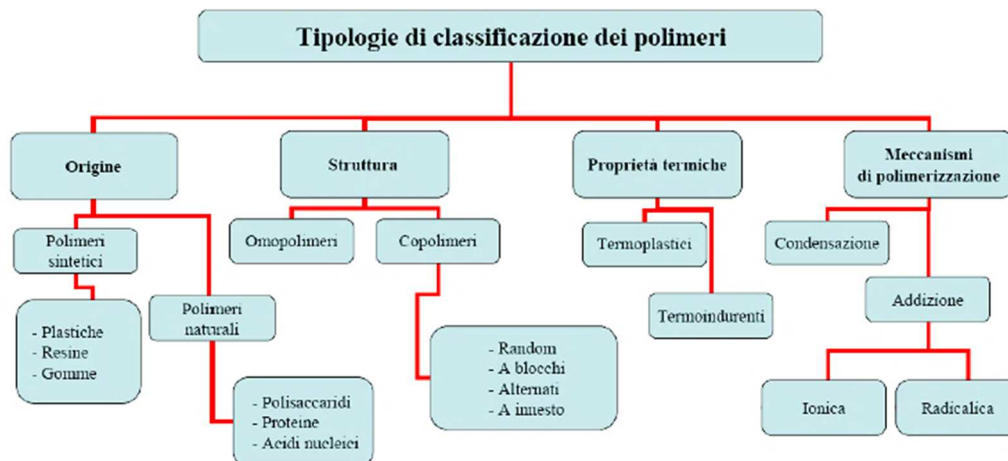


Figura 3.4: tipologie di classificazione dei polimeri⁹.

Analizziamo più da vicino le tre categorie di materiali plastici secondo la suddivisione chimico – tecnologica partendo dai **materiali termoplastici**. Questi sono costituiti da polimeri a catena lineare o leggermente ramificata (figura 3.5). Le catene sono disposte a caso ma possono subire orientamenti per effetto della lavorazione cui vengono sottoposte. Se questi materiali vengono sottoposti a temperature elevate rammoliscono fino alla scorrevolezza e sono in grado di riacquistare consistenza solida se riportati a basse temperature. Generalmente risultano solubili in solventi senza subire alcun processo di degradazione chimica. I materiali termoplastici si suddividono a loro volta in due gruppi:

1. **Termoplastici amorfi** (PVC, PS, PA): sono solidi, rigidi e presentano elevata fragilità a 20 °C. Allo stato naturale (senza coloranti aggiunti) sono trasparenti. Hanno un intervallo di temperatura di fusione compreso tra i 30 e 40 °C [11].
2. **Termoplastici semicristallini** (PET, PP, POM, PA): a temperatura ambiente sono tenaci, stabili e rigidi. Allo stato naturale presentano un colore biancastro.

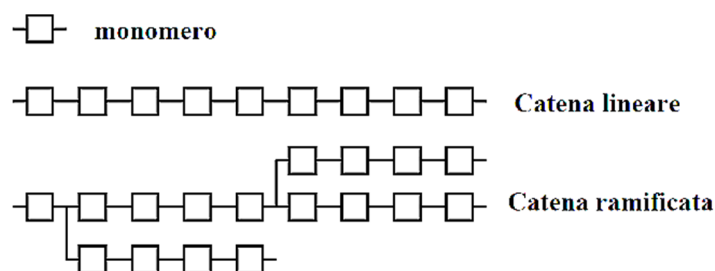


Figura 3.5: struttura cristallina dei materiali termoplastici [11].

⁹ Alessandro Salmi, Introduzione alle materie plastiche, appunti del corso di progettazione di processo con metodi numerici, 2016

I **materiali termoindurenti** si presentano come grosse molecole 3D con catene collegate tra loro attraverso una fitta rete di legami trasversali. Il reticolo, rispetto ai materiali termoplastici, risulta essere molto fitto (figura 3.6). Durante la polimerizzazione, i singoli monomeri si saldano tra di loro creando delle strutture tridimensionali. Ottenuto il reticolo cristallino, questa tipologia di materiali non sono più in grado di ri-acquistare lo stato fluido. Tipicamente sono formati da 2 componenti: la **resina** e il relativo **indurente**. Gli scarti di lavorazione non sono più utilizzabili e non sono solubili in solventi.

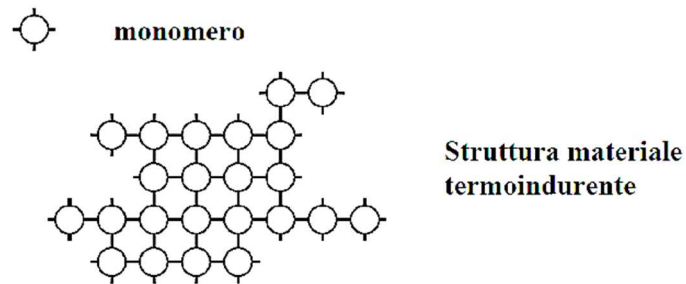


Figura 3.6: struttura cristallina dei materiali termoindurenti [11].

I **materiali elastomerici** sono costituiti da polimeri reticolari a maglia larga che a T_{amb} conferiscono un comportamento gommo-elastico al materiale. La struttura è prevalentemente lineare (figura 3.7) e se sono soggetti a sollecitazioni, le macromolecole si ri-orientano. Al cessare delle sollecitazioni, tali materiali recuperano rapidamente la configurazione iniziale. Tale categoria di materiali è soggetta quasi sempre a **vulcanizzazione** che garantisce una maggiore elasticità, resistenza a trazione, resistenza all'ossigeno e aggressione da parte di sostanze chimiche. Si effettua generalmente con lo zolfo e, al contempo, produce una diminuzione dell'abrasività e della appiccicosità.

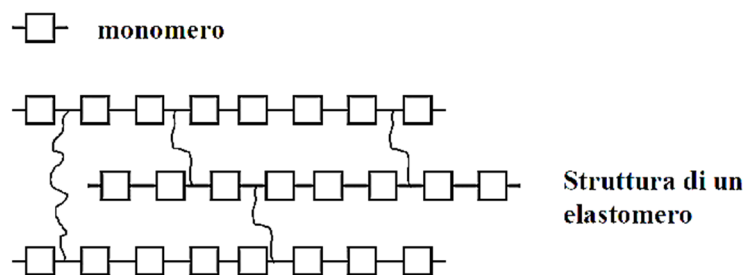


Figura 3.7: struttura cristallina dei materiali elastomerici [11].

Se durante la polimerizzazione le unità ripetenti derivano da un solo monomero, il prodotto è un **omopolimero**. Se provengono da due o più monomeri si hanno i **copolimeri**. Se il materiale è il risultato della miscelazione di due monomeri che polimerizzano senza combinarsi chimicamente si ottiene una **lega polimerica**.

3.1.3 Proprietà delle materie plastiche

La prima proprietà delle materie plastiche è la **cristallinità**. Un polimero può essere pensato come una massa disordinata di catene continue o ramificate. In tal caso lo si definisce come un **solido amorfo soffice**. Se le catene sono allineate in modo ordinato si ottiene un elevato grado di cristallinità. Questa situazione avviene quando le catene sono legate insieme da interazioni secondarie (legami idrogeno, ionico ecc...). Un polimero allo stato solido può presentare zone con struttura cristallina (elevata regolarità) e zone con struttura amorfa (bassa regolarità). Quest'ultima risulta essere di tipo vetroso e gommoso e dipende dalla temperatura di transizione vetrosa (T_g). Il **grado di cristallinità** è la percentuale in peso della sostanza allo stato cristallino rispetto al peso totale e lo si può calcolare come:

$$GdC = \frac{c}{c + A} \%$$

Tale grandezza dipende dalla struttura molecolare e dalla storia meccanica e termica che il polimero ha subito. Se il "GdC" aumenta, aumenta anche il livello di impaccettamento e la resistenza al ritiro elastico del materiale; se diminuisce la propensione al comportamento a creep, diminuisce anche la durezza, la rigidità, la densità, l'usura e la corrosione.

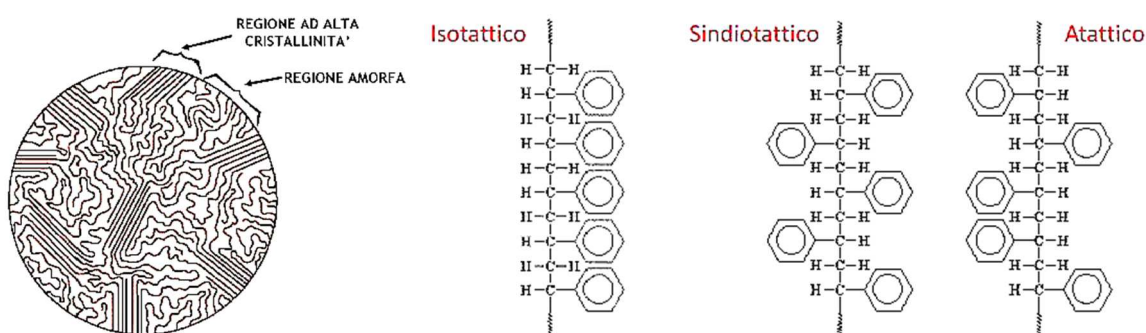


Figura 3.8: (a) cristallinità e (b) tatticità di un materiale plastico [11].

La **tatticità** di un materiale plastico è il modo in cui i gruppi costituenti sono disposti rispetto alla catena principale di un polimero. Se tutti i gruppi fenilici sono dalla stessa parte della catena si dice che il polimero è **isotattico**. Se sono alternativamente da una parte o dall'altra, lo si definisce **sindiotattico**, mentre se sono presenti su entrambi i lati della catena in modo casuale, si dicono **atattici**. Questi ultimi hanno delle proprietà meccaniche inferiori rispetto alle altre ma con costo di processo di creazione della macromolecola più economico.

L'**invecchiamento** è uno dei fattori che riguarda soprattutto i polimeri amorfi e la parte amorfa dei semi-cristallini al di sotto della temperatura di transizione vetrosa (T_g). Questo processo riguarda la fase di raffreddamento dei prodotti plastici e se non viene condotto lentamente, non si permette al materiale il raggiungimento di una condizione di equilibrio. Con il passare del tempo, le macromolecole, cercando un equilibrio nuovo, tendono ad addensarsi e aumentano la loro rigidità (il volume del materiale plastico diminuisce). È un fenomeno di natura reversibile perché quando il polimero viene portato al di sopra della T_g recupera le proprietà iniziali.

Diverso è il processo di **degrado** perché, rispetto al precedente, è irreversibile. Esso è associato a fenomeni correlati alla elevata temperatura, raffreddamento rapido, presenza di fuoco, solventi, raggi ultravioletti e ossigeno (ossidazione).

I materiali termoplastici non presentano una transizione netta fra deformazioni puramente elastiche e puramente plastiche. La loro rigidità, in genere, è ben due ordini di grandezza minore rispetto ai metalli mentre il carico di rottura è di un ordine di grandezza inferiore. Solo dopo una deformazione plastica molto spinta (rispetto ai metalli) si ha la rottura. Le proprietà meccaniche sono fortemente influenzate dalla temperatura a cui il materiale è sottoposto e sono ricavate mediante una classica prova di trazione a T_{amb} [13].

Per i polimeri amorfi, la prova di trazione presenta un iniziale tratto lineare puramente elastico sino a snervamento. A questo punto si presenta un leggero abbassamento del carico sino a quando si raggiunge un tratto costante che si presenta per un esteso intervallo di deformazione. Ad un certo punto il carico torna ad aumentare nuovamente sino a raggiungere la rottura. La prova si deve svolgere a velocità di trazione bassa (prova quasi statica) onde evitare lo sviluppo di calore che innalza la temperatura e usuri il polimero.

I polimeri semi-cristallini sono caratterizzati da zone cristalline (molecole perfettamente allineate) e zone a tratto amorfo. La curva che possiamo determinare mediante una prova di trazione quasi statica non ha il tratto piatto ma sale subito a rottura.

In via del tutto generale, più alta è la curva, maggiore sarà la rigidità del polimero (figura 3.9b).

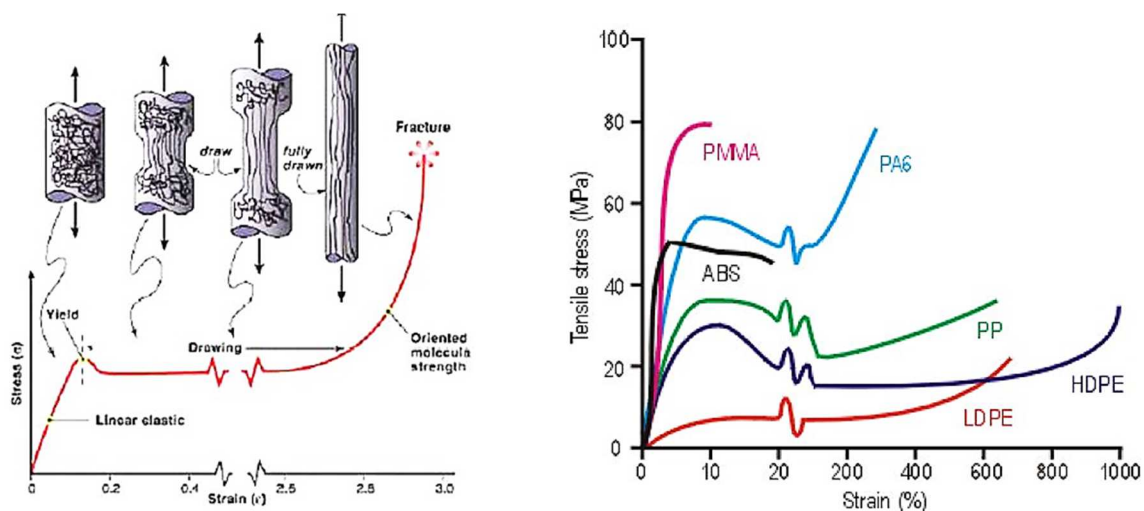


Figura 3.9: (a) curva di trazione polimero amorfo; (b) curve di trazione per diversi materiali plastici.

Se durante una prova di trazione aumenta la velocità di deformazione, la deformazione stessa diminuisce e il materiale plastico si rompe prima (figura 3.10a [11]).

Se aumenta la temperatura, il materiale plastico risulta essere più plasticizzabile. Generalmente, il tutto è strettamente collegato alla T_g poiché a basse temperature il materiale risulta essere più rigido e fragile mentre, se la stessa temperatura aumenta inizia a essere duttile. All'aumentare

della temperatura la tensione di snervamento (σ_{sn}) e di rottura (σ_r) diminuiscono (figura 3.10b [11]). Un'altra delle grandezze da considerare quando si deve selezionare una materia plastica è la **durezza**. Esistono due tipologie di durezza: la shore A e la shore D. La durezza shore è la misura della resistenza alla penetrazione di un materiale tramite penetratore a molla con forza pre-tarata. La durezza dei polimeri (gomme, plastiche) viene generalmente misurata tramite un durometro in scala Shore [15]. La shore A viene utilizzata per testare gomme, plastiche ed elastomeri mediamente morbidi. La scala shore D è utilizzata per testare plastiche e gomme mediamente dure [15]. Il valore della durezza shore A o D è determinata dalla profondità di penetrazione del penetratore nel materiale (figura 3.11a). Le due scale utilizzano penetratori di forma differente e differenti forze di carico applicate. In genere, la forza di carico utilizzata per la scala shore A corrisponde a 882 g (≈ 1.812 lb) mentre per la shore D è di 453 g (≈ 10 lb). Entrambe le misure hanno un campo rilevabile da 0 a 100 e la penetrazione massima per ogni scala di durezza è pari a 2.54 mm. Il valore "0" corrisponde ad assenza di forza di penetrazione, mentre il valore shore 100 corrisponde alla massima penetrazione nel materiale. Non esiste una relazione lineare tra i durometri di scala A e D. Esistono solo delle approssimative equivalenze. A causa delle differenze di forma della punta del penetratore, può esserci un'ampia divergenza tra le letture delle due scale per materiali diversi. Bisogna sottolineare inoltre che al di sotto dei 25 shore D (per la scala D) i valori sono abbastanza discutibili.

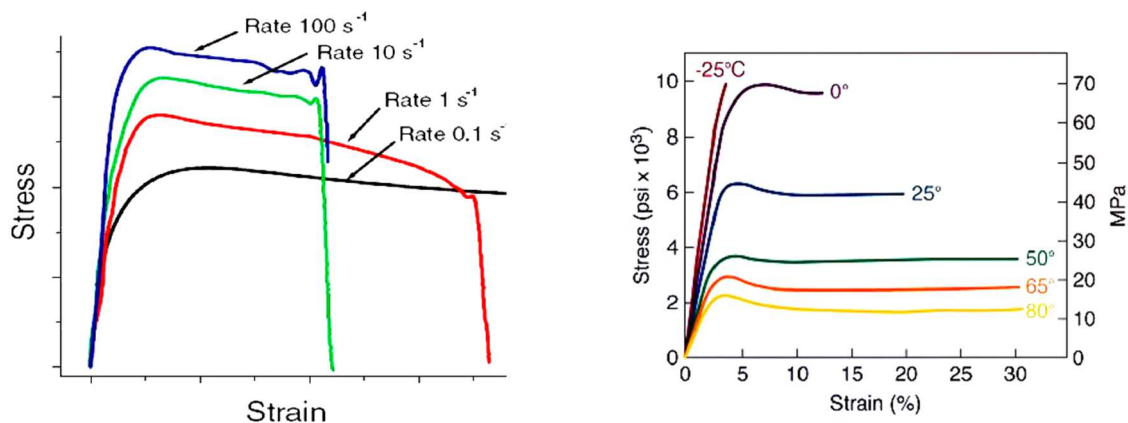


Figura 3.10: (a) effetto della velocità di deformazione; (b) effetto della temperatura

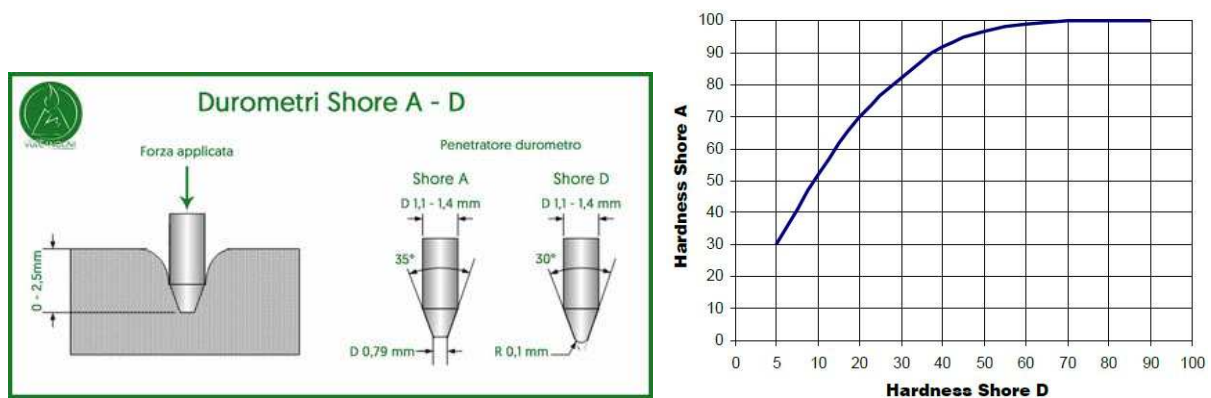


Figura 3.11: (a) tipologie di durometri; (b) conversione approssimata tra la scala shore A e D [15].

3.1.4 Comportamento alle condizioni ambientali

Le condizioni ambientali nelle quali potrebbe trovarsi a lavorare un materiale plastico possono influenzare molto il suo comportamento [9]. Infatti esistono diversi fattori ambientali che influenzano le plastiche. Esaminiamole una ad una:

- *Acqua e umidità*

La penetrazione di liquidi, gas o altri materiali solidi dentro le materie plastiche può ridurre le forze dei legami intermolecolari e aumentare la mobilità delle molecole. Di conseguenza si ottiene una diminuzione del modulo di Young (E), della durezza, della resistenza meccanica e della temperatura di transizione vetrosa (T_g). Alcuni di questi fenomeni sono di natura reversibile poiché è possibile eliminare l'intruso tornando alle condizioni originarie (processo non applicabile su tutte le plastiche). Di particolare importanza, soprattutto per le poliammidi, è l'assorbimento di acqua o di umidità dall'aria [9]. Tale assorbimento è calcolabile mediante la legge di Fick con l'ausilio del valore di saturazione e del coefficiente di diffusione (D). La legge ci permette di stimare la distribuzione dell'acqua in manufatti a forma di lastre per tempi a piacere dopo lo stoccaggio se, tali manufatti, vengono bagnati da ambo i lati e siano noti i coefficienti di diffusione. I valori di saturazione dell'assorbimento di acqua e di umidità dipendono poco dalla temperatura [9]. Inoltre, l'assorbimento di acqua in un polimero ne provoca l'aumento di volume. Per materie plastiche isotrope si può supporre che l'allungamento lineare di rigonfiamento, derivante dal rigonfiamento stesso, diventi minore del fattore 0.3 rispetto all'assorbimento d'acqua [9]. Nel caso di prodotti rinforzati con fibre di vetro, l'allungamento viene ostacolato particolarmente nella direzione delle fibre in modo che esso sia minore nella loro direzione rispetto alla direzione dello spessore della lastra. Nel caso di plastiche sensibili all'idrolisi, come il poliestere, piccole percentuali di acqua nei granuli possono provocare, nel caso di una lavorazione termoplastica, striature o soffiature interne. Un metodo semplice ma molto elaborioso per la determinazione dell'acqua assorbita è quello mediante riessiccamento in armadietto di essiccazione a sottovuoto.

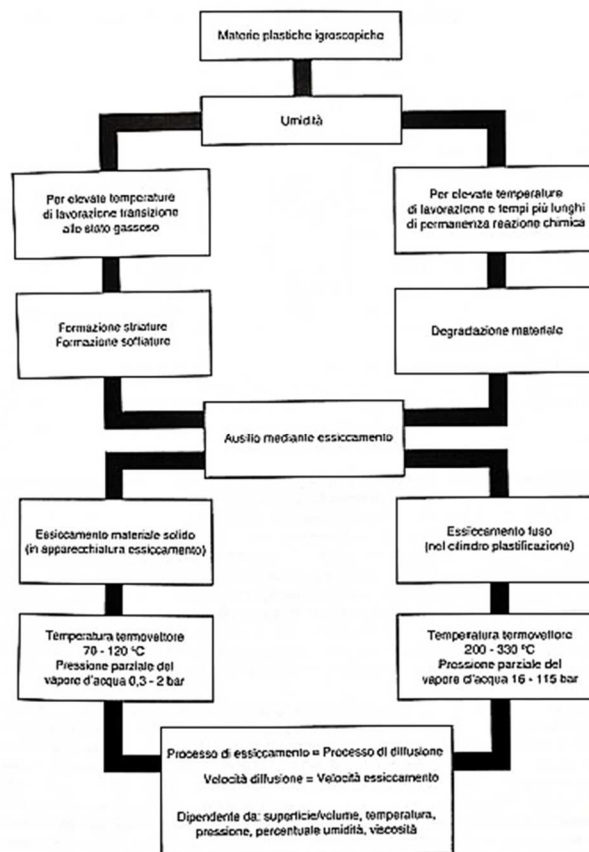


Figura 3.12: problematiche sulle situazioni “materie plastiche igroscopiche” secondo Rheinfeld [9].

- *Agenti chimici*

Gas, liquidi e solidi, in seguito a contatto, possono diffondersi nelle materie plastiche oppure estrarre componenti dal materiale stesso. In una tale situazione, le proprietà meccaniche delle plastiche possono peggiorare e si può perdere la sua idoneità all'uso. Il termine tecnico utilizzato per descrivere la capacità del materiale di resistere all'aggressione di tali componenti è “**idoneità**” [9]. Per la sua determinazione si possono prendere diversi provini che vengono stoccati a contatto con i materiali da provare, eventualmente a diverse temperature senza applicazione di un carico esterno. Le provette vengono prelevate a intervalli regolari e diventano sempre più lunghe. Su di esse si calcolano le variazioni di peso, di dimensione e delle caratteristiche iniziali rispetto alle odierne. Nel caso più semplice, il risultato delle prove è debellato mediante un giudizio: resistente, resistente con riserva e non resistente [9]. Tale valutazione è riduttiva e può fornire solo il primo punto di riferimento sull'impiego delle materie plastiche per una particolare applicazione. Si noti che l'azione di agenti chimici sulla plastica non viene influenzata solo dall'agente che lo aggredisce ma da tensioni interne congelate o da sollecitazioni esterne di carico.

- *Influenze atmosferiche*

Per influenze atmosferiche si intende il complesso di fattori che si possono verificare durante l'impiego all'aperto di manufatti: irradiazione solare, ossigeno, ozono e altre componenti gassose dell'aria. Non è possibile una caratterizzazione generale della resistenza agli agenti

atmosferici perché il tutto dipende dalla località geografica (clima) in cui vengono utilizzate. Esistono diverse normative che considerano differenti casi climatici in riferimento dei quali vengono date direttive per l'utilizzo [9].

- *Migrazione e permeazione*

L'assorbimento, la solubilità e la diffusione di liquidi, gas e materiali volatili nei polimeri e sulle loro superfici limitate sono importanti processi dal lato tecnico anche se non esercitano alcuna grande variazione significativa sul comportamento globale di un materiale plastico¹⁰. Per valutare l'idoneità delle plastiche per il settore alimentare vengono determinate le componenti estraibili (DIN EN ISO 6427). Nel caso di migrazione di un mezzo attraverso una parete di materiale plastico si osserva il fenomeno del trasudamento (weeping) (evaporazione del carburante attraverso le pareti del contenitore¹⁰).

La conoscenza della permeabilità delle materie plastiche ai gas e vapori è fondamentale soprattutto per l'industria dell'imballaggio e poiché è proporzionale allo spessore vale la relazione:

$$P = P_0 \cdot \frac{d_0}{d}$$

dove P è il valore di permeazione di uno spessore d.

Per film a più strati vale:

$$\frac{1}{P} = \frac{1}{P_1} + \frac{1}{P_2} + \frac{1}{P_3} \dots$$

dove P_i sono i valori di permeazione dei singoli strati.

La permeabilità al vapore d'acqua (WDD) è la quantità in peso di vapore d'acqua che si diffonde, in 24 ore, con una diminuzione fissata dell'umidità dell'aria dell'85% a una T = 20°C attraverso 1 m² di film esaminato (DIN 53122-1, 2; ISO 1195). Nella misura deve essere indicato lo spessore del film poiché influenza fortemente il valore di misura. Mediante moltiplicazione con lo spessore del provino e con riferimento alla differente pressione parziale si ottiene il coefficiente di permeazione PWD (DIN 4108-4)¹¹.

La **permeabilità ai gas** è il volume di gas ridotto a condizioni normalizzate (NTP) che si diffonde, in 24 ore, ad una determinata temperatura e una determinata caduta di pressione, attraverso una superficie di 1 m² di film¹¹. Anche qui si deve indicare lo spessore del film. Il **coefficiente di permeazione** (PG) per i gas è la permeabilità riferita allo spessore ed alla differenza di pressione. I valori caratteristici di permeabilità aumentano fortemente con la T e dipendono sensibilmente sia dalle condizioni di misura sia dal tipo e dallo stato del film.

Il **coefficiente di resistenza alla diffusione del vapore d'acqua** è un parametro del materiale, senza dimensioni, utilizzato in edilizia per i calcoli inerenti la protezione tecnica dall'umidità.

¹⁰ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

¹¹ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

I film di materiale plastico con valori di spessore espressi in micron e dell'ordine di $10^4 - 10^5$ agiscono come “freni del vapore”. Essi sono efficaci contro la formazione di rugiada sulle pareti oppure come strisce di protezione per tetti caldi. Tali valori di “ μ ” si ritrovano nella normativa DIN 4108 [9].

- *Comportamento all'usura e allo scorrimento*

I concetti di usura e attrito sono fortemente collegati tra loro. L'attrito è la resistenza alla variazione della posizione relativa di due corpi a contatto¹¹ e una sua misura è il coefficiente di attrito (μ). Sino a quando non si verifica alcun movimento μ_s (coefficiente di attrito statico) < μ_d (coefficiente di attrito radente o dinamico). Attraverso il processo di scorrimento possono nascere sulle superfici di scorrimento delle forze, localmente limitate, che sollecitano il materiale e provocano asportazione di materiale (fenomeno dell'usura). I cicli di lavoro per cui il materiale può lavorare diminuiscono drasticamente. Per evitare l'usura si può effettuare una lubrificazione delle superfici mentre l'utilizzo di una lubrificazione incorporata può ridurla verso lo 0 e portare μ_d verso valori compresi tra 0.05 – 0.2. Siccome i lubrificanti possono interagire con le plastiche è bene prima testare la compatibilità dei due [9].

Per lo studio dell'usura possono essere prese in considerazioni le seguenti normative:

1. La DIN 53516 utilizzata per la determinazione dell'abrasione di gomme naturali ed elastomeri rispetto allo smeriglio¹¹;
2. La DIN 52347 e 53754 o la ISO 9352 è un “metodo ruota di frizione rispetto allo smeriglio”¹¹.

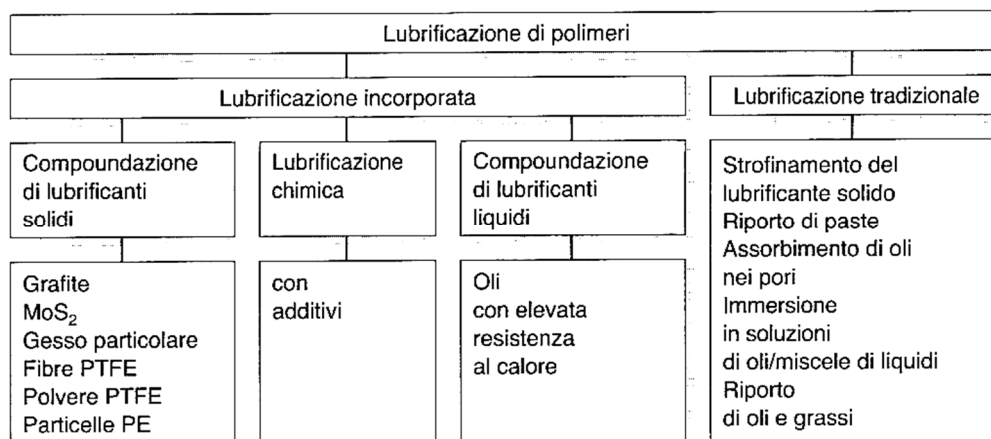


Figura 3.13: possibilità di lubrificazione dei polimeri.

- *Coefficiente di attrito*

Il coefficiente di attrito μ è il rapporto tra la forza di attrito F , agente nella direzione del piano di contatto, necessaria per superare l'adesione delle due superfici (μ_s) e per muovere una verso l'altra le due superfici (μ_d), e la forza perpendicolare (F_N) alle superfici di contatto [9]:

$$\mu = \frac{F}{F_N}$$

Questa legge, per le materie plastiche, vale solo approssimativamente. Mentre “ μ ” dipende dalla pressione di contatto tra le due superfici, per il “ μ_d ” esiste una dipendenza dalla velocità di scorrimento. Poiché durante ogni processo di scorrimento viene generato del calore, bisogna considerare anche la dipendenza dalla temperatura. I film vengono provati anche secondo la DIN 53375 e la norma ISO/DIN 8295. Il coefficiente di attrito può essere misurato con l’ausilio di un piano inclinato in cui $\mu = \tan \alpha$ (α è l’angolo di inclinazione del piano inclinato) e per cui il provino caricato da un pesetto aderisca di poco sul corpo antagonista mentre sta per iniziare a scorrere.

Secondo un altro metodo, il coefficiente di attrito si misura mediante una macchina di prova universale che applica una forza F necessaria a trainare il provino caricato con la forza normale (F_N) su uno scivolo orizzontale. In ultimo si ricorda che il μ_s viene calcolato nell’istante iniziale in cui si ha il moto relativo tra le due superfici [9].

- *Comportamento allo scorrimento*

Utilizzando un materiale plastico in una applicazione dove sussiste scorrimento non è sufficiente indicare i valori di μ e dell’usura perché questi possono essere influenzati, in parte, da:

1. Pressione sulla superficie (p);
2. Velocità di scorrimento (v);
3. Temperatura della superficie di scorrimento (TF);
4. Tipo di partner (durezza dell’altro materiale);
5. Caratteristica della superficie (ruvidità del partner);
6. Eventuale presenza di lubrificante.

Tutti questi fattori sono da considerare quando si effettua il trasferimento dei risultati della ricerca ai casi di impiego pratico. Il comportamento allo scorrimento viene calcolato o direttamente con una prova con cuscinetto, per cui il guscio è di materiale plastico e l’albero di metallo, oppure secondo il metodo perno-lastra, per cui un perno di materiale plastico viene compresso contro un disco rotante di metallo¹².

3.2 Le materie plastiche usate per i contenitori (packaging primario)

Tra le infinite materie plastiche, solo alcune possiedono i requisiti di idoneità al contatto con gli alimenti. La Food and Drug Administration è l’ente governativo statunitense che si occupa della regolamentazione dei prodotti plastici che possono entrare in contatto diretto con le sostanze alimentari e farmaceutiche senza alterarne la composizione e, quindi, utilizzabili dall’uomo senza incorrere in danni per la salute. Oltre a tale ente ne esistono anche altri in Europa, Cina e India. In questo progetto di tesi si è preso come riferimento la FDA perché la società AROL S.p.a, nel suo modus operandi, utilizza materiali certificati da tale ente. Nella

¹² Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

suddetta sezione si analizzano le caratteristiche delle principali plastiche utilizzate per la realizzazione di contenitori quali bottiglie e barattoli. In generale, dopo un'attenta ricerca, si è giunti alla conclusione che la maggior parte dei contenitori vengono realizzati utilizzando 3 tipi differenti di plastiche: il polipropilene (PP), il polietilene (PE) e il polietilene tereftalato (PET). Analizziamoli uno alla volta evidenziandone le principali caratteristiche.

3.2.1 Polipropilene (PP)

Il polipropilene, generalmente rappresentato con il simbolo PP, è un polimero termoplastico che mostra differenti gradi di tatticità¹³. Il polipropilene isotattico è il prodotto più interessante dal punto di vista commerciale perché presenta un elevato carico di rottura, una bassa densità, una buona resistenza termica all'abrasione (tipologia di usura che si ha quando due oggetti sfregano uno contro l'altro), al calore e agli agenti chimici dell'aria. I gruppi CH₃ sono disposti ordinatamente dallo stesso lato della catena di carbonio (C) che non risulta essere lineare ma si incurva in modo elicoidale (figura 3.14a) [16]. Esso è caratterizzato da una struttura altamente cristallina (sino al 75%) e possiede buone caratteristiche meccaniche, risulta essere molto leggero (grazie alla sua bassa densità), ha un punto di fusione abbastanza alto ($\approx 170\text{ }^{\circ}\text{C}$) che gli permette di contenere anche sostanze riscaldate (si pensi all'utilizzo dei piatti in plastica che comunemente usiamo per consumare del cibo) e risulta resistente anche agli agenti chimici e atmosferici. Il modulo di Young (E) varia all'interno del range di 1200 – 1000 MPa e il carico di rottura (R_m) tra 40 – 45 MPa [21].

La formula chimica del polipropilene è (C₃H₆)_n ed ha come codice di riciclaggio il valore 05 (figura 3.14b). Questi sono dei codici internazionali istituiti per riconoscere in modo chiaro ed inequivocabile il tipo di materiale del quale è costituito l'oggetto in questione. Generalmente, esso presenta una densità compresa tra 855 (struttura amorfa) e 946 (struttura cristallina) kg/m³, mentre la temperatura di fusione (T_f) è compresa tra 160 e 170 °C. Il polipropilene è un materiale resistente ma poco flessibile e a 120°C, soprattutto se isotattico, non si deforma ancora. Le 3 principali caratteristiche sono:

1. Elevata resistenza chimica;
2. Facilità di lavorazione sia alle macchine utensili e sia per saldatura;
3. Buona resistenza alla temperatura.

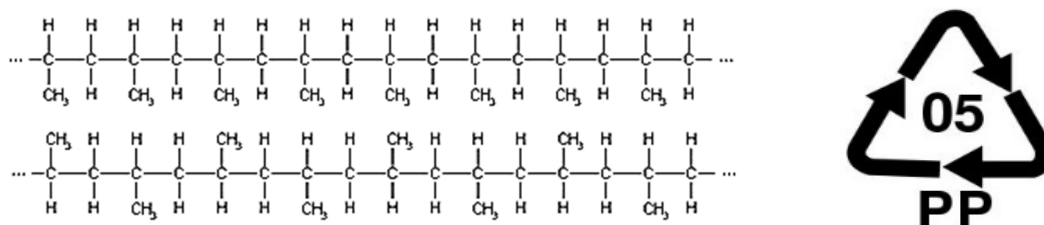


Figura 3.14: (a) struttura chimica del PP isotattico¹³; (b) codice¹³ di riciclaggio del PP.

¹³ Wikipedia, *polipropilene*

Nel polipropilene sindiotattico i gruppi di CH_3 sono disposti alternativamente rispetto alla catena di carbonio. Ciò offre al materiale delle caratteristiche meccaniche peggiori ma una maggiore economicità. Tuttavia, dato il forte sviluppo di questo materiale, quello isotattico rimane ancora quello maggiormente prodotto e venduto [20]. Il PP atattico non viene mai utilizzato a causa della struttura fortemente amorfa e vetrosa che lo rende un prodotto con proprietà altamente scadenti. Da sottolineare la presenza di un polipropilene espanso (comunemente denominato ELAPOR) [18]. Questo prodotto è simile al comune polistirolo ma dotato di una maggiore elasticità meccanica. Possiede una straordinaria resistenza al cianoacrilato (particolare adesivo con capacità di incollare tessuti biologici, adatto ad incollare superfici contenenti lievi tracce di acqua). Una applicazione molto frequente del polipropilene espanso è il campo del modellismo perché ha la capacità di riprendere la forma originale se immerso in acqua bollente (quindi utile dove c'è frequenza di urti).

Le applicazioni principali del polipropilene sono: cruscotto degli autoveicoli, paraurti, tappi ed etichette delle bottiglie in plastica, bottiglie per ketchup, vaschette con coperchio flessibile, custodie per CD, capsule per caffè, bicchieri in plastica, isolante per cavi elettrici, reti per zanzariere plissettate, tubi per acqua e gas in pressione.

3.2.2 Polietilene (PE)

Il polietilene, anche noto come politene, è il più semplice e comune dei polimeri sintetici e si ottiene per polimerizzazione del gas etilene. Viene comunemente indicato con la sigla PE e la sua formula chimica è $(\text{C}_2\text{H}_4)_n$. Il polietilene è una resina termoplastica che si presenta trasparente nel caso di struttura amorfa o bianco nel caso di struttura cristallina [23]. Il grado di polimerizzazione (n) può arrivare ad alcuni milioni, quindi le catene polimeriche possono essere di lunghezza variabile e più o meno ramificate. Ciò conferisce a questo materiale delle eccellenti caratteristiche meccaniche. È un materiale poco costoso e presenta una elevata resistenza chimica sia agli acidi che alle basi. Presenta una densità compresa tra gli 880 e 960 Kg/m^3 e una temperatura di fusione (T_f) tra i 110 e 137 $^\circ\text{C}$ [23]. Il modulo di Young (E) varia all'interno dell'intervallo 630 – 580 MPa mentre il carico di rottura (σ_m) tra i 20 – 16 MPa. Questo materiale plastico può essere prodotto anche sotto forma di fibre (per guanti e camici di laboratorio) o in film (per sacchetti della spesa e fogli di imballaggio). Possiede un elevato potere isolante e, per questo motivo, viene usato per rivestire i cavi elettrici. Le principali caratteristiche di questo materiale sono:

1. Resistenza eccellente alla corrosione e ai prodotti chimici;
2. Tenacità a T_{amb} e a basse temperature;
3. Eccellente resistenza all'abrasione;
4. Resistenza agli urti;
5. Basso coefficiente di attrito;
6. Facilmente saldabile;

7. Buona lavorabilità alle macchine utensili e buona flessibilità in un ampio intervallo di temperatura.

Una delle principali applicazioni di tale materiale è la fabbricazione, mediante estrusione e successive lavorazioni, dei sacchetti comunemente detti “in plastica”. Altro uso può essere fatto per apparecchi per l’industria chimica, cassonetti e contenitori, rivestimenti, scivoli ed elementi scorrevoli, guide di scorrimento, taglierini e strato interno di contenitori asettici per liquidi alimentari (“Tetra Brik Aseptic”). A differenza del polipropilene (PP) questo materiale plastico gode del pericolo di infiammabilità [22].

Il codice di riciclaggio non è univocamente definito perché dipende da quale tipologia di polietilene si tratta. Generalmente si considerano 4 tipologie di PE: HDPE (polietilene ad alta densità), MDPE (polietilene a media densità), LDPE (polietilene a bassa densità) e LLDPE (polietilene lineare a bassa densità).

L’HDPE è poco ramificato e presenta forze intermolecolari alte. Una struttura del genere conferisce a questa tipologia di PE una elevata rigidità e una maggiore resistenza alla trazione. Nella maggior parte dei casi si presenta duro, opaco e sopporta temperature elevate (110°C di continuo e 130° per brevi periodi). Un suo difetto è che non sopporta le condizioni di autoclave (tipo di chiusura ermetica in cui il ΔP tra gli ambienti favorisce la tenuta). L’HDPE è caratterizzato da un modulo di Young (E) che varia tra i 820 – 770 MPa e un coefficiente di rottura (σ_m) tra i 25 – 21 MPa. Il carico di snervamento (σ_{sn}) varia all’interno dell’intervallo di 9 – 14 MPa. Possiede, inoltre, un codice di riciclaggio pari a 02.

L’MDPE viene caratterizzato dal possedere delle percentuali minori di catene ramificate rispetto all’LDPE e perciò non viene quasi mai utilizzato.

Il polietilene a bassa densità (LDPE) risulta essere più ramificato dell’HDPE e perciò risulta essere più duttile e meno rigido. Tale ultima caratteristica deriva dal processo di sintetizzazione (polimerizzazione radicalica) con il quale viene ottenuto. A causa della bassa rigidità non viene utilizzato per contenitori grandi e perciò viene sostituito dall’HDPE. Possiede un codice di riciclo pari a 04.

Il polietilene LLDPE è dotato di un numero significativo di ramificazioni corte. Il suo costo di produzione è maggiore rispetto agli altri e per questo è difficile incontrarlo in elementi utilizzati per il packaging primario.

STRUTTURA E PROPRIETÀ.

Proprietà	LDPE	LLDPE	HDPE
Densità (g/cm ³)	0.92 – 0.93	0.922 – 0.926	0.95 – 0.96
Resistenza a trazione (MPa)	6 – 17	12.5 – 20	20 – 37
Allungamento %	550 – 600	600 – 800	20 – 120
Cristallinità %	40 - 50	...	60 - 80

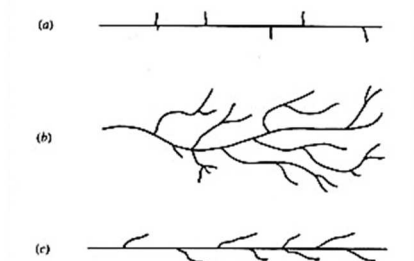


Figura 3.15: confronto tra (a) HDPE, (b) LDPE e (c) LLDPE¹⁴

3.2.3 Polietilene tereftalato (PET)

Il polietilene tereftalato, $(C_{10}H_8O_4)_n$, più comunemente definito PET, fa parte della famiglia dei poliesteri ed è una resina termoplastica adatta al contatto alimentare [24]. Non per caso, è tra i più famosi e usati materiali plastici per produrre contenitori di qualsiasi forma. In funzione dei processi produttivi e della storia termica subita, questo materiale può presentarsi in forma amorfica (trasparente) o semi – cristallina (bianco o opaco). Si presenta inoltre come un solido incolore e inodore che ne permettono l'utilizzo nel settore del packaging primario. Può essere designato con differenti sigle: PET, PETE, PETP, PET-P¹⁴. Presenta una densità compresa tra i 1370 – 1455 Kg/m³ e una temperatura di fusione (T_f) di all'incirca 260 °C. Un'altra delle sue proprietà che lo rende applicabile nel settore del packaging primario dell'imbottigliamento è la completa insolubilità in acqua. Viene utilizzato principalmente per realizzare contenitori per bevande (66%) e per cibi (8%). Si ricordi che in Europa, la compatibilità alimentare è sancita dalla regolazione (UE) N.10/2011. Il suo forte utilizzo è dovuto anche per le notevoli proprietà elettriche, di resistenza chimica, resistenza alle alte temperature, autoestinguenza e rapidità di stampaggio. È idoneo alla produzione di pezzi di alta precisione e presenta stabilità dimensionale (risulta praticamente insensibile all'umidità ambientale). Il PET può essere anche utilizzato per realizzare elementi e supporti molto sollecitati durante il loro funzionamento, particolari che richiedono elevata stabilità dimensionale per meccanismi di precisione e componenti isolanti per l'industria elettrica ed elettronica.

Il modulo di Young (E) varia tra i 2800 e 3200 MPa mentre il carico di rottura (σ_R) tra 82 -87 MPa. Il coefficiente di Poisson (ν) si aggira nell'intorno dello 0.37. Questo materiale plastico

¹⁴ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

possiede un basso coefficiente di attrito e risulta eccellente all'usura. Quindi, le principali caratteristiche del PET sono:

1. Elevata resistenza meccanica, rigidità e durezza;
2. Basso e costante coefficiente di attrito;
3. Buona resistenza all'usura (migliore delle poliammidi);
4. Buona stabilità dimensionale (migliore della resina acetica);
5. Buona resistenza agli acidi;
6. Buone proprietà di isolamento elettrico;
7. Fisiologicamente inerte (idoneo al contatto con alimenti).

Il PET viene utilizzato anche per la produzione di boccole, cuscinetti, ingranaggi in plastica, valvole alimentari, isolanti, camme, guide di scorrimento e supporti. Il codice di riciclaggio è pari a 01.

3.3 Le materie plastiche usate per elementi dei sistemi di bloccaggio

Le diverse tipologie di sistemi di bloccaggio che abbiamo analizzato nella sezione 2.2 utilizzano quasi sempre le stesse tipologie di materie plastiche. Poiché la nostra attenzione cade sulla tipologia di bloccaggio con cinghia, andiamo ad analizzare le caratteristiche di quei materiali maggiormente impiegati proprio in essa. Innanzitutto bisogna capire quali parti della macchina tappatrice è interessata dai materiali in questione.

Nel sistema di bloccaggio con cinghia, l'elemento centrale che contrasta la rotazione sul proprio asse del contenitore è l'elemento in gomma (figura 3.16b) posizionato nella stella centrale della macchina (figura 3.16a). Si ricordi che la stella centrale è quella parte della macchina capsulatrice sulla quale è presente la torretta di tappatura. Nella macchina esistono altre due stelle dette "di rinvio" di cui una accoglie i contenitori provenienti dalla coclea (elemento che serve a garantire il corretto passo alle bottiglie prima che arrivino nella parte centrale della macchina) e la seconda li prende in uscita dalla stella centrale e li porta su un sistema di trasporto (generalmente a nastro) che a sua volta li conduce fuori dalla macchina (figura 3.17). Per i contenitori più complessi può essere presente anche una doppia coclea.

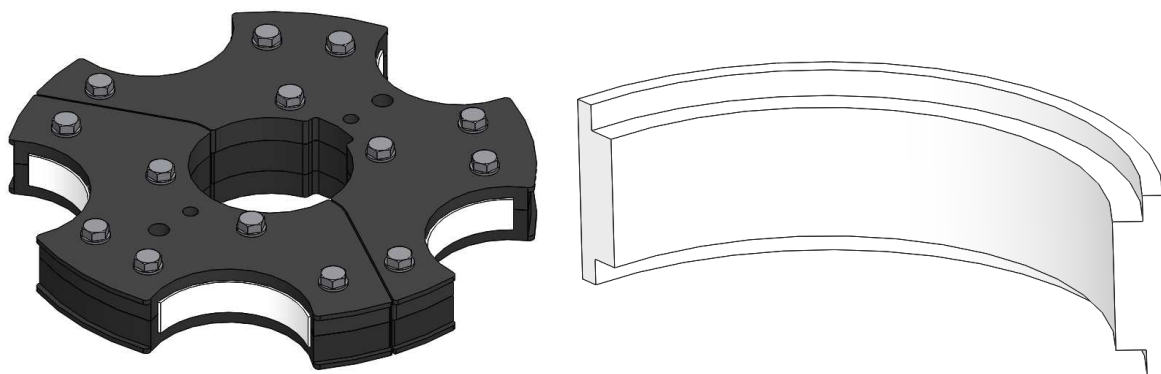


Figura 3.16: (a) stella centrale di una macchina tappatrice; (b) elemento in gomma.

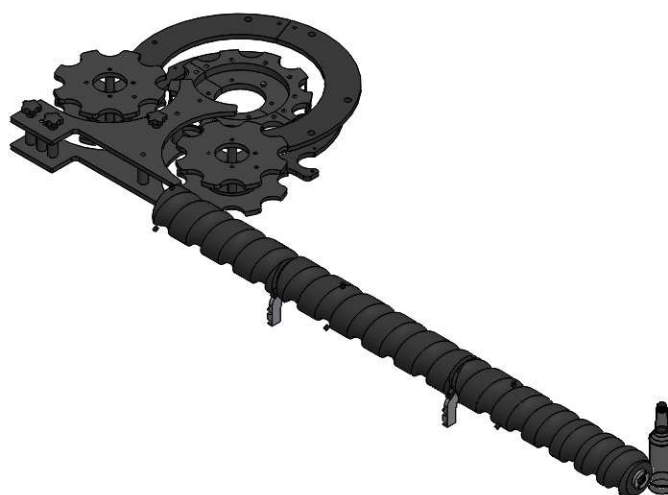


Figura 3.17: sistema di movimentazione dei contenitori dentro una macchina tappatrice.

In alcuni casi, soprattutto quando i contenitori sono molto alti, si può utilizzare una doppia stella centrale con doppia presenza di elementi in gomma. Un sistema del genere diventa molto complesso e richiede anche la presenza di due cinghie.

L'elemento presente sulla stella centrale (figura 3.16b), facente parte del sistema di bloccaggio, deve essere realizzato con un materiale plastico tale da conferirgli accurate peculiarità. Innanzitutto deve essere, come sottolineato già nelle sezioni precedenti, un materiale certificato FDA e deve essere in grado di resistere bene alla deformazione permanente, cioè possedere un buon "compression set" che gli permetta di lavorare per un periodo di tempo abbastanza lungo. Siccome molte macchine sono soggette a lavaggio dopo alcuni cicli di lavoro o tappano contenitori che contengono sostanze aggressive, il materiale plastico deve avere un'ottima resistenza agli acidi, grassi e acqua. Altra proprietà molto importante è la sua durezza. In particolare, tale elemento non deve essere né troppo duro (il che comporterebbe una eccessiva deformazione sui contenitori) e né troppo molle (implicherebbe una maggiore usura nel tempo). La durezza gioca un ruolo fondamentale anche in riferimento all'attrito. Una gomma troppa dura e liscia non presenta un attrito abbastanza elevato da poter bloccare il contenitore. Inoltre, il materiale plastico selezionato per tale elemento deve essere caratterizzato da un'usura relativamente bassa e da una bassa abrasività (alcuni contenitori possono avere immagini pre-stampate e un materiale molto abrasivo potrebbe danneggiarle irreversibilmente). Tra le plastiche più utilizzate per la realizzazione di tale elemento (figura 3.16b) ci sono l'etilene propilene diene monomero (EPDM) e la gomma poliuretanica (EU o PU).

3.3.1 Etilene propilene diene monomero (EPDM)

L'etilene propilene diene monomero (EPDM) è una famiglia di gomme sintetiche che appartengono al gruppo M secondo la classificazione DIN/ISO 1629¹⁵. Un suo cugino è la

¹⁵ Wikipedia, *EPDM*

gomma EPM (etilene propilene monomero). Quest'ultimo è una gomma sintetica satura, prodotta mediante copolimerizzazione di etilene e propilene. A causa della mancanza di legami doppi, questa gomma non può essere reticolata con zolfo (quindi non può subire la classica vulcanizzazione mediante zolfo) o con agenti chimici che liberino zolfo, ma solo con perossidi organici [28]. Le gomme EPDM sono dei terpolimeri (polimeri realizzati a partire da monomeri di tre specie differenti) ottenuti dalla copolimerizzazione di etilene, propilene e da un terzo monomero rappresentato da un diene (composto avente due doppi legami)¹⁶.

Le gomme EPDM sono quindi l'evoluzione delle gomme EPM mediante la vulcanizzazione dovuta proprio all'aggiunta di legami doppi all'interno della catena polimerica. Esso possiede diverse denominazioni commerciali: Dutral (il più famoso), Keltran, Nordel, Buna-AP e Vistanol.

Questo materiale plastico risulta essere scelto tra quelli da utilizzare per la realizzazione dell'elemento di figura 3.16b perché risponde bene alle esigenze descritte nella precedente parte introduttiva.

Questa tipologia di gomma esibisce una soddisfacente inerzia all'aggressione dei fluidi idraulici polari, ai chetoni, all'acqua ed agli alcali. D'altra parte, presenta una insoddisfacente resistenza verso la maggior parte degli oli di origine fossile (prodotti di origine petrolchimica), alla benzina, al cherosene, agli acidi concentrati ed ha una eccezionale resistenza all'invecchiamento, all'ossidazione e alle radiazioni UV. Questo materiale può essere prodotto in modo da presentare specifiche proprietà entro determinati intervalli che dipendono dai polimeri EPDM disponibili, dal metodo (o dai metodi) di lavorazione e di vulcanizzazione impiegati [28]. Per tali motivi, esso presenta buone proprietà meccaniche, bassa deformazione permanente e buon recupero elastico. Siccome si possono produrre articoli atossici, l'EPDM risulta di facile impiego dove necessitano certificazioni FDA. Presenta anche un'ottima resistenza al calore ma una bassa resistenza alla fiamma.

La sua densità varia tra i 0.9 e 2 g/cm³ mentre la durezza shore A tra 40 e 90 e presenta una temperatura media di lavoro compresa tra i -40 e +130 °C (con punte che arrivano anche a -80 e +150 °C). Il modulo di Young (E) è compreso nell'intervallo 6 – 20 MPa.

L'EPDM può essere anche utilizzato per migliorare le proprietà della gomma naturale (NR), tra le quali la resistenza all'ozono. Si ricordi che nel momento in cui vengono miscelati due polimeri di viscosità differente, quello che possiede la viscosità maggiore tenderà a formare la fase continua. A titolo di esempio si riportano due immagini di schede tecniche di questa tipologia di gomma sintetica.

¹⁶ Wikipedia, *EPDM*

CARATTERISTICHE DELL'ELASTOMERO PROPERTIES OF THE ELASTOMER	UNITA' DI MISURA MEASUREMENT UNIT	VALORE VALUE
DUREZZA Hardness	Sh A	50
DENSITÀ Density	g/cm³	1,43
CARICO A ROTTURA Tensile strength	Kg/cm²	96
ALLUNGAMENTO A ROTTURA Elongation at break	%	780
MODULO AL 100% Modulus 100%	Kg/cm	23
MODULO AL 300% Modulus 300%	Kg/cm	30
LACERAZIONE Tear	Kg/cm	13
DEFORMAZIONE PERMANENTE (70°C x 22h) Compression set	%	-
COLORE Colour	-	Grigio Grey

Figura 3.18: scheda tecnica del DEPEK50 della Pieffe S.r.l [31].
























Caratteristiche																	
<div><div> Brucia</div><div> Elasticità</div><div> Inerte chimicamente</div><div> Resiste agli agenti atmosferici</div><div> 30°C ÷ +150°C</div></div>																	
Rif.	Denom.	Colore	Durezza	Peso specifico	Resistenza trazione	Allungamento a rottura	Resistenza lacerazione	Temp. max di servizio in			Temp. min di servizio	Elasticità	Compressione Set.	Abrasione	Fiamma	Carburanti	Agenti Atmosferici (O ₃)
			Sh.A +/-5	g/cm ³	Mpa min	% min.	N/mm min.	aria	olio	acqua							
G2S	EPDM super	nero	65	1,10	12	450	30	150°C	20°C	100°C	-30°C						
G2A	EPDM	nero	65	1,26	7	400	20	120°C	20°C	90°C	-25°C						
G2Y	EPDM econ.	nero	70	1,33	5	300	15	70°C	20°C	80°C	-20°C						

Figura 3.19: scheda tecnica per diversi EPDM della FLUORTECNO [32].

Il principale campo di applicazione dell'EPDM risulta essere l'industria automobilistica ma viene anche utilizzato nell'industria dei cavi elettrici e per la produzione di raccordi, tubi e guarnizioni per elettrodomestici. Per le sue proprietà dielettriche viene utilizzato come materiale isolante e di tenuta per i moduli solari.

3.3.2 Gomma poliuretanica (PU o EU)

La gomma poliuretanica o polietere-uretano fa parte del gruppo U secondo la classificazione DIN/ISO 1629 [28]. Questa tipologia di materia plastica ha smisurate denominazioni commerciali e tra le più famosi ci sono: Vulkollan, Urepan, Adiprene, Elastollan, Diprane, Baytec. Le proprietà delle gomme poliuretaniche sono in genere paragonabili a quelle dei poliuretani per colata, i quali richiedono differenti apparecchiature e tecniche di stampaggio. Tali gomme sono utilizzate in molte applicazioni, specialmente quando sono richieste eccellenti proprietà meccaniche, resistenza agli oli, all'ozono, all'abrasione e generalmente vengono vulcanizzata con sistemi a zolfo o perossidi. Esse presentano una eccezionale resistenza meccanica e chimica. Le sue proprietà principali che lo rendono adatto alle applicazioni di bloccaggio per le macchine tappatrici sono:

1. Ottima resistenza all'abrasione, alla lacerazione, al taglio e alla trazione;
2. Eccellente resistenza a oli, ossigeno e ozono;
3. Bassa permeabilità ai gas (ad esempio all'azoto), specialmente per i gradi poliestere;
4. Buona flessibilità alle basse temperature;
5. Resistenza alle sollecitazioni dinamiche;
6. Alta resilienza;
7. Eccellente resistenza al compression set;
8. Resistenza alle temperature fino a 120° C;
9. Minima deformazione permanente;
10. Non soggetto a idrolisi.

Per la produzione di queste gomme, a seconda delle esigenze, si utilizzano due metodologie; per colata o per stampaggio. Il poliuretano per stampaggio permette di ottenere particolari altrimenti difficili da realizzare per colata. Di contro, questa metodologia di produzione presenta una resistenza meccanica sensibilmente inferiore ma una maggiore resistenza al calore rispetto al poliuretano per colata a caldo.

In generale, i poliuretani vengono suddivisi in due gruppi principali: i polieteri ed i poliesteri.

Il poliuretano polietere può essere impiegato in presenza di acqua ma teme l'ossidazione provocata dall'esposizione ai raggi UV (luce solare) [28]. Il poliuretano poliestere se confrontato con il precedente presenta una maggiore isteresi e minore elasticità, perciò maggiore assorbimento degli urti. Inoltre, presenta una maggiore resistenza ai raggi UV.

La tipologia di poliuretano utilizzata nel campo delle applicazioni su macchine tappatrici è il Vulkollan. Esso è il nome commerciale del Naftalendiisocianato (NDI) registrato dalla Bayer.

Una delle caratteristiche che lo rendono un materiale applicabili in settori del packaging è la sua elevata velocità di produzione.

Il PU presenta una durezza compresa tra i 60 e 95 shoreA. La temperatura di lavoro è generalmente compresa tra i -30 e 100 °C. Di seguito si riporta un esempio di scheda tecnica in cui si fa un confronto tra le proprietà di diversi PU con diverse durezza shoreA.

TYPICAL ELASTOMER PROPERTIES: PU-EH 60÷95 SHA									
Properties	U.M.	EH 60	EH 65	EH 70	EH 75	EH 80	EH 85	EH 90	EH 95
Hardness (20°C)	Shore A/D	60/15	65/18	70/21	75/24	80/27	85/29	90/35	95/40
Specific gravity	Kg/dmc	1,18	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,21	1,21
Tensile strength	MN/mq	18	20	25	30	35	35	35	35
100% Modulus	MN/mq	1,5	2,0	2,5	3,5	5,0	6,5	8,5	10,5
300% Modulus	MN/mq	3,0	4,2	6,0	7,5	9,5	12,0	15,0	18,0
Elongation at break	%	800	850	850	800	800	700	600	500
Resilience	%	75	70	65	65	60	55	53	51
Tear strength	KN/m	43	50	59	66	74	83	93	105
DIN Abrasion	mmc	60	50	45	40	40	40	45	55
Cold flex point	°C	-55	-55	-55	-52	-50	-50	-48	-45

Figura 3.20: scheda tecnica di confronto tra diversi PU della Guarnipol S.r.l. [28].

3.4 Materie plastiche alternative

Uno dei primo obiettivi da raggiungere in questo progetto di tesi è l'individuazione di materie plastiche alternative e possibilmente più performanti rispetto a quelle già utilizzate (EPDM e PU). Avendo analizzato la gomma poliuretanica e non descritto cosa sono le gomme e gli elastomeri, facciamone una breve descrizione.

Innanzitutto, tutti i materiali macromolecolari reticolabili vengono definiti “gomme”¹⁷. A T_{amb} , questi materiali si presentano amorfi e la temperatura di transizione vetrosa (T_g) è bassa. Quando non sono reticolati presentano caratteristiche simili ai materiali termoplastici, cioè all'aumentare della temperatura diventano più flessibili e l'elasticità dovuta alla struttura a gomitollo diminuisce. Mediante vulcanizzazione con zolfo, le macromolecole vengono reticolate sino a formare elastomeri a struttura larga (*gomma flessibile*) o gomma indurita (*ebonite*) a struttura stretta.

Gli elastomeri vengono classificati tra i materiali termoplastici ancora flessibili (*caucciù*) e i termoindurenti rigidi (*gomma indurita*). Non rammolliscono più ad alte temperature e quindi possono essere lavorati secondo le tecnologie dei materiali termoplastici. Mediante la copolimerizzazione di etilene e propilene si generano elastomeri etilene-propilene completamente saturi e non vulcanizzabili con zolfo (l'EPDM descritto nella sezione precedente). Gli elastomeri EP (compreso anche l'EPDM) sono caratterizzati da una eccellente resistenza all'invecchiamento e rivestono un ruolo importante sul mercato economico delle plastiche. Uno dei loro principali vantaggi è la resistenza al calore. Come accennato in precedenza, i materiali plastici si possono classificare in diverso modo. Una di queste è rappresentata in figura 3.20 in cui la classificazione viene eseguita in funzione della resistenza al calore e all'olio (in base all'ASTM-D 2000/SAE J200) [9].

¹⁷ Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

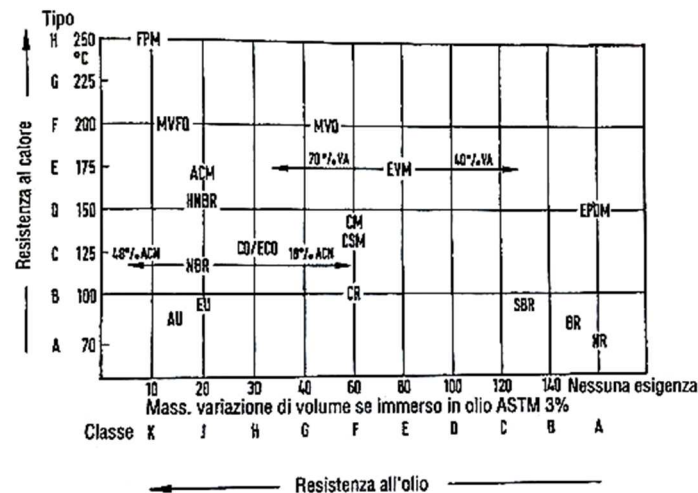


Figura 3.20: classificazione elastomeri secondo la resistenza al calore e all'olio¹⁷.

	NR	BR	CR	SBR	IR	NBR	EPDM	CSM	EAM	ACM	ECO	AU	MVQ	FKM	FVMQ
Resistenza alla trazione	1	5	2	2	4	2	3	3	3	3	3	1	4	3	4
Elasticità	1	1	2	4	5	4	3	5	5	5	3	2	2	5	3
Resistenza all'usura	3	1	2	2	4	3	4	3	4	4	4	1	5	4	5
Resistenza agli agenti atmosferici e all'ozono	5	5	4	5	3	5	1	1	1	2	2	2	1	1	1
Resistenza al calore	5	5	4	4	3	4	2	3	2	2	3	3	1	1	2
Flessibilità al freddo	1	1	3	2	3	4	2	4	4	5	3	4	1	5	2
Permeabilità ai gas	4	4	2	4	1	2	3	2	2	3	2	2	5	2	5
Temperatura per impiego continuativo (°C)*	100	100	120	110	130	120	140	130	170	160	130	130	200	210	180

*) Per materiali ottimali circa 1.000 ore.

Figura 3.21: confronto delle caratteristiche di vulcanizzati delle gomme più importanti (scala di valutazione: 1 = ottimo; 2 = molto buono; 3 = buono; 4 = sufficiente; 5 = debole)¹⁷.

3.4.1 Criteri di scelta

La scelta di un polimero in funzione delle proprie esigenze potrebbe risultare un problema di non facile risoluzione perché si deve tenere conto delle specifiche situazioni di impiego e puntare a ottenere determinate aspettative prestazionali. L'atto di scegliere un determinato materiale è una delle prime e più importanti decisioni da prendere nella fase di studio e sviluppo di un manufatto¹⁸. Infatti, la scelta è sempre condizionata da un adeguato bilancio tra proprietà meccaniche e da un favorevole rapporto costo/prestazioni. Tuttavia, il forte sviluppo applicativo delle materie plastiche dal 1970 in poi è stato determinato in modo particolare dalle proprietà di base che esse possiedono [35]:

- Basso peso specifico;
- Buone caratteristiche meccaniche;
- Bassa conducibilità elettrica e termica;
- Resistenza alla corrosione;
- Basso coefficiente di attrito;
- Facile lavorabilità.

¹⁸ Angelo Gennaro, Gianluca Capra, Criteri di scelta dei polimeri, Meccanica Plus

Alcune limitazioni sono:

- Caratteristiche meccaniche fortemente dipendenti dalla temperatura e condizioni ambientali;
- Infragilimento alle basse temperature;
- Fenomeno di scorrimento visco-elastici più marcati tali da ridurre l'impiego diffuso e generalizzato.

Due sono le principali motivazioni alla base della scelta del materiale [35]:

1. Selezionare il materiale e il relativo processo di trasformazione;
2. Selezionare un materiale alternativo (eventualmente anche il nuovo processo di trasformazione) per un prodotto già esistente.

Per ciò che concerne questo lavoro di tesi, si ricade nella seconda opzione. Tuttavia, per entrambe le motivazioni possono venire presi in considerazione i seguenti approcci sistematici:

1. Definire la funzione del prodotto (manufatto) trasferendola in prestazioni richieste al materiale (resistenza, rigidità, fatica ecc...);
2. Definire le esigenze di produzione in termini di quantità prodotto, tolleranze ammissibili, aspetti superficiali;
3. Caratterizzare il materiale attualmente utilizzato in termini di prestazioni, produttività e costi;
4. Valutare quali caratteristiche sono necessarie per la buona funzionalità del prodotto;
5. Cercare il materiale alternativo ed, eventualmente, la tecnologia produttiva alternativa;
6. Compilare una lista di materiali alternativi e valutarne i costi;
7. Confrontare il materiale e le metodologie produttive in uso con le possibili alternative.

Gli incrementi nelle prestazioni dei materiali e delle tecnologie produttive possono offrire nuove opportunità; nuove legislazioni sulla salute e sull'ambiente possono richiedere mutamenti nel prodotto¹⁸.

Ai fini di una corretta scelta del materiale da impiegare per la produzione di un manufatto, soprattutto se questo è destinato a impieghi tecnici e strutturali, è importante valutare innanzitutto le esigenze dell'applicazione. L'utilizzo delle cosiddette "carte di selezione dei materiali" facilita questo compito poichè in esse vengono riportate in ascissa e in ordinata le proprietà in esame e nel piano il range di valori per ogni proprietà per ogni materiale considerato [35].

Tali carte non permettono, però, una scelta finale del materiale, ma consentono una rapida ed efficiente individuazione dei possibili candidati¹⁸. Possono essere raffigurate due carte di selezione rispettivamente per il modulo di Young – densità e fattore di intensificazione degli sforzi – densità. Altre carte possono prendere in considerazione proprietà quali espansione termica lineare – modulo di Young, rigidità dielettrica – temperatura, modulo di Young – costo relativo e così via [35].

Un approfondimento nella scelta del materiale viene effettuato correlando le prestazioni richieste dal manufatto con le proprietà dei materiali candidati in modo da trovare una ragionevole concordanza. Questo può essere effettuato andando a tabulare le principali

proprietà richieste, con le relative tolleranze accettabili, con i valori delle medesime proprietà dei materiali in esame.

Un altro approccio sistematico è basato sul “profilo grafico delle proprietà”. Un passo in avanti nella decisione della scelta del materiale più soddisfacente, basata sulla combinazione delle diverse proprietà del materiale, è reso possibile dall’utilizzo di “grafici pentagonali” [35], detti anche diagrammi polari, nei quali sono incluse cinque proprietà del materiale espresse come valori minimi e massimi. Il miglior materiale sarà quello che mostrerà le migliori risposdenze per tutte le proprietà prese in considerazione. In figura 3.22 si riporta un esempio di grafico polare.

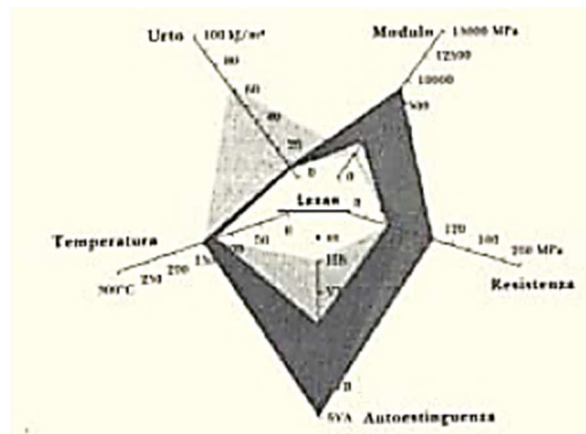


Figura 3.22: grafico polare del Lexan (PC) [38].

Ovviamente questi confronti, utilizzando tali diagrammi polari, sono possibili dopo aver verificato che le modalità con le quali sono state eseguite le prove, le metodiche e le condizioni ambientali sono le stesse e che esiste una valida correlazione con i requisiti dell’applicazione.

Sulla base di tutto questo si è decisi di stilare una serie di “*criteri di ricerca*” e scelta dei polimeri per la nostra applicazione sul sistema di bloccaggio con cinghia:

- Polimero certificato FDA per applicazioni alimentari;
- Buona resistenza al calore, ozono e temperatura;
- T_{applicazione} elevata (-10 – 150 °C);
- Ottima resistenza alla deformazione permanente per allungare la vita utile del manufatto;
- Buon *compression set* perchè il manufatto lavora a compressione;
- Ottima resistenza agli acidi, grassi e acqua (la macchina deve essere anche lavabile);
- Buona resistenza al vapore;
- Durezza relativamente bassa per avere un giusto compromesso tra deformabilità e attrito;
- Usura relativamente bassa in modo che il manufatto possa garantire molti cicli di lavoro;
- Bassa abrasività in modo da non danneggiare le etichette o eventuali immagini pre-stampate direttamente sulla bottiglia.

Un fattore decisamente importante in questa scelta è quello di considerare materiali plastici vulcanizzati. Il processo di vulcanizzazione, infatti, ci permette di ottenere migliori proprietà meccaniche. Nella maggior parte dei casi viene eseguita con zolfo. Le sue principali conseguenze sono [10]:

- Aumento della rigidità e resistenza a trazione;
- Maggiore resistenza all'ossigeno e all'aggressione da parte di sostanze chimiche;
- Diminuzione dell'abrasività e appiccicosità.

Questi sono tutti requisiti che concordano perfettamente con i criteri di scelta descritti in precedenza. In generale esistono 3 sistemi di vulcanizzazione¹⁹: conventional (CON); semi-conventional (SEV) ed efficient (EV) basati su un diverso livello di zolfo e di tempo di vulcanizzazione. Il tempo di polimerizzazione ottimale si rileva essere il “ t_{90} ” e dipende dalla temperatura alla quale viene eseguita la vulcanizzazione (figura 3.23) [30]. Aumentando il tempo di vulcanizzazione aumenta anche il crosslink (densità di reticolazione), ottenendo così legami più lunghi e forti e, di conseguenza, migliori proprietà meccaniche.

Compound	Vulcanization time at 170 °C (s)							Maximum torque (dN m)
	t_{02}	t_{50}	t_{60}	t_{70}	t_{80}	t_{90}	$2 \times t_{90}$	
CONV	48	174	213	262	334	481	962	8.7
SEV	26	105	116	134	160	221	442	6.6
EV	26	207	222	242	269	347	694	3.9
NS	45	211	265	335	437	628	1256	6.9

Figura 3.23: tempi di polimerizzazione [30].

Grazie alla vulcanizzazione del materiale si ha un aumento della resistenza a trazione (tensile strength) e della durezza (hardness). L'allungamento a rottura (elongation at break) e la resistenza alla lacerazione (tear strength) diminuiscono per i casi di vulcanizzazione CON e SEV mentre aumentano per i casi EV e NS (figura 3.24).

¹⁹ Kuno A.J. Dijkhuis, Jacques W.M. Noordermeer, Wilma K. Dierkes, 2009, *The relationship between crosslink system, network structure and material properties of carbon black reinforced EPDM*, Department of Elastomer Technology and Engineering, Faculty of Engineering Technology, University of Twente

	M_{100} (MPa)	M_{500} (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation at break (%)	Tear strength (kN/m)	Hardness (shore A)
CONV						
t_{50}	2.0	6.0	10.5	595	35.0	50.6
t_{60}	1.9	6.1	10.5	584	34.2	51.9
t_{70}	2.4	7.1	11.2	508	31.9	54.6
t_{80}	2.9	8.2	11.8	447	30.4	56.9
t_{90}	3.4	10.0	11.7	363	24.0	59.1
$2 \times t_{90}$	3.7	11.3	11.9	317	17.6	62.0
$t_{90} 2 \times \text{CUR}$	5.1	–	10.9	228	13.4	68.4
SEV						
t_{50}	1.5	5.2	10.1	680	34.1	47.3
t_{60}	1.6	5.2	10.6	669	32.7	48.9
t_{70}	1.5	5.2	10.6	658	31.8	49.4
t_{80}	1.8	5.8	11.2	619	31.5	50.2
t_{90}	2.0	6.2	11.6	584	28.8	51.7
$2 \times t_{90}$	2.3	6.8	11.7	521	20.4	53.5
$t_{90} 2 \times \text{CUR}$	3.3	8.8	10.5	366	14.2	63.2
EV						
t_{50}	0.6	1.3	1.6	426	22.2	41.8
t_{60}	0.7	1.6	2.3	482	30.8	42.9
t_{70}	0.7	1.7	2.9	574	32.9	43.5
t_{80}	0.9	2.3	4.8	791	35.6	43.8
t_{90}	1.2	3.6	7.9	836	39.3	45.4
$2 \times t_{90}$	1.2	3.9	8.2	760	40.4	46.9
$t_{90} 2 \times \text{CUR}$	2.0	5.9	11.0	598	28.0	57.9
NS						
t_{50}	1.2	3.7	7.6	779	37.7	45.9
t_{60}	1.4	4.4	9.0	719	35.0	47.7
t_{70}	1.5	4.9	9.8	674	33.0	51.2
t_{80}	1.9	5.6	10.9	627	29.8	55.6
t_{90}	2.3	6.8	11.6	526	27.2	56.2
$2 \times t_{90}$	2.6	8.4	11.4	433	22.1	58.2
$t_{90} 2 \times \text{CUR}$	3.2	8.8	10.3	354	16.1	62.9

Figura 3.24: proprietà meccaniche dei diversi tipi di vulcanizzazione per differenti tempi di vulcanizzazione [30].

Le possibili alternative all'EPDM e al PU utilizzati tutt'ora possono essere più di una. Nelle successive sottosezioni andiamo a descriverne le caratteristiche e le motivazioni per cui si possono sostituire ai materiali polimerici già utilizzati.

3.4.2 Etilene vinil acetato (EVA)

L'etenele vinil acetato (comunemente denominato con la sigla EVA e conosciuto come gomma espansa o gommapiuma) è una materia plastica copolimerica (macromolecola la cui catena polimerica contiene unità ripetitive di due o più specie differenti) di etilene (C_2H_4) e acetato di vinile ($\text{C}_4\text{H}_6\text{O}_2$) [36]. Nella maggior parte dei casi, questo materiale viene utilizzato per realizzare prodotti particolarmente flessibili ed elastici. Quasi sempre è un materiale polimerico certificato FDA (perciò utilizzabile nel settore del packaging). Le differenti proporzioni di etilene e vinil acetato (VA) influenzano le prestazioni finali del prodotto che risulta abbastanza simile all'LDPE (paragrafo 3.2.2). Il contenuto di VA è una delle caratteristiche più importanti nei copolimeri EVA poiché ad essa è correlata la frazione di materiale cristallino presente nel prodotto. In particolare, all'aumentare della stessa diminuisce la cristallinità ma aumenta la densità, la trasparenza, la flessibilità del materiale e l'adesività. Di contro, ne riduce il punto di fusione e la durezza [37].

Da questa piccola descrizione si può capire che il suddetto materiale è un buon candidato alla sostituzione dell'EPDM perché diminuendo la durezza del prodotto finito si riesce ad ottenere una maggiore deformabilità (non eccessiva) e una migliore aderenza sulla plastica dei contenitori.

Rispetto agli elastomeri, i copolimeri EVA presentano una migliore resistenza all'ozono, si lavorano come i termoplastici e non necessitano di vulcanizzazione (eccetto per alcune

applicazioni nel settore elettrico). Quest'ultima caratteristica fa diminuire il costo industriale del polimero che non deve subire un ulteriore trattamento chimico. La mancata vulcanizzazione dell'EVA produce, al contrario, una resistenza minore alle alte temperature quando si è sottoposti a sforzi e una minore elasticità (sempre rispetto agli elastomeri). Per la produzione di articoli con durezza limitata o per migliorare l'elasticità alle basse temperature è necessaria l'aggiunta di plastificanti. Nei copolimeri EVA vulcanizzati (solo pochi esemplari) si ottiene una resistenza migliore all'aria calda, all'ozono e alla luce UV (peculiarità non presente nei copolimeri EVA non vulcanizzata).

I film di EVA presentano un buon coefficiente di attrito e una buona adesività. In alcuni casi possono essere utilizzati come strati saldanti [37]. Grazie a queste due proprietà, i copolimeri EVA non vulcanizzati possono sostituire l'EPDM perché permettono al sistema di bloccaggio di lavorare con migliore successo.

Oggi giorno esistono 2 grandi tipologie di copolimero EVA in funzione della percentuale di VA contenuta al loro interno:

1. Dal 6 al 30% (caratteristiche simili agli elastomeri termoplastici e non vulcanizzati);
2. Maggiori del 40% (fa parte delle gomme).

Quindi, la scelta di considerare tale materiale come alternativa a quelli già utilizzati nel sistema di bloccaggio con cinghia deriva dalle seguenti caratteristiche:

- Ottima adesività e ottimi coefficienti di attrito statico (0.3 – 0.45);
- Ottima resistenza all'ozono e ai raggi UV (forma vulcanizzata);
- Buone caratteristiche antisdrucolo;
- Buona capacità anti-vibrante e resistenza alla lacerazione;
- Buona resistenza all'abrasione;
- Durezza: 25 – 60 ShA;
- Temperatura di esercizio continuo: -10 – 70 °C.

Tra i principali produttori (ogniuno dei quali designa il copolimero con un nome commerciale) di questo materiale ci sono la DuPont (Elvax), Arkema (Eratene), Repsol (Repsol Primeva) ed Eni (Versalis). Si riportano dei grafici che mostrano proprio alcune proprietà di Versalis:

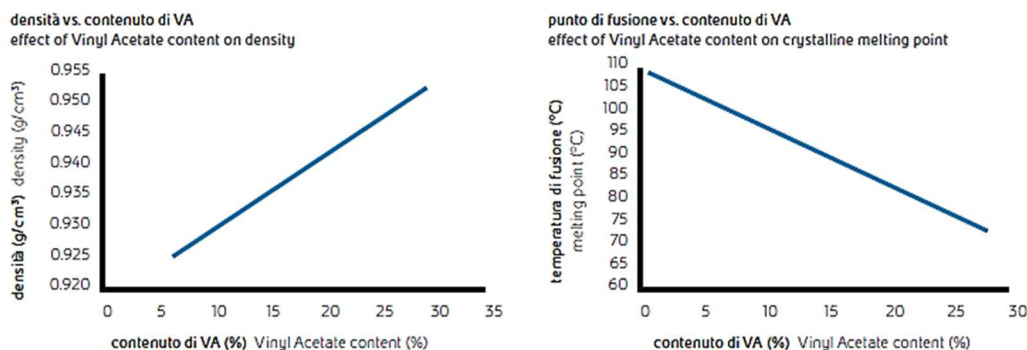


Figura 3.25: dipendenza della densità e temperatura di fusione al variare della percentuale di VA²⁰.

²⁰ Eni VERSALIS, catalogo, *Greenflex, EVA*.

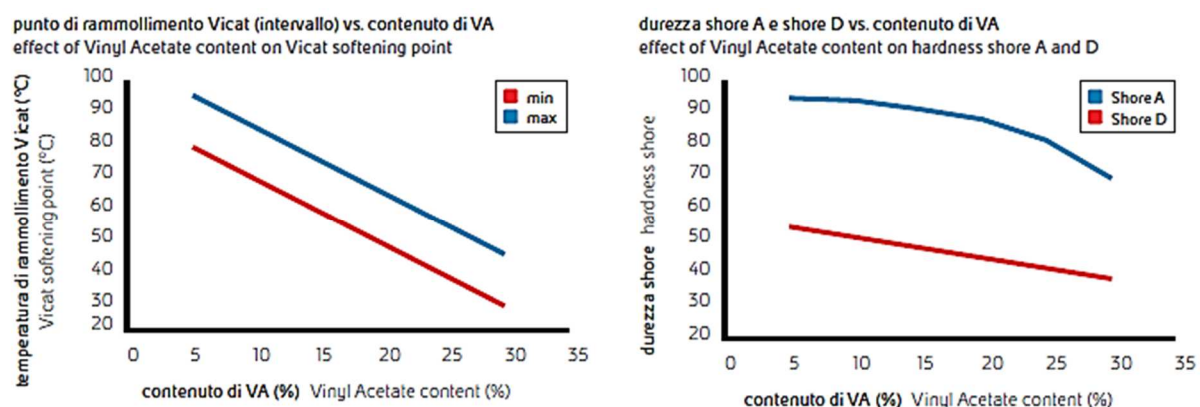


Figura 3.26: dipendenza della temperatura di rammollimento e durezza al variare della percentuale di VA²⁰.

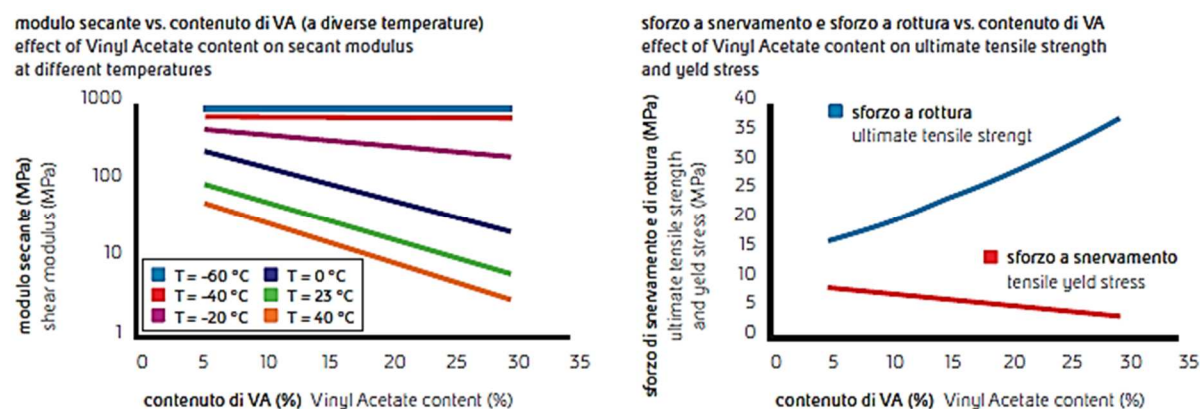


Figura 3.27: dipendenza del modulo secante e tensione di snervamento al variare della percentuale di VA²⁰.

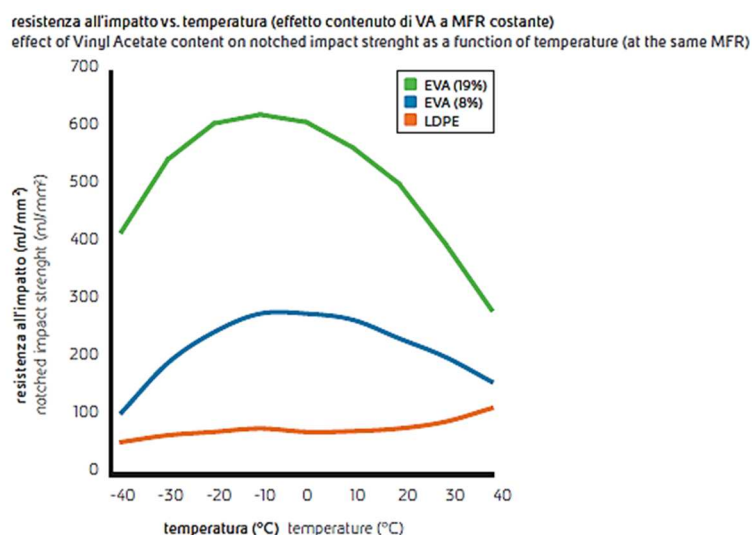


Figura 3.28: dipendenza della resistenza all'impatto dalla temperatura²¹.

²¹ Eni VERSALIS, catalogo, *Greenflex*, EVA

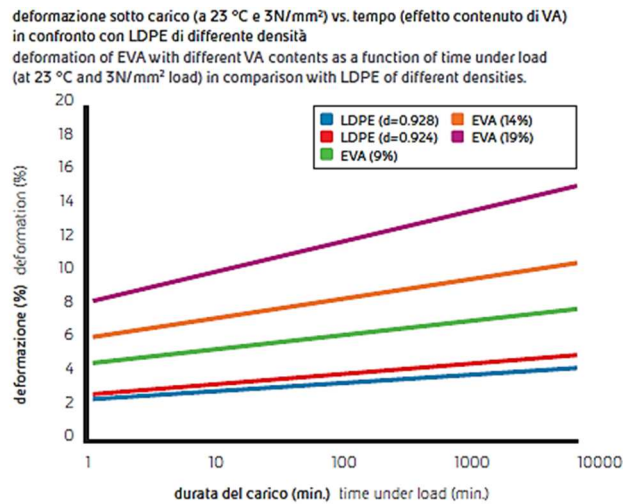


Figura 3.29: dipendenza lineare tra deformazione e durata di applicazione del carico²¹.

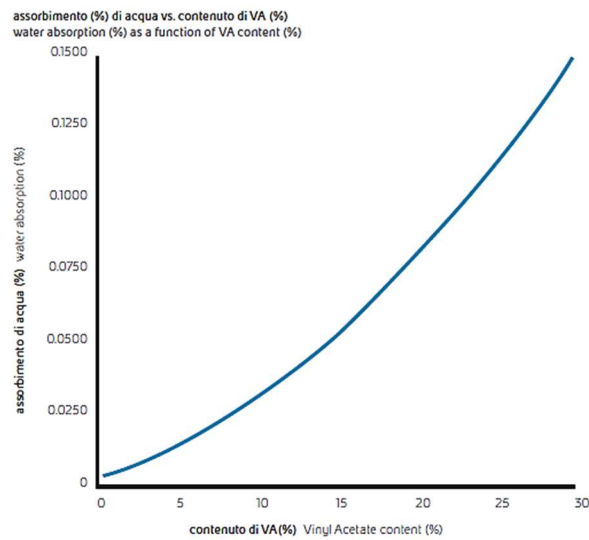


Figura 3.30: assorbimento di acqua al variare della percentuale di VA [20].

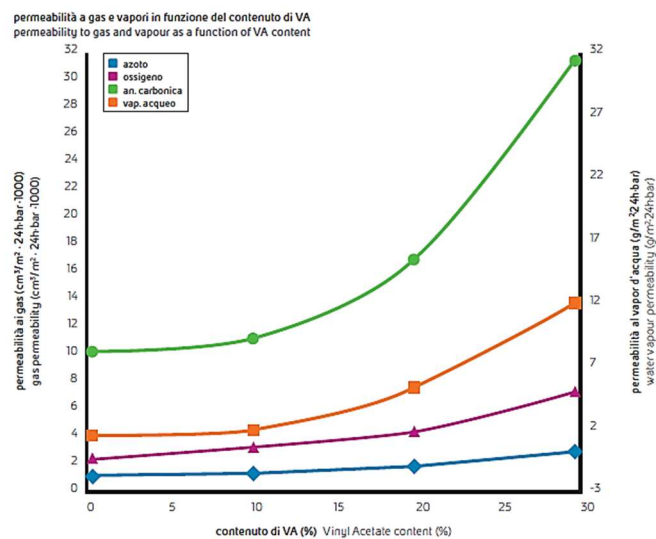


Figura 3.31: permeabilità ai gas e al vapore d'acqua rispetto alla percentuale di VA [20].

3.4.3 Elastomeri termoplastici (TPE)

Questa categoria di materie plastiche presenta tutte le caratteristiche della gomma tipiche degli elastomeri reticolari ma con il vantaggio di poter essere lavorati termoplasticamente. Per la loro formulazione si dividono in [9]:

- *Blend di polimeri*: composti da matrice polimerica termoplastica “rigida”, alla quale vengono incorporate delle particelle di elastomero reticolare. Un esempio è dato dagli elastomeri poliolefinici termoplastici TPO e TPV²².
- *Copolimeri o polimeri aggraffati*: la loro molecola polimerica contiene delle sequenze termoplastiche A e elastoplastiche B. Queste due componenti sono incompatibili e si separano localmente in modo tale che le sequenze rigide A agiscono come punti di reticolazione fisici nella matrice continua delle sequenze B. La temperatura di utilizzo delle sequenze flessibili B è superiore alla loro temperatura di transizione vetrosa (T_g), mentre quella delle sequenze rigide A è inferiore rispetto alla loro T_g o T_f .²²

Uno dei principali pregi di questa categoria di materie plastiche è di essere fortemente riciclabili anche se hanno le tipiche proprietà della gomma (non riciclabile in alcune forme). I TPE possono essere facilmente colorati dalla maggior parte dei coloranti, permettono un consumo di minore energia per la realizzazione del prodotto finito e rendono possibile un controllo più economico della qualità del manufatto [9].

Uno dei principali vantaggi di questa categoria di polimeri è l’ottima adesione sulle altre plastiche (in particolare sul polipropilene (PP)). Questa ci permette di migliorare molto l’efficacia di lavoro del sistema di bloccaggio e per questo, i TPE sono la migliore categoria di materie plastiche candidata a sostituire l’EPDM e il PU.

Inoltre, i vantaggi dei TPE rispetto al caucciù (gomma naturale) sono:

1. Possibile lavorazione come termoplastici;
2. Elevata riciclabilità;
3. Saldabilità;
4. Trasparenza per alcune formulazioni;
5. Elevata colorabilità.

In generale, la scelta di un TPE viene seguita quando gli elastomeri convenzionali non possono fornire la gamma di proprietà fisiche e meccaniche necessarie per l’applicazione²². Essi trovano una forte applicazione nel settore automotive, degli elettrodomestici e del packaging. Sono ampiamente utilizzati anche per la costruzione dei cateteri poichè i copolimeri a blocchi di nylon offrono una morbidezza ideale per i pazienti. Vengono utilizzati anche per le sospensioni delle boccole per applicazioni ad alte prestazioni nell’ambito automotive grazie alla loro maggiore resistenza alla deformazione rispetto alle sospensioni in gomma. Possono essere

²² Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9ª ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]

anche presenti in prodotti destinati all'inserimento nel corpo, come la coppa mestruale e i giocattoli sessuali. La maggior parte delle diverse tipologie di TPE (figura 3.32) sono ampiamente certificate FDA.

<i>Sigla</i>	<i>Definizione chimica</i>
TPE	Elastomeri termoplastici
TPA	Poliammidi-TPE
TPA-EE	TPA, segmenti flessibili con legami a base eteri e esteri
TPA-ES	TPA con segmenti flessibili poliesteri
TPA-ET	TPA con segmenti flessibili polieteri
TPC	Copoliesteri TPE
TPC-EE	TPC, segmenti flessibili con legami a base eteri ed esteri
TPC-ES	TPC con segmenti flessibili poliesteri
TPC-ET	TPC con segmenti flessibili polieteri
TPO	Olefine-TPE
TPO-(EPDM+PP)	Etilene/polipropilene/diene + polipropilene
TPO-(EVAC+PVDC)	Etilene/acetato di vinile + polivinildicloruro
TPS	Stiroli-TPE
TPS-SBS	Stirolo/butadiene o copolimero a blocchi
TPS-SIS	Stirolo/isoprene o copolimero a blocchi
TPS-SEBS	Stirolo/Etenbutilene/Stirolo copolimero a blocchi
TPS-SEPS	Stirolo/Etenpropene/Stirolo copolimero a blocchi
TPU	Uretani-TPE
TPU-ARES	Segmenti rigidi aromatici, segmenti flessibili poliesteri
TPU-ARET	Segmenti rigidi aromatici, segmenti flessibili polieteri
TPU-AREE	Segmenti rigidi aromatici, segmenti flessibili con eteri e esteri
TPU-ARCE	Segmenti rigidi aromatici, segmenti flessibili policarbonati
TPU-ARCL	Segmenti rigidi aromatici, segmenti flessibili poliacrolattame
TPU-ALES	Segmenti rigidi alifatici, segmenti flessibili poliesteri
TPU-ALET	Segmenti rigidi alifatici, segmenti flessibili polieteri
TPV	TPE con gomma reticolata
TPV-(EPDM-X+PP)	Altamente reticolati EPDM + PP
TPV-(NBR-X+PP)	Altamente reticolati acrilonitrile/butadiene-caucciù +PP
TPV-(NR-X+PP)	Altamente reticolati caucciù naturale + PP
TPV-(ENR-X+PP)	Altamente reticolati epossidiche caucciù naturale + PP
TPV-(PBA-X+PP)	Altamente reticolati polibutilacrilato + PP
TPZ	Altri TPE
TPZ-(NBR+PVC)	Acrilonitrile/butadiene-caucciù + polivinilcloruro

Figura 3.32: tipologie differenti di TPE [9].

Le principali tipologie di TPE sono: TPA; TPC; TPU; TPV; TPS e i TPO. La durezza di questi materiali varia da tipologia a tipologia (figura 3.33). Attraverso una attenta ricerca sul manuale delle materie plastiche [9] si è trovato un suggerimento di sostituzione di alcune materie plastiche con altre (figura 3.34). Nel caso di sostituzione dell'EPDM con un materiale che risulti essere più resistente allora è bene scegliere un TPU. Questi ultimi sono copolimeri a blocchi con segmenti flessibili a base di polialchileneterdioli. Le proprietà di questa tipologia di TPE in confronto alle altre sono visibili nella figura 3.35. Si va da TPU gommosi a tipologie solo flessibili. L'intervallo di temperatura di impiego va da -50 a 120 °C e per temperature superiori di impiego è necessario una stabilizzazione al calore.

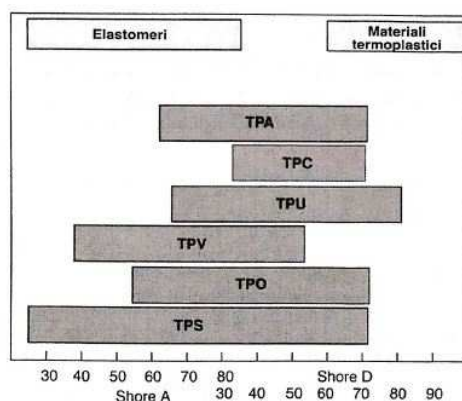


Figura 3.33: valori di durezza delle diverse tipologie differenti di TPE.

Materie plastiche	Caucciù	TPE
PE, PTFE	CR	TPA
PE, PTFE	CR, NBR, EPDM, ECO	TPE
PVC-P, PC+PBT	NR, SBR	TPO
PVC-P, PA+PPE, PC-Blend, PUR	NR, CR, SBR, NBR, EPDM, ECO	TPV
PVC-P, PUR	NR, CR, SBR, EPDM	TPS
PE, PP, PTFE, PVC-P, ABS, PUR	NR, CR, SBR, EPDM, NBR	TPU

Figura 3.34: esempi per la sostituzione di materie plastiche e caucciù con TPE.

Se volessimo sostituire l'EPDM con un TPE relativamente resistente ma con durezza inferiore, sicuramente conviene scegliere un TPS. A differenza dei TPU, i TPS ci permettono di ampliare in range di temperatura entro cui poter lavorare; dai -50 ai 150 °C.

Tra i maggiori produttori di TPE troviamo Elastocon, Kraibrg, Franplast, Ravago e Seppla.

TPE	Tipo	Densità	Durezza Shore		Temperatura di impiego			Temperatura di transizione vetrosa T _G	Resistenza ¹⁾				
			A	D	max. a breve	max. continua	min. continua		abrasione	oli	acidi	basi	invecchiamento
TPA	PA 66		> 70	< 75	160	80	-40		2	1	2	2	2
TPA	PA 6	1,0-1,2	> 65	< 75		85	-60	80					
TPA	PA 12	1,1-1,3	> 85	< 85	150	120/150	-65	160/220	2	1	3	4	2
TPC ²⁾		0,9-1,0	> 50	< 70		115	-50	160					
TPO	EVAC-PVDC		> 55	< 80	100		-40		3	3	1	1	1
TPO	PP-EPDM-X	0,94-1,0	> 35	< 75	145	125	-50	160					
TPV	PP-NBR-X		> 45	< 70	110		-40	160	2	4	2	2	2
TPS	SBS	0,9-1,1	> 27	< 50	90	80	-40	95					
TPS	SEBS		> 10	< 75	150	130	-50		1	1	3	4	1
TPU	AREE	1,1-1,3	> 65	< 80	120	100/80	-50	130-200					

Figura 3.35: confronto delle caratteristiche di elastomeri termoplastici (1 = eccellente; 2 = buona; 3 = sufficiente; 4 = insufficiente).

3.4.4 Gomme siliconiche – polivinilmetilsilossani (VMQ)

Le gomme siliconiche sono tra i materiali elastomerici che negli ultimi anni hanno mostrato un crescente utilizzo e stanno trovando applicazione in campi sempre nuovi. Ciò può accadere grazie all'innata versatilità formulativa di questo materiale. Sicuramente, tra le peculiarità che ha decretato il successo delle gomme siliconiche, va annoverata quella di presentare sia caratteristiche tipiche dei materiali organici che di quelli inorganici [45]. Questa affermazione è meglio interpretabile se viene analizzata la loro struttura polimerica (qui non riportata perché di non interesse per i nostri scopi). I materiali siliconici si distinguono (normativa ASTM D1418 e ISO 1629) in MQ (polidimetilsilossani), VMQ (polivinilmetilsilossani), PVMQ (polifenilvinilmetilsilossani) e FVMQ (comunemente detti fluorosiliconi) [44]. Innanzitutto è importante sottolineare che i legami silossanici (Si-O-Si) che formano lo scheletro delle catene siliconiche sono altamente stabili e, grazie a quest'ultima caratteristica, possiedono una più alta resistenza al calore e più alta stabilità chimica.

Altro aspetto interessante è la conformazione elicoidale delle molecole di silicone. Queste garantiscono basse forze intermolecolari tra le catene e quindi buona elasticità, comprimibilità e flessibilità fino a temperature basse.

Il gruppo di maggiore interesse per i nostri scopi di applicabilità nel sistema di bloccaggio delle macchine tappatrici sono i VMQ data la loro sicura certificazione FDA (21CFR 177-2600), garantita dal processo di vulcanizzazione. Per la produzione di qualità molto molli (durezza 30/35 shore A) possono essere utilizzati olii siliconici come plastificanti. Questa categoria non rientra nei nostri interessi perché si otterrebbe una gomma troppo molle, quindi troppo deformabile. Le gomme VMQ hanno la peculiarità di resistere bene agli attacchi chimici, all'ossidazione e all'invecchiamento (tutte proprietà di alto gradimento nell'applicazione per sistemi di bloccaggi su macchine tappatrici). Possiedono un'ottima resistenza alle temperature (sino a 200/230 °C) e mantengono l'elasticità fino a -150 °C. Le molecole di VMQ possono essere utilizzate per produrre prodotti vulcanizzati idonei al contatto con alimenti. Alcune devono subire un processo di post-curing (trattamento termico eseguito in appositi forni che tende ad eliminare residui e scorie creati durante la lavorazione da stampaggio). I VMQ possiedono le seguenti caratteristiche:

- Resistenza all'urto (dal 40 al 60 %): fondamentale in un sistema di bloccaggio poiché si potrebbe lavorare a velocità elevate;
- Allungamento a rottura elevato;
- Resistenza al calore (sino a 230 °C);
- Repellente all'acqua: importante perché molte macchine sono di tipo "washable";
- Buona resistenza a oli, grassi di natura animale e vegetale;
- Buona resistenza al vapore acqueo surriscaldato: importante dove le macchine tappatrici devono lavorare in presenza di vapore;
- Buona resistenza all'abrasione e alla lacerazione;
- Durezze variabili tra i 30 e 80 shoreA.

Il problema principale nella sostituzione dell'EPDM (o PU) con una gomma siliconica VMQ consiste nell'elevato costo di quest'ultimo. Essendo un materiale innovativo e di ultima generazione, tali gomme hanno costi molto levati. Infatti vengono considerati ancora dei prodotti di nicchia e in via di espansione. Possiamo considerare queste gomme come dei “top di gamma” (hanno costi 10 volte superiori ai TPE).

In conclusione si può dire che i prodotti candidati alla sostituzione delle gomme attualmente utilizzate sui sistemi di bloccaggio a cinghia sono tre: EVA, TPE e VMQ. Tra questi, il giusto compromesso tra prestazioni meccaniche desiderate e costi ci viene fornito dai TPE, che quindi risultano la scelta migliore.

4. Selezione modello macchina e stato di sollecitazione cinghia

Concluso il discorso sulle materie plastiche e la scelta delle possibili alternative adatte alla sostituzione di quelli già utilizzati per il sistema di bloccaggio, il successivo obiettivo è quello di selezionare una macchina capsulatrice su cui concentrare l'attenzione (in particolare sul sistema di bloccaggio). Fatto ciò, si procede al calcolo dello stato di sollecitazione della cinghia.

4.1 Criteri di scelta della macchina

Per selezionare la macchina tappatrice tra tutte quelle realizzate in Arol S.p.a. è bene darsi dei criteri di scelta. Le macchine tappatrici oltre a differenziarsi per tipologia in macchine monotesta e multi-stazione, possono essere classificate in funzione della taglia. La taglia di una capsulatrice è rappresentata dal diametro primitivo della stella centrale. In particolare, esistono 4 principali taglie: 288, 360, 420 e 540 mm. Nella figura 4.1 si riporta lo studio dello schema di funzionamento di una taglia 420mm di cui è possibile vederne la parte completa nella figura 4.2 e la stella centrale nella figura 4.3. Da quest'ultima si noti come il bloccaggio (come anticipato nel capitolo 2) può essere realizzato utilizzando due elementi in gomma piuttosto che uno.

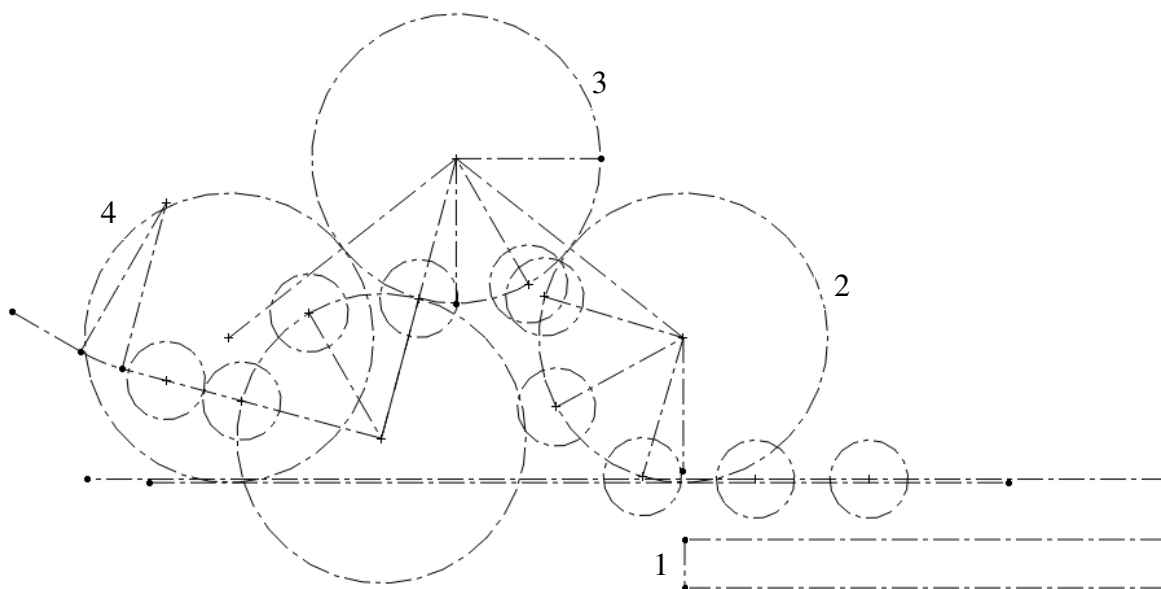


Figura 4.1: studio di funzionamento di una macchina tappatrice 420mm.

I contenitori arrivano tramite la coclea (1) visibile meglio nella figura 4.2. Vengono accolti dalla prima stella di rinvio (2) e vengono portati sulla stella centrale (3) mediante l'uso di un convogliatore (figura 4.2) che ne facilita il trasporto. Sulla parte laterale della stella centrale è presente il sistema di bloccaggio che anticipa il suo intervento rispetto all'azione di avvitamento

della capsula in modo da poter essere sicuri che il contenitore sia bloccato. Dopo il montaggio della capsula, il contenitore viene raccolto dalla stella di rinvio (4) di uscita e viene portato fuori dalla macchina mediante un sistema di trasporto su nastro.

La selezione delle macchine tappatrici è stata effettuata con l'obiettivo di conoscere le principali caratteristiche di funzionamento (schema di funzionamento tipo figura 4.2).

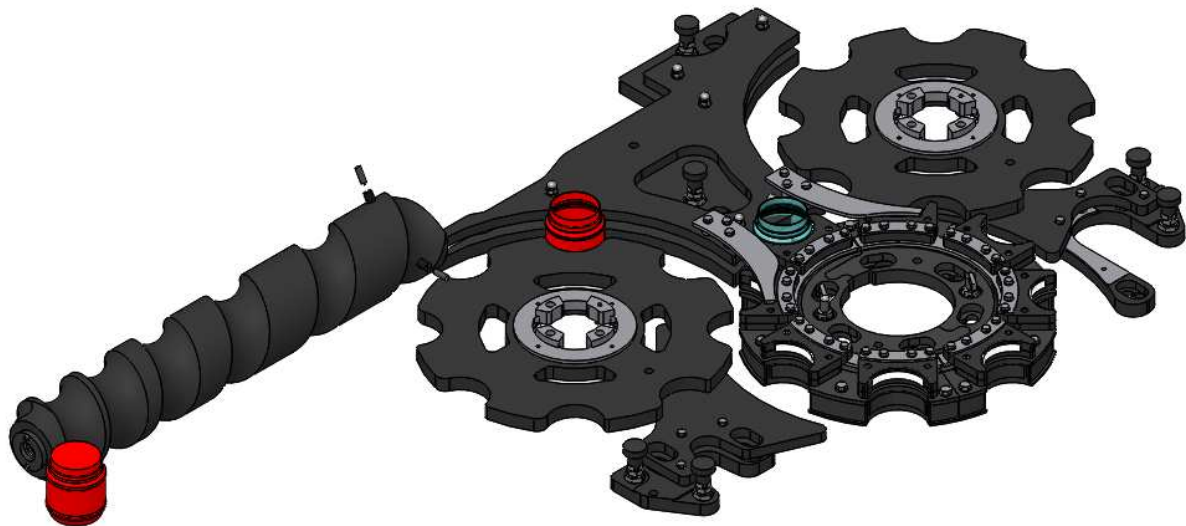


Figura 4.2: sistema di trasporto contenitori.

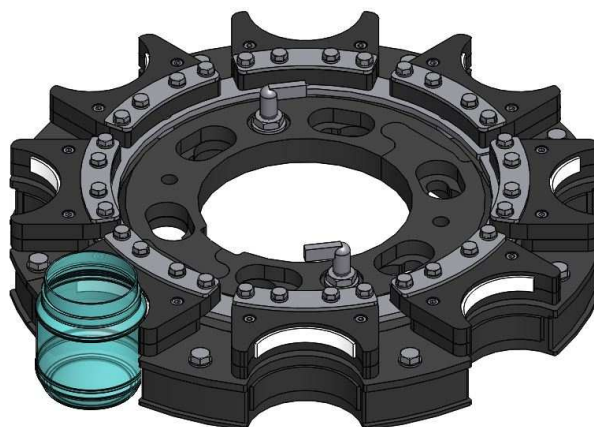


Figura 4.3: stella centrale di una macchina tappatrice di taglia 420mm.

I criteri di base per la selezione sono:

- Macchina con prodotti (contenitori) simili tra di loro nella forma, materiali e prodotto contenuto;
- Presenza esclusiva del sistema di bloccaggio tramite cinghia;
- Macchina che lavora con poche topologie di prodotto (pochi contenitori).

È stato scelto quest'ultimo criterio perché l'obiettivo è di selezionare una macchina non troppo complessa (maggiore è la complessità e maggiore è la tipologia di contenitori con forme diverse che vengono tappati).

I modelli di macchine tappatrici (matricole selezionate) inizialmente scelti sono:

TAGLIA	MATRICOLE
288	16362 – 16488 – 16603 – 16624 - 16901
360	15732 – 15846
420	15666 – 15690 – 16352 – 16854
540	15689 – 16038 – 16088 – 16337

Tabella 4.1: matricole macchine tappatrici selezionate.

Da queste, insieme al tutor aziendale Andrea, abbiamo selezionato la matricola 16488 su cui concentrare la nostra attenzione.

4.2 Sistema di bloccaggio della matricola 16488

In questa sottosezione andremo a descrivere brevemente il funzionamento del sistema di bloccaggio della macchina tappatrice avente matricola 16488 (figura 4.4).

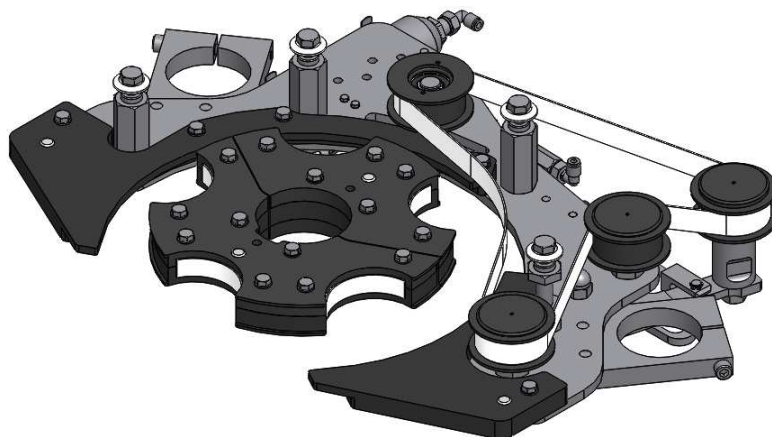


Figura 4.4: sistema di bloccaggio matricola 16488.

Il sistema di bloccaggio è composto dalla gomma in EPDM bianca presente sulla stella centrale della macchina e una cinghia composta in laminati plastici (PU) come quella rappresentata in figura 2.6 e agisce sulla parte bassa del contenitore. La macchina tappatrice presa in analisi è un modello con taglia 288 mm e monta capsule in plastica pre-filettate su tre tipologie di bottiglie (figura 4.5) di altezza rispettivamente 127, 245 e 277 mm, tutte realizzate in PET. La bottiglia simulata è quella con altezza di 245 mm con contenuto costituito da latte. Siccome quest'ultimo è composto da circa l'88% di acqua, nelle simulazioni non andremo a considerare la densità (ρ) del latte ma quella dell'acqua.

La cinghia viene montata su delle pulegge folli e il tenditore è collegato ad un pistone pneumatico (figura 4.6a) della Festo 25 – 125. Per evitare che si abbia un funzionamento non regolare del pistone, si collega questo ad un serbatoio (figura 4.6b) che ha il compito di mantenere costante la pressione di funzionamento per il pistone stesso.

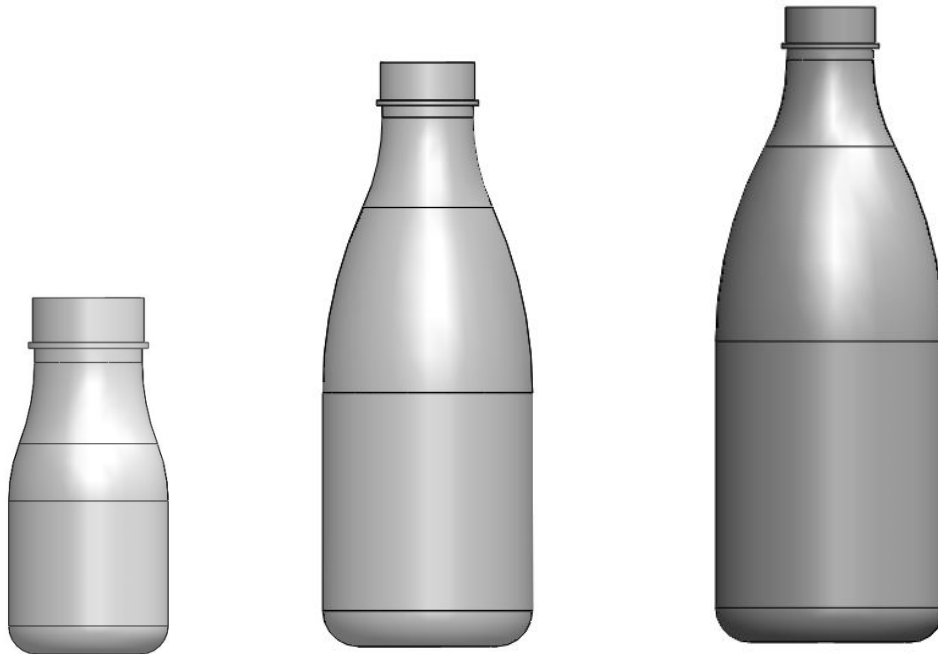


Figura 4.5: (a) bottiglia da 127mm; (b) bottiglia da 245mm; (c) bottiglia da 277 mm.

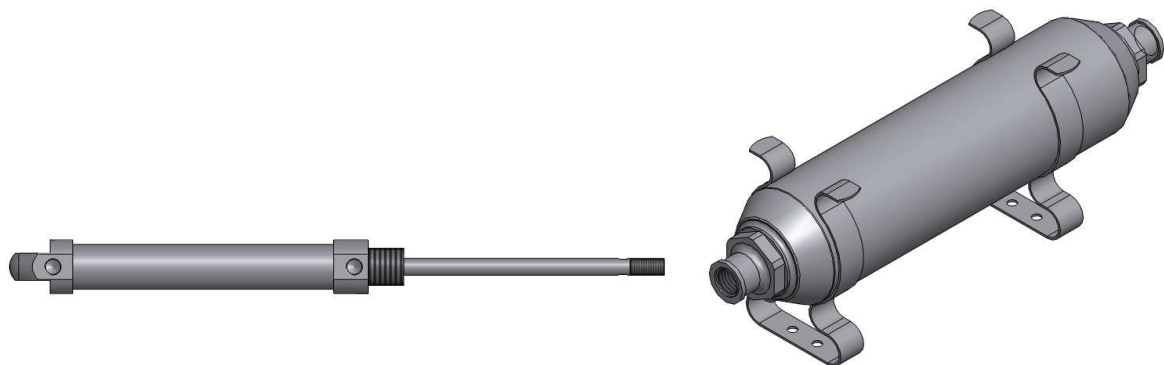


Figura 4.6: (a) pistone pneumatico Festo; (b) serbatoio pneumatico.

La pressione utilizzata per l'azionamento del sistema di bloccaggio è di 3 – 3.5 bar. L'azionamento del sistema di bloccaggio anticipa l'azione della testa di chiusura (presente sulla torretta) che serra la capsula in plastica pre-filettata sul contenitore ma posticipa l'azione di iniziale chiusura per cui la capsula arriva a fondo filetto. L'anticipo è giustificato dal voler essere sicuri che nel momento in cui avviene l'azione di serraggio (capsula arrivata a fondo filetto), il contenitore non può slittare e rimane fermo.

L'istante di bloccaggio più critico si ha quando la prima bottiglia viene accolta nella zona della stella centrale ed entra in contatto per prima con la cinghia. In questa situazione si possono verificare le seguenti casistiche:

1. Se la cinghia è molto tesa e tirata (pressione nel pistone pneumatico anche maggiore dei 3 bar), siccome la capsula non è serrata sul contenitore, potrebbe provocare una deformazione eccessiva al contenitore poiché si ha fuoriuscita di aria. Una volta serrata la capsula, la deformazione si conserva e il prodotto finale appare di scarsa qualità estetica.
2. Se la cinghia lavora con pressioni basse, potrebbe accadere che non spinge con la giusta forza il contenitore verso l'elemento in gomma presente sulla stella centrale e il bloccaggio non viene eseguito correttamente. Il risultato finale è quello di poter ottenere un prodotto non perfettamente imbottigliato.
3. Una eccessiva pressione esercitata dalla cinghia potrebbe provocare un disallineamento tra il collo del contenitore e la testa di chiusura (ovalizzazione del contenitore). In questa situazione è molto probabile che la capsula non viene per niente montata.

L'obiettivo dello studio mediante elementi finiti è quello di analizzare sia la distribuzione di deformazione (soprattutto nella zona di contatto cinghia – contenitore e sulla parte del collo bottiglia per capire di quanto vale il disallineamento tra asse bottiglia e asse testa di chiusura) e tensione che la distribuzione degli spostamenti.

4.3 Stato di sollecitazione della cinghia

Prima della costruzione del modello ad elementi finiti è necessario realizzare uno studio del sistema di bloccaggio per determinare la forza (quindi pressione) esercitata dalla cinghia sulla bottiglia. Come già detto nella sotto-sezione precedente, la condizione peggiore di bloccaggio si ha per la prima bottiglia che arriva in contatto con la cinghia perché è in tale caso che si ha il minore angolo di contatto cinghia – contenitore, cioè quando nell'arco di lavoro delle teste di chiusura è presente una sola bottiglia. Se in questo arco di lavoro sono presenti più bottiglie, la situazione di contatto peggiore, probabilmente, non si ha nella fase di ingresso del contenitore nella stella centrale ma in altra posizione. Queste due situazioni sono determinate dal passo (porzione di angolo compreso tra due bottiglie) della stella centrale. Nel caso in esame (schizzo in grigio della figura 4.7), ricadiamo nella prima casistica (una sola bottiglia nell'arco di azione delle teste di chiusure).

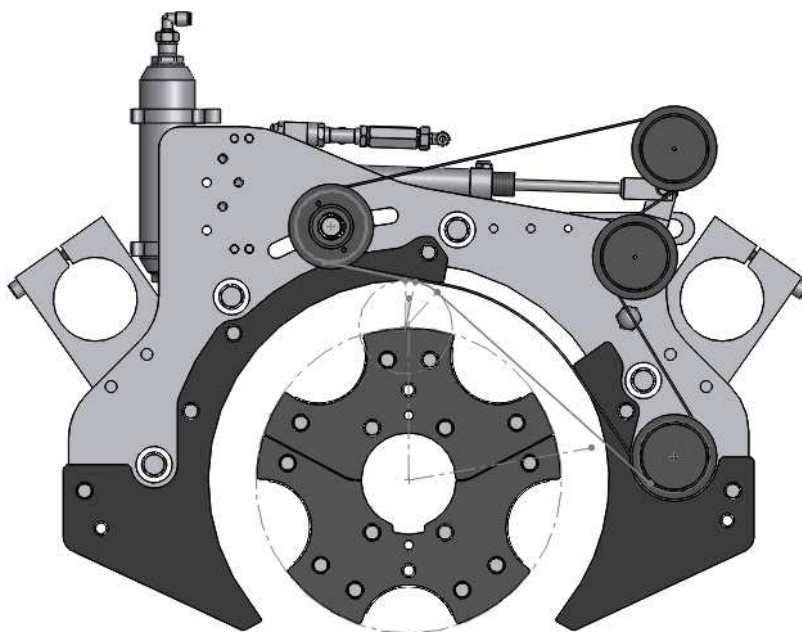


Figura 4.7: schizzo del primo contatto cinghia – contenitore (avvolgimento = 30°).

Essendo tutte le pulegge folli, le forze (quindi le tensioni) su entrambi i rami della cinghia che si avvolge sulla puleggia, risultano uguali e si avrà $T_1 = T_2 = T$. Ciò comporta che la potenza del sistema cinghia sia nulla ($\Delta P = 0$). Tale risultato è ulteriormente giustificato dalla non presenza di una puleggia motrice che possa far avvenire una variazione di potenza all'interno del sistema.

Le ipotesi di studio risultano quindi essere le seguenti:

- L'attrito nel perno della puleggia viene completamente trascurato poiché, anche se nella realtà esiste, il suo valore risulterà basso grazie all'uso dei cuscinetti;
- Assenza di condizione di slittamento;
- Essendo lo spessore della cinghia molto piccolo (1.6 mm), si può trascurare il termine flessionale.

Essendo in assenza di slittamento, risulta essere sempre verificata la condizione:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\vartheta_0}$$

dove “f” è il coefficiente di attrito e ϑ_0 è l'angolo di avvolgimento.

Il primo obiettivo è il calcolo della tensione $T_1 = T_2$ della cinghia. Per realizzarlo basta effettuare un semplice equilibrio alla rotazione sulla puleggia del tenditore (figura 4.8). L'equilibrio viene realizzato attorno al punto 0. La forza del pistone può essere facilmente calcolata mediante la relazione:

$$F_{pistone} = \frac{P \cdot A_{pistone}}{10 \cdot 1000}$$

dove “P” è la pressione impostata dal sistema di distribuzione pneumatico (3 bar) e “ $A_{pistone}$ ” è l'alesaggio (25 mm). Il dato 125 rappresenta la corsa (espressa in millimetri) del cilindro.

L'equazione di equilibrio risulta essere:

$$-F_{pist} \cdot b_1 + R \cdot b_2 = 0$$

Dove “ b_1 ” e “ b_2 ” sono i bracci delle forze in gioco. “ R ” è la risultante delle due tensioni “ T_1 ” e “ T_2 ”. Mediante l'utilizzo del sistema di misura presente in Solidworks e la costruzione geometrica di figura 4.8 posso calcolare il valore dell'angolo O_2OA ($\alpha = 20.44^\circ$).

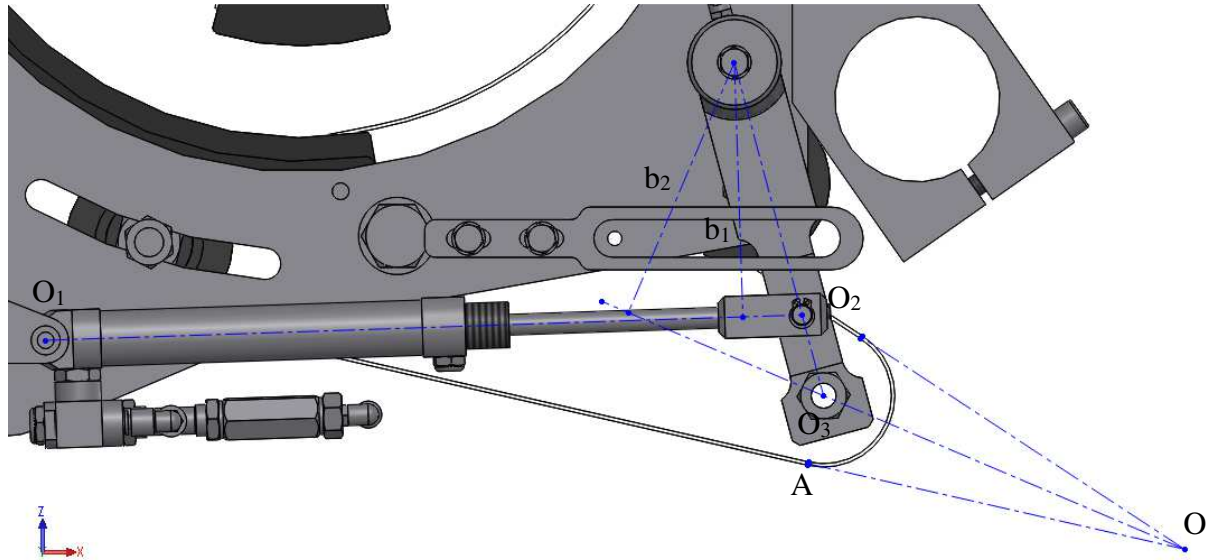


Figura 4.8: schema di equilibrio alla rotazione per il calcolo della tensione $T_1 = T_2$.

Conoscendo tale angolo e utilizzando il teorema di Carnot, si può calcolare il valore delle tensioni $T_1 = T_2$ mediante le relazioni:

$$\theta = \frac{360 - 2\alpha}{2}$$

$$T_1 = T_2 = T = \frac{R}{\sqrt{1 - 2 \cdot \cos \theta}}$$

Per il sistema di bloccaggio della matricola 16488 si ottiene un valore di $T = 72.77$ N. Conoscendo tale valore si può calcolare la tensione normale mediante la classica formula:

$$\sigma_N = \frac{T}{A}$$

dove

$$A = s \cdot h$$

con “ s ” spessore della cinghia e “ h ” lunghezza maggiore (figura 4.9).

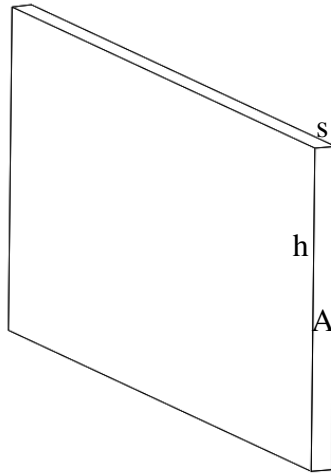


Figura 4.9: sezione della cinghia in PU bianco.

Conoscendo l'angolo di avvolgimento della cinghia sulla bottiglia nell'istante iniziale di contatto ($\vartheta = 30^\circ$), posso calcolare la pressione esercitata dalla cinghia sulla stessa:

$$P = \frac{R}{h \cdot d_s}$$

dove

$$d_s = r \cdot \vartheta$$

con “r” raggio del contenitore (bottiglia).

La pressione esercitata nelle condizioni iniziali di contatto vale 0.0041 MPa.

5. Progettazione macchina di trazione e prove sperimentali

Dopo la selezione del modello macchina su cui concentrare la nostra attenzione e lo studio dello stato di sollecitazione della cinghia, inizia la terza fase della tesi che consiste nella caratterizzazione delle materie plastiche di interesse per il settore del packaging primario. Per conseguire tale obiettivo si realizzano delle prove di trazione sulle principali plastiche (PET, HDPE, PP ecc...) utilizzate per realizzare i contenitori che vengono tappati dalle macchine capsulatrici prodotte dalla AROL S.p.a.

5.1 Caratterizzazione dei materiali

Le proprietà dei materiali forniscono indicazioni riguardanti le attitudini che hanno a lasciarsi trasformare o resistere agli sforzi esterni e vengono classificate nel seguente modo:

- **Proprietà fisiche:** si riferiscono alle caratteristiche generali della materia (massa volumica, dilatazione termica, conducibilità termica ec...);
- **Proprietà chimiche:** riferite ai fenomeni che si producono fra il materiale in esame e l'ambiente circostante;
- **Proprietà meccaniche:** esprimono l'attitudine del materiale a resistere alle sollecitazioni esterne che tendono a deformarlo;
- **Proprietà tecnologiche:** indicano la capacità di un materiale ad essere lavorato in un da modo;
- **Proprietà magnetiche:** evidenziano la capacità dei materiali metallici, posti in un campo magnetico, a modificare le proprietà del campo stesso.

Per il nostro caso studio abbiamo maggiore interesse nelle proprietà meccaniche, caratterizzate da:

- Sollecitazioni statiche, dinamiche od a fatica;
- Deformazioni elastiche o permanenti (plastiche).

Infatti, un componente strutturale può presentare un comportamento diverso in funzione:

- Del tipo di materiale con il quale viene realizzato;
- Del tipo di sollecitazione al quale è sottoposto;
- Della geometria (forma e dimensione);
- Delle condizioni fisiche e chimiche (temperatura, velocità di applicazione del carico ecc...).

Tuttavia, per capire al meglio il comportamento del materiale è bene disporre di informazioni standardizzate che sono necessarie per definire anche il campo e i limiti di impiego dello stesso. Tali informazioni sono di norma ottenute da un insieme di test sperimentali classificati sotto la dicitura di **prove meccaniche** (figura 5.1).

Due sono i vantaggi di poter disporre di prove meccaniche:

- Stabilire metodologie standardizzate: la prova può essere ripetuta ovunque da soggetti diversi in condizioni prefissate in modo tale che i risultati siano pienamente confrontabili;
- Valutare le proprietà intrinseche del materiale indipendentemente dalla geometria a parità di condizioni fisiche e chimiche.

Le modalità di esecuzione delle prove, a livello Europeo, sono stabilite dalle normative UNI EN anche se può essere seguita la normativa americana ASTM.

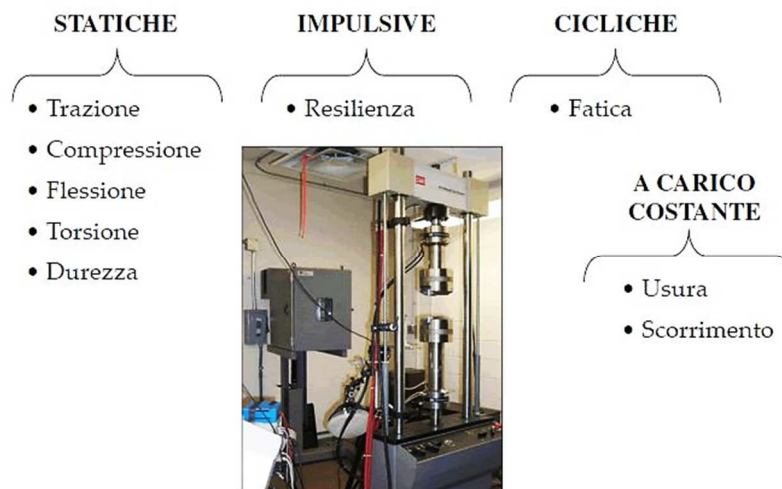


Figura 5.1: classificazione delle prove meccaniche.

5.1.1 La prova di trazione

In scienza dei materiali, la prova di trazione (o prova di trazione uniassiale) viene utilizzata per caratterizzare i materiali sottoponendo un provino di dimensioni prefissate ad un carico monoassiale inizialmente nullo e che viene incrementato sino a un valore massimo che determina la rottura del materiale. A differenza di questa definizione, nel nostro caso, per come verrà realizzata la struttura della macchina di trazione, non si partirà da un carico nullo. Quindi lo zero che si prenderà in considerazione è uno zero relativo, cioè corrispondente già ad un piccolo spostamento iniziale. Come conseguenza, si deve quindi precisare il fatto che la prova di trazione realizzata non è perfettamente uguale a quella suggerita dalla normativa UNI EN 10002. Altra differenza è presente nella tipologia di provino utilizzato che non ha la classica forma ad “osso di cane” ma perfettamente rettangolare perché viene estrapolato da contenitori dati alla AROL S.p.a. dai clienti. Mentre il provino per la prova di trazione normata UNI EN 10002 viene, di norma, ottenuto mediante lavorazione meccanica di un saggio prelevato da un prodotto, nel nostro caso l’unica lavorazione sarà il taglio del provino per la creazione di fori utilizzati per un migliore centraggio e afferraggio da parte delle morse presenti nella macchina di trazione.

Inoltre, a differenza della classica prova di trazione in cui si arriva a rottura, nel nostro caso non viene superato neppure il carico di snervamento (σ_{sn}) poiché il nostro reale obiettivo è quello di determinare il solo modulo di Young (E) e coefficiente di Poisson (ν) che vengono utilizzati nel modello realizzato in ANSYS Mechanical APDL per le simulazioni agli elementi finiti.

In analogia alla prova di trazione classica realizzata nei grandi laboratori di testing dei materiali, si andrà ad applicare il carico molto lentamente affinché si realizzi una prova di trazione quasi-statica a temperatura ambiente.

Con la prova di trazione si ottiene il **diagramma sforzo-deformazione** che mette in relazione i "carichi unitari" o "sforzi" (σ) in funzione degli "allungamenti unitari" o "deformazioni" (ϵ). Queste grandezze si distinguono in due tipologie: nominali e reali. Per cui si possono ottenere due curve sforzo-deformazione: la *curva nominale* e la *curva reale*.

La curva nominale di trazione fornisce i valori caratteristici di tensione di rottura e di snervamento che vengono utilizzati per la verifica e la progettazione. Per tale ragione, questa curva viene detta anche *curva ingegneristica*. Tuttavia, quest'ultima non descrive perfettamente cosa accade nel materiale dopo lo snervamento in quanto fa riferimento a grandezze nominali, misurate cioè prima della prova. Se si vuole descrivere il comportamento del materiale è necessario utilizzare i valori istantanei di lunghezza e sezione ottenendo così la *curva reale* di trazione. Le *grandezze nominali* sono:

$$S = \frac{F}{A_0}$$

$$e = \frac{\Delta l}{l_0}$$

dove " $\Delta l = l - l_0$ " è la variazione della lunghezza ed " A_0 " è la sezione iniziale del provino.

Le *grandezze reali* sono:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\epsilon = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right)$$

dove " l_0 " ed " A " sono rispettivamente la lunghezza iniziale e la sezione istantanea del provino.

In campo elastico queste grandezze sono correlate tra di loro dalle seguenti relazioni:

$$\sigma = S \cdot (1 + e)$$

$$\epsilon = \ln(1 + e)$$

Le grandezze reali si discostano da quelle nominali solo nel campo plastico e per tale motivo possiamo utilizzare quest'ultime e poi costruire facilmente il diagramma sforzo-deformazione reale. Ricordiamo che la curva reale di trazione è monotona e, rispetto alle grandezze nominali, quelle reali sono amplificate nei valori di tensione e ridotte in quelle di deformazione.

Il modulo di Young rappresenta la pendenza del diagramma sforzo-deformazione della parte elastica, rappresentata dalla legge di Hooke:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Il coefficiente di Poisson (ν), detto anche coefficiente di contrazione trasversale, mette in relazione la variazione della lunghezza e quella del raggio (provino circolare) nelle deformazioni elastiche per allungamento o accorciamento. Detto in termini più semplici, esso misura il grado in cui il campione di materiale si restringe o si dilata trasversalmente in presenza di una sollecitazione monodirezionale longitudinale.

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{laterale}}{\varepsilon_{longitudinale}} = -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_z}$$

La **legge di Poisson** permette di calcolare la variazione relativa del raggio (provino circolare) a partire dalla variazione relativa di lunghezza:

$$\frac{\Delta r}{r} = -\nu \frac{\Delta l}{l}$$

Dalla formula, come ben risaputo, si nota l'adimensionalità del coefficiente. Siccome il provino da noi utilizzato non è circolare, il valore "r" non indica il raggio ma la variazione di dimensione trasversale dello stesso al variare del carico. Quest'ultima può misurarsi mediante un calibro ventesimale. La variazione di lunghezza ("Δl") viene determinata attraverso una duplice lettura: una con l'utilizzo di un comparatore, mentre la seconda (meno precisa) con l'uso di una riga millimetrata.

5.2 Studio preliminare del provino rettangolare mediante ANSYS

Prima di analizzare la struttura della macchina di trazione realizzata per effettuare le prove sperimentali, viene realizzata una simulazione del provino in ANSYS Mechanical APDL per determinare lo spostamento in funzione del carico a cui è sottoposto. Il carico, come si vedrà successivamente, viene simulato mediante l'uso di pesi calibrati ed i provini, il cui materiale deriva dai contenitori dati alla AROL S.p.a dai clienti, verranno realizzati attraverso l'utilizzo di un particolare sistema di taglio.

Il provino utilizzato è di forma e sezione rettangolare, con dimensioni 15x100 mm e spessore variabile in funzione della zona del contenitore da cui viene estratto (generalmente 0.3 o 0.5 mm). La forma del provino viene realizzata dapprima in Solidworks e successivamente importata in ANSYS mediante la conversione in file "IGES" (figura 5.2b). Esso risulta suddiviso in tre settori perché quelli estremi stanno ad indicare la zona su cui andranno ad agire le morse della macchina di trazione. Affinché si garantisca una buona presa da parte di queste ultime, la zona di afferraggio presente sul provino deve avere almeno una dimensione pari a 20 mm. Al centro di questa zona è presente un foro di 6 mm al fine di inserire la spina di centraggio della morsa. Tale foro non viene riportato nel modello realizzato in ANSYS perché poco influente.

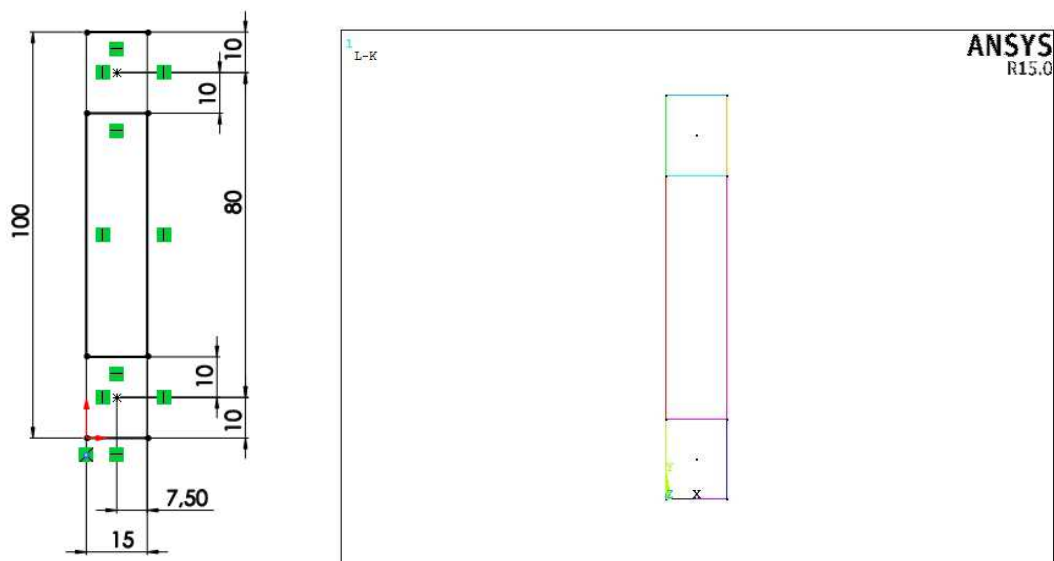


Figura 5.2: provino per la prova di trazione (a) in Solidworks e (b) in ANSYS Mechanical APDL.

Il provino viene simulato mediante l'uso dell'elemento *shell63* e attribuendo come caratteristiche del materiale quelle del PET, prese da letteratura (script 6.2). Dopo la costruzione dello scheletro del provino si procede alla suddivisione in più linee dello stesso per poter realizzare una mesh il più regolare possibile. Affinché ciò possa essere effettuato (*mesh autocontenuta*), si impone un parametro di controllo mesh (*ndiv*) (sottosezione 6.3.2). Realizzata la mesh si impone il carico su un nodo all'interno della zona sulla quale agisce la morsa inferiore della macchina di trazione (figura 5.3b).

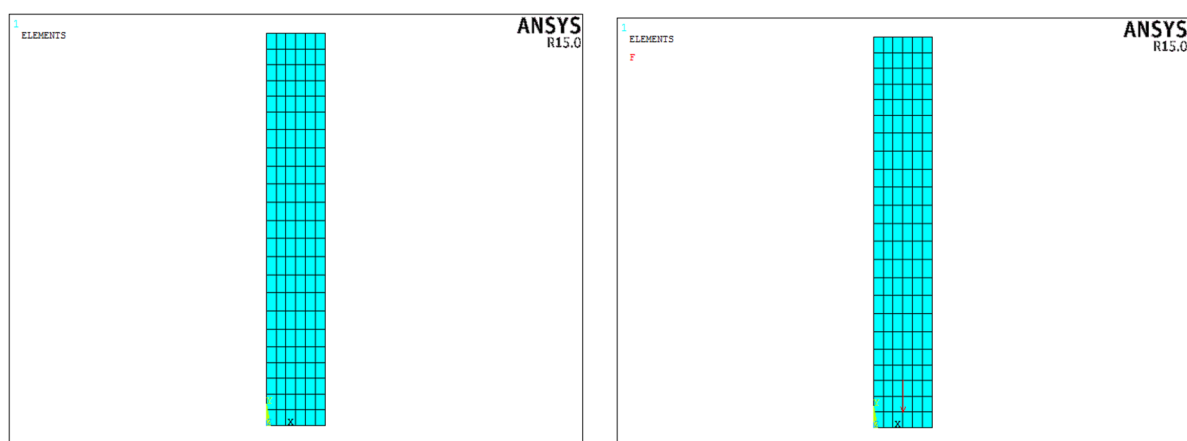


Figura 5.3: (a) mesh del provino; (b) carico applicato sulla zona inferiore del provino.

Infine si impongono i vincoli che devono rispecchiare la condizione per cui il provino è montato all'interno delle morse della macchina di trazione. Per tale motivo, sulla parte alta viene impostato un vincolo di incastro, mentre nella zona bassa viene mantenuto come unico

movimento possibile quello verticale lungo l'asse Y affinché il provino possa allungarsi sotto l'azione del carico (figura 5.4).

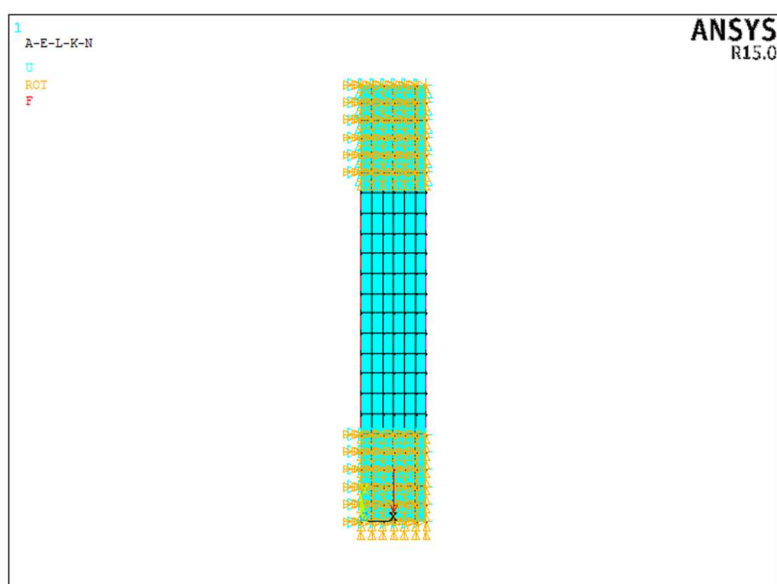


Figura 5.4: vincoli applicati sul provino per simulare l'azione delle morse della macchina di trazione.

Il provino è pronto per essere simulato. L'obiettivo è realizzare un diagramma spostamento – carico applicato (espresso in kg). Quindi si varia il carico da simulazione a simulazione e si estrapola il dato dello spostamento verticale. Il risultato ottenuto è presente nella figura 5.5.

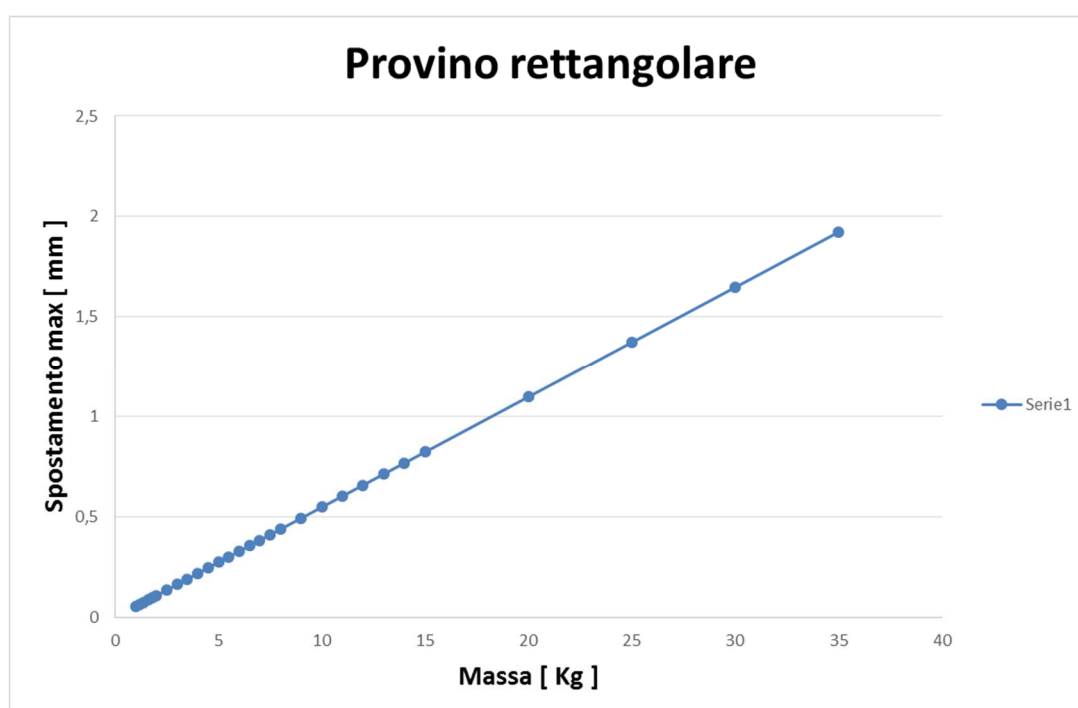


Figura 5.5: allungamento del provino (spessore 0.3 mm) al variare del carico.

Dal grafico ottenuto si deduce che per avere uno spostamento abbastanza apprezzabile dalle strumentazioni a disposizione, conviene caricare progressivamente il provino almeno sino a 15 kg, realizzando dei cicli di carico e scarico per apprezzare meglio la misura del modulo di Young. Quindi la macchina di trazione deve essere costruita in modo tale che si possa caricare almeno 15 kg senza che essa subisca deformazione rilevante nella struttura. Inoltre, dalla prima parte del grafico, si nota che caricando il provino con pesi minori di 1 kg si ottiene una variazione di spostamento piccolo e poco rilevabile anche dal comparatore (sensibilità dello 0.01 mm). Per tale motivo si è decisi di usare pesi di almeno 1 kg.

5.2.1 Calcolo analitico di verifica per l'allungamento del provino

Dopo aver realizzato le simulazioni su ANSYS si è proceduti con un semplice calcolo analitico per convalidare i risultati (figura 5.4) ottenuti. Scopo di questa verifica è calcolare l'allungamento del provino mediante le formule descritte nella sottosezione 5.1.1. Siccome ci muoviamo sotto le condizioni di comportamento elastico del materiale, risulta indifferente usare le *grandezze reali o nominali*.

Il calcolo di verifica parte dalla scelta di una massa “m” a cui verrà attribuita una forza verticale:

$$F_y = m \cdot g$$

dove “g” è l’accelerazione di gravità (9.806 m/s²). La lunghezza iniziale del provino (“l₀”) vale 100 mm. Si calcola, conoscendo le grandezze caratteristiche del provino, la sezione iniziale:

$$A_0 = L \cdot s$$

dove “s” è lo spessore del provino ed “L” è la larghezza. Con questi dati a disposizione si può calcolare la tensione:

$$\sigma = \frac{F_y}{A}$$

e utilizzando la legge di Hooke possiamo calcolare anche la deformazione:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

dove “E” rappresenta il modulo di Young teorico del PET (3000 MPa). Conoscendo la deformazione, si può calcolare l’allungamento finale del provino:

$$l_f = l_0 \cdot e^\varepsilon$$

da confrontare con il risultato fornito da ANSYS (figura 5.6).

Il calcolo eseguito con ANSYS può ritenersi corretto poiché la differenza col calcolo analitico risulta essere dell’ordine del centesimo di millimetro. Quindi risulta maggiormente giustificata la scelta di voler effettuare un processo di carico con incremento progressivo di 1 kg alla volta.

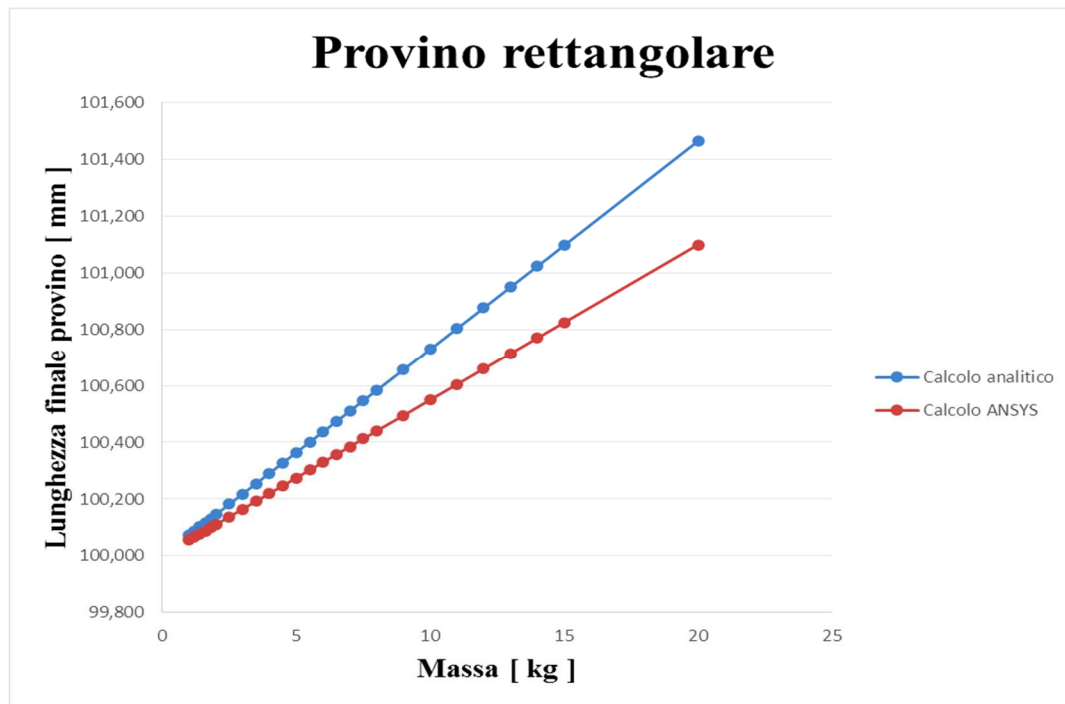


Figura 5.6: confronto tra il calcolo analitico e calcolo eseguito con ANSYS.

5.3 Progettazione elemento di tranciatura dei provini

Per conseguire al meglio la caratterizzazione di un materiale mediante una prova di trazione è bene avere a disposizione provini tutti uguali. Come già detto in precedenza, i provini devono essere estrapolati dai contenitori dati alla AROL S.p.a da parte dei clienti e per tale motivo si deve ricorrere ad uno strumento di taglio che permetta di ottenere, nella maniera più precisa possibile, provini uguali tra di loro. Siccome la maggior parte dei contenitori a disposizione sono cilindrici, non si può riprodurre un provino rettangolare di larghezza elevata perché si otterrebbe una curvatura eccessiva dello stesso che può compromettere il corretto svolgimento della prova di trazione. Come conseguenza di ciò, si è decisi (figura 5.2) di realizzare un provino con larghezza di 15 mm. Il sistema di taglio deve garantire anche la realizzazione di due fori sempre presenti alla stessa distanza e perfettamente allineati tra loro affinché si assicuri un corretto montaggio verticale dello stesso. In essi vengono inserite due spine che servono a realizzare il centraggio (quindi montaggio) del provino nelle morse della macchina di trazione. Basandoci su tutte queste considerazioni e sul principio di “facile riproducibilità” dei pezzi in laboratorio, si è progettato un sistema di taglio come quello di figura 5.6. Prima di analizzare come è stato ottenuto il sistema è bene sottolineare che per tagliare i provini si utilizza una classica lama di taglierino da massimo 0.5 mm. Quindi bisogna assicurarsi che lo spazio nel quale deve passare la lama tra gli elementi 1 e 2 di figura 5.8 sia il più vicino possibile a tale dimensione e non ci sia né elevato gioco e né interferenza che non farebbe scorrere la lama. Per garantire ciò si calcola una semplice catena di tolleranza (tabella 5.1) considerando quelle imposte sugli elementi 2, 3, 5 di figura 5.8 e 5.10. La piastra di base (1) fa da appoggio per tutti gli altri elementi. Su di essa si inseriscono, in apposite asole, le linguette (5) utilizzate per fissare

e posizionare correttamente gli elementi 2 da appoggio allo scorrimento della lama per il taglio dei provini. Gli elementi 1, 2 e 5 vengono fissate mediante viti M5. Sulla piastra di base si pone una striscia di materiale plastico tagliato da apposito contenitore. Tale striscia viene stesa e mantenuta piana mediante l'uso degli elementi 2 e 3 (figura 5.10). Per garantire un corretto posizionamento dell'elemento 3 (garantire lo spazio per il passaggio della lama per il taglio del provino) si utilizzano come guide due spine cilindriche. Quindi, l'elemento 3 ha il solo compito di appiattire l'iniziale pezzo di plastica ed eliminare la sua concavità, rendendolo planare.

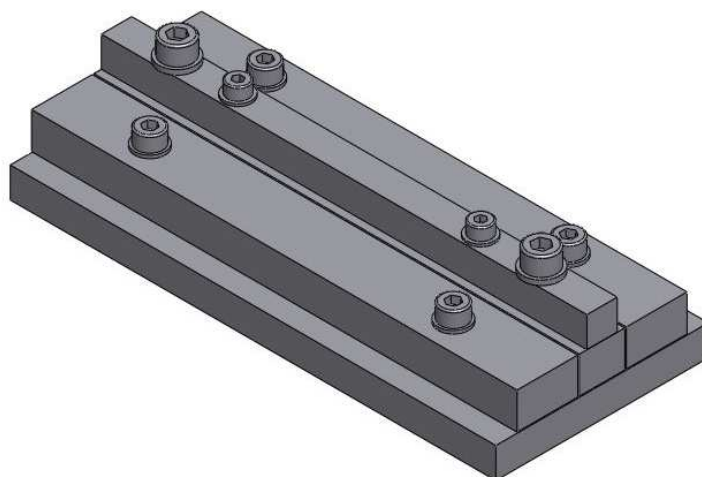


Figura 5.7: sistema di taglio dei provini.

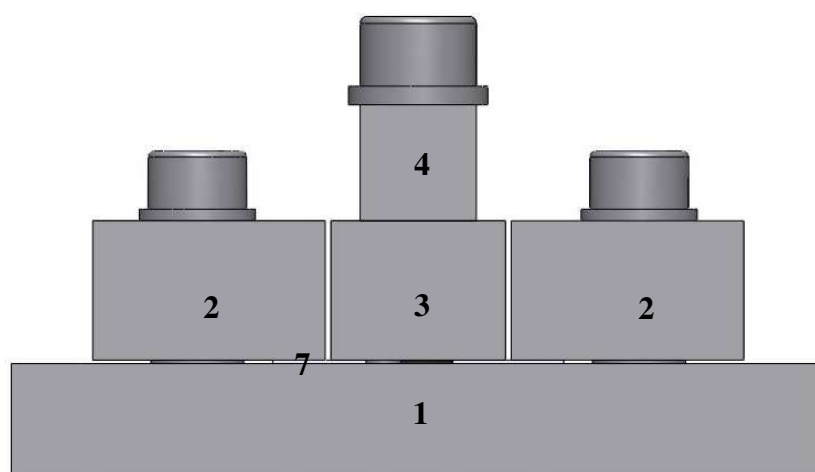


Figura 5.8: sistema di taglio dei provini.

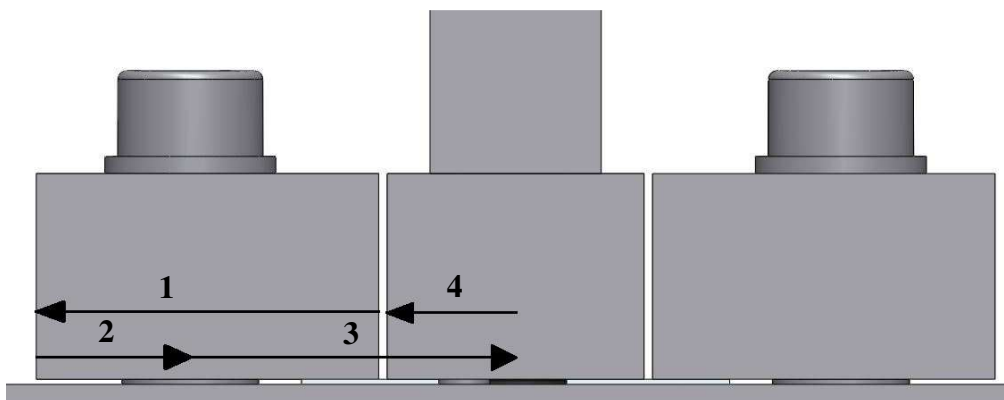


Figura 5.9: catena di tolleranza per la determinazione dello spazio di passaggio della lama.

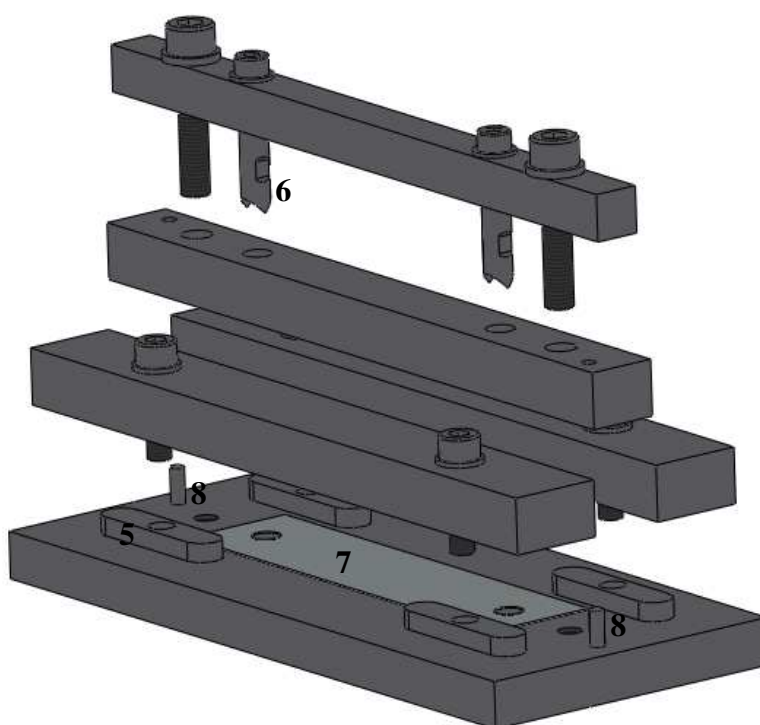


Figura 5.10: elementi costituenti il sistema di taglio dei provini.

Sopra l'elemento 3 viene posizionato l'elemento 4 su cui viene montato a sua volta il tagliente (6). Attraverso l'utilizzo di quest'ultimo e di una forza verticale (impressa manualmente) si realizzano due fori sul provino di diametro pari a 6 mm che vengono utilizzati per il fissaggio dello stesso nelle morse della macchina di trazione. Il tagliente viene realizzato da un normale tondo di 6 mm trafilato e fresato frontalmente in modo da creare la forma visibile in figura 5.11. Dopo la realizzazione dei fori, mediante l'uso di due viti M6 vengono fissati gli elementi 3 e 4 sulla piastra di base (1). A questo punto, con l'utilizzo di un normale taglierino, si può procedere al taglio del provino fornendogli una larghezza di 15 mm.

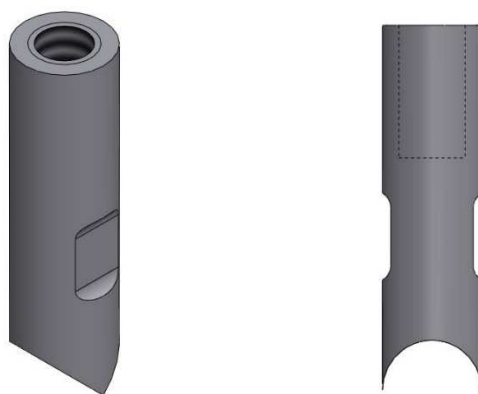


Figura 5.11: tagliente.

Elemento	\pm	+ Max - Min	\pm	+ Min - Max	Tolleranza
A – Piastra base	-	14.89	-	15	0.11
B - Linghetta	+	4.1	+	3.9	0.2
C – Blocco	+	24	+	23.8	0.4
D - Blocco	-	12.435	-	12.5	0.065
Gioco totale	+	0.975	+	0.2	0.775
Gioco previsto (lama)		0.7		0.5	
Differenza		-0.275		+0.3	

Tabella 5.1: tabella iniziale per la catena di tolleranza.

Elemento	\pm	+ Max - Min	\pm	+ Min - Max	Tolleranza
A – Piastra base	-	14.93	-	14.96	0.03
B - Linghetta	+	4.035	+	3.96	0.075
C – Blocco	+	24.03	+	24	0.03
D - Blocco	-	12.435	-	12.5	0.065
Gioco totale	+	0.7	+	0.5	0.2
Gioco previsto (lama)		0.7		0.5	

Differenza	0		0	
------------	---	--	---	--

Tabella 5.2: tabella dopo le modifiche per ottenere le condizioni funzionali di progetto.

5.4 Studio mediante elementi finiti del telaio della macchina di trazione

Prima di passare alla descrizione di come viene realizzata la macchina di trazione, viene effettuato uno studio preliminare del telaio mediante elementi finiti e avente scopo la determinazione della deformazione massima. Siccome il telaio avrà una struttura ad “U”, la freccia massima si ha nella parte centrale della trave superiore del telaio, costituito da tre tubolari quadrati saldati tra di loro (figura 5.12). Alla base delle due travi laterali vengono saldate due piastre circolari di fissaggio con la piastra base. Il telaio viene realizzato mediante tubolari quadrati di lato pari a 40 mm e spessore di 3 mm (spessore minimo che permette di realizzare una corretta saldatura) in Fe360 verniciato. Quindi, l’elemento di ANSYS Mechanical APDL adatto alla simulazione del telaio risulta essere il *beam4* perché ci consente di inserire i momenti di inerzia lungo gli assi Y e Z e il momento di inerzia torsionale lungo l’asse X (tali momenti di inerzia vengono calcolati rispetto ad un sistema di riferimento locale).

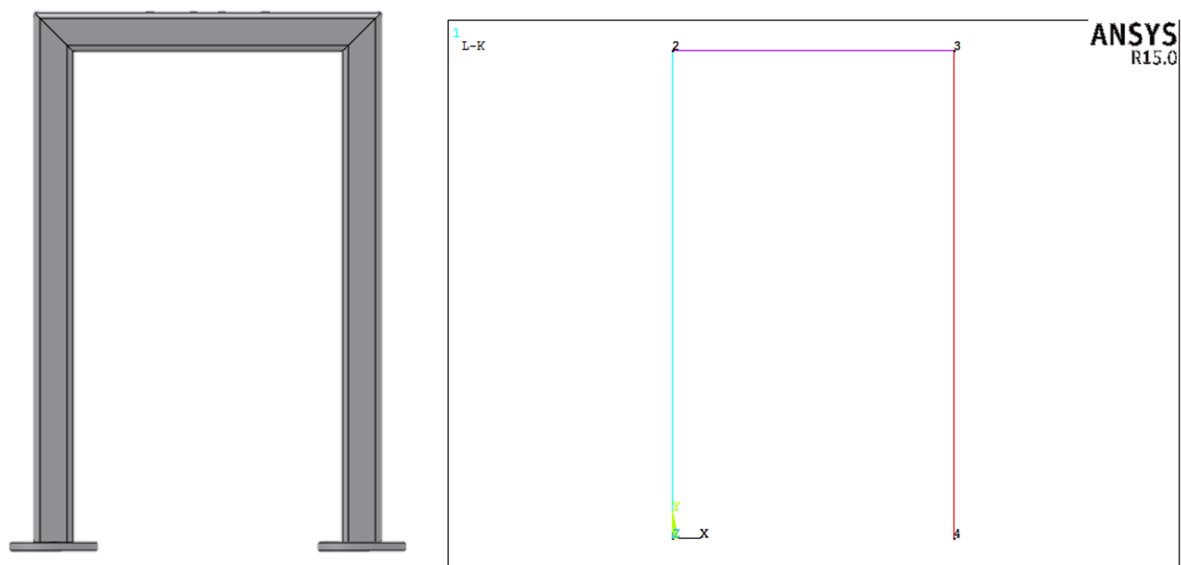


Figura 5.12: telaio della macchina di trazione in (a) Solidworks e in (b) ANSYS.

Le formule per il calcolo dei momenti di inerzia di una sezione quadrata cava sono le seguenti:

$$I_{yy} = I_{zz} = \frac{b^4}{12} - \frac{(b - 2s)^4}{12}$$

$$I_{xx} = I_{yy} + I_{zz} = 2I_{yy}$$

b [mm]	s [mm]	Area cava [mm²]	I_{yy} [mm⁴]	I_{zz} [mm⁴]	I_{xx} [mm⁴]
40	3	444	101972	101972	203944

Tabella 5.3: momenti di inerzia per l'elemento *beam4*.

Nella simulazione in ANSYS si impone un carico nella parte centrale della trave superiore (figura 5.13) a simulare il peso esercitato sul telaio da parte di tutta la struttura di bloccaggio del provino (morse) e dei pesi (15 kg). Per ragioni di sicurezza si sovradimensiona tale carico e, in definitiva, si impone una forza di 196.12 N, corrispondente ad una massa di 20 kg. Alla base delle due travi laterali si impone un vincolo incastro che elimina tutti i gradi di libertà e simula il fissaggio del telaio sulla piastra base.

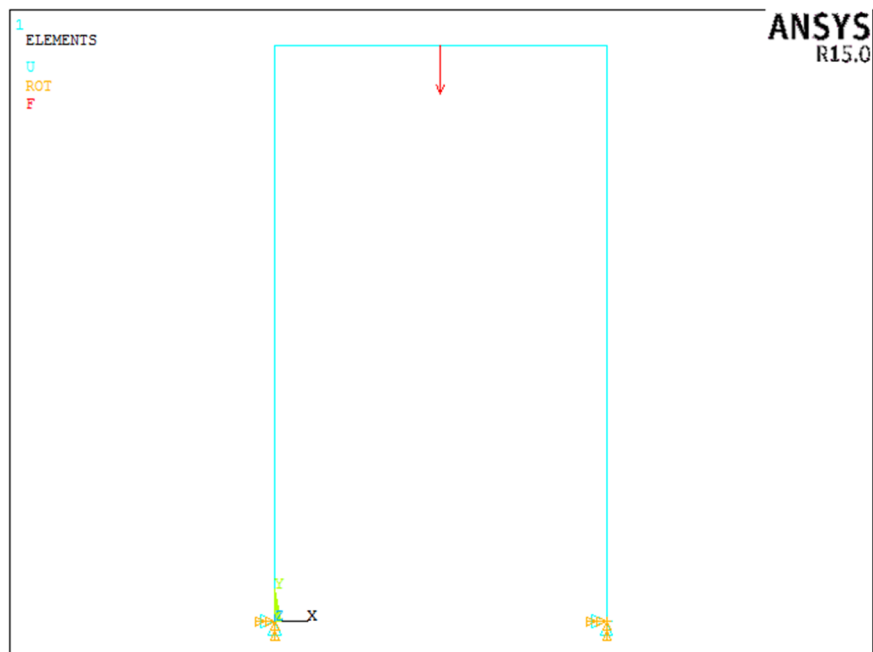


Figura 5.13: modello del telaio in ANSYS Mechanical APDL.

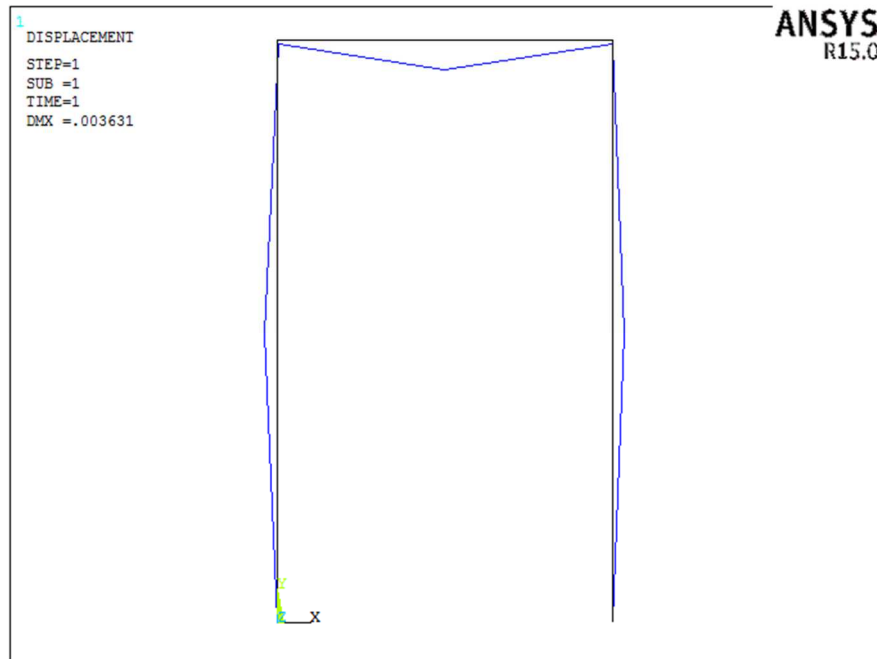


Figura 5.14: deformata del telaio.

Effettuando la simulazione si ottiene uno spostamento massimo (parte centrale della trave orizzontale superiore) di 0.003 mm che risulta accettabile per la nostra applicazione. Quindi, con l'utilizzo di tubolari quadrati (40x40x3 mm) si riesce a garantire una elevata rigidezza al sistema e far sì che la deformazione, durante l'esecuzione delle prove, sia assorbita completamente dal provino.

Si passa così alla valutazione delle tensioni. Dalle simulazioni si possono estrarre i valori dei momenti M_X , M_Y e M_Z in ogni nodo del modello. Da questi possiamo ricavare i valori di momento torcente e flettente sfruttando le relazioni:

$$M_t = M_X$$

$$M_f = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$$

Conoscendo la geometria dell'elemento trave si possono valutare le tensioni di torsione (valutate mediante la formula di Bredt in ipotesi di sezione chiusa in parete sottile) e di momento flettente. Non vengono considerate le tensioni dovute al taglio e quelle di trazione/compressione perché trascurabili. La tensione di torsione vale:

$$\tau = \frac{M_t}{2 \cdot A \cdot s}$$

dove "A" è la sezione ($A = (b - 2s)^2$) ed "s" lo spessore (3 mm).

La tensione di momento flettente vale:

$$\sigma = \frac{M_f \cdot 6 \cdot b}{bh^3 - (b - 2s)^4}$$

Successivamente si passa alla valutazione della tensione equivalente del Von Mises su ogni nodo della struttura:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Si identifica il valore di tensione maggiore sul quale calcolare il coefficiente di sicurezza conoscendo il carico di snervamento del materiale Fe360 (210000 MPa):

$$C.S. = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{eq}}$$

Si ottiene un C.S.=99388 che giustifica la estrema rigidità della macchina e quindi la sua completa indeformabilità rispetto al provino.

5.5 Costruzione della macchina di trazione

Come sottolineato nella sezione precedente, la macchina di trazione deve risultare il più rigida possibile in modo da garantire che la deformazione sia presente solo sul provino. Dopo la costruzione del telaio, esaminato nella sezione 5.4, si è passati alla realizzazione di tutti gli altri componenti presenti nel complessivo di figura 5.15. Innanzitutto il provino viene afferrato da una morsa superiore e da una morsa inferiore alla quale è collegato un piattello di supporto per i pesi utilizzati per caricare il provino durante le prove sperimentali. La morsa superiore (figura 5.16) è formata da quattro elementi principali. Una piastra in Fe360 (1) verniciata e modellata affinché possa essere fissata al telaio mediante due collegamenti filettati (viti M8) tali da garantire il sostegno di tutto l'apparato di trazione (morsa, provino, pesi e piattello). Questo elemento è concepito in modo da accoglierne altri due: due piastre in gomma NBR (2) tali da garantire un migliore afferraggio del provino durante le prove sperimentali e una contro-piastra (3) realizzata sempre in Fe360 verniciato che serve a fissare la morsa. Due viti M8 vengono utilizzate per serrare il tutto, tenendolo unito. Per garantire un corretto posizionamento del provino, viene utilizzata una spina (4) da 6 mm che centra il provino all'interno della morsa.

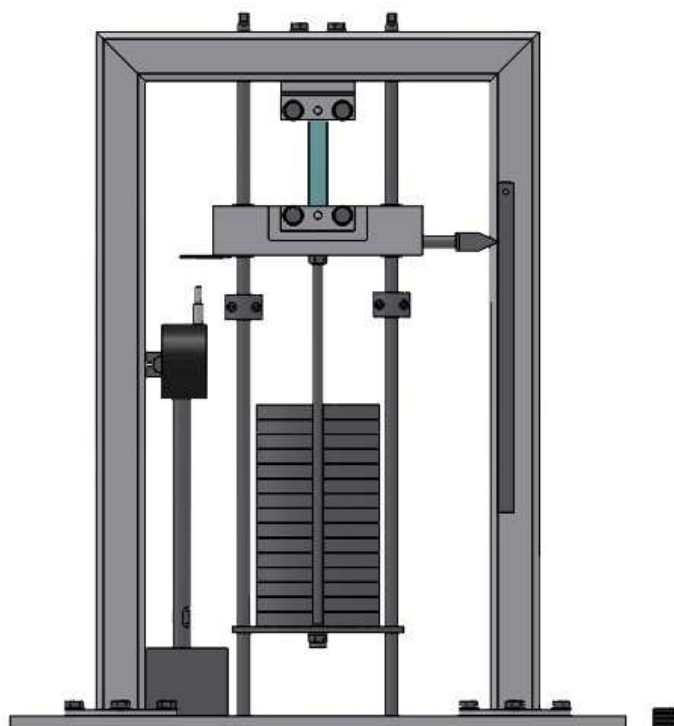


Figura 5.15: complessivo della macchina di trazione.

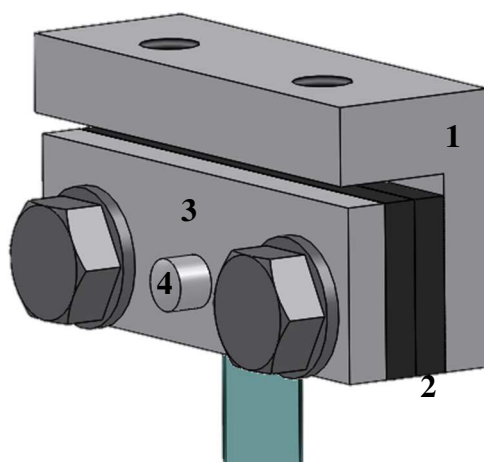


Figura 5.16: morsa superiore.

Anche la morsa inferiore (figura 5.17) presenta i quattro elementi caratteristici di quella superiore: una piastra in Fe360 verniciato che accoglie due elementi in gomma NBR e una contro-piastra (Fe360 verniciato) che fissa il tutto. Anche in questo caso, una spina da 6 mm viene utilizzata per il centraggio del provino all'interno della morsa. Il tutto viene unito mediante viti M8 che serrano la morsa, stringendo il provino al suo interno. Al contrario della morsa superiore, quella inferiore ha la prima piastra modellata in modo diverso. Innanzitutto ci sono due indicatori laterali (figura 5.18). Il primo (5) viene posizionato sul fondo della morsa e ha lo scopo di andare a comprimere il puntale del comparatore, utilizzato per misurare la

variazione di spostamento del provino durante la prova sperimentale. Il secondo indicatore (6) è posizionato sul lato opposto della morsa e risulta essere molto più sporgente perché serve a segnalare la misura dello spostamento su una riga millimetrata posizionata su un lato del telaio della macchina (figura 5.15).

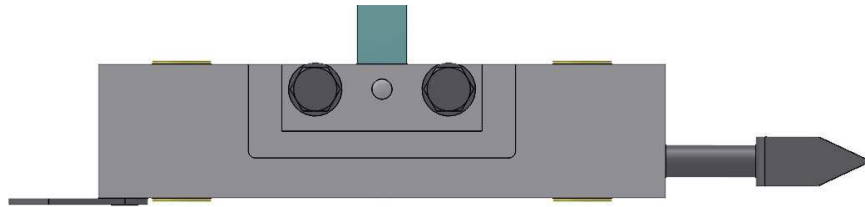


Figura 5.17: morsa inferiore.

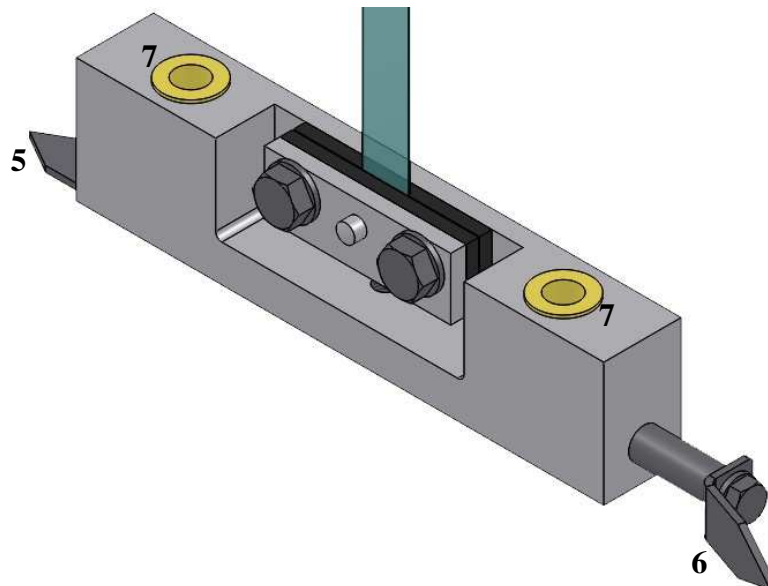


Figura 5.18: morsa inferiore

La morsa inferiore risulta essere molto più grande della superiore affinché si possano realizzare due fori laterali che permettono alla stessa di scorrere su due tondi da 10 mm che fungono da guide. Per favorire al meglio lo scorrimento, all'interno dei due fori vengono poste quattro boccole (7), due per ogni foro. Sulla parte bassa della morsa è presente un foro filettato al quale viene collegato un tondo che sostiene un piattello (8) in acciaio inox AISI 303 e sul quale vengono posizionati i pesi utilizzati per caricare il provino (figura 5.20a). Per mantenere fermo il piattello e non farlo oscillare durante la fase di carico si realizzano due insenature laterali che accolgono i tondi guida della morsa inferiore (figura 5.20b). Alla base del piattello viene posizionato un dado autobloccante per poterlo mantenere fermo. Come visibile dall'immagine 5.20a, sulle guide per la morsa inferiore, sono presenti due fermi (9) realizzati in acciaio inox AISI 303 (figura 5.21a). Questi vengono posizionati ad una distanza pari a 30 mm dalla parte inferiore della morsa (figura 5.21b) e il loro scopo è quello di serrarsi sulle guide mediante

l'utilizzo di collegamenti filettati e bloccare l'ulteriore allungamento del provino. Ciò serve a salvaguardare l'integrità del comparatore che possiede un campo di misura pari a 30 mm.

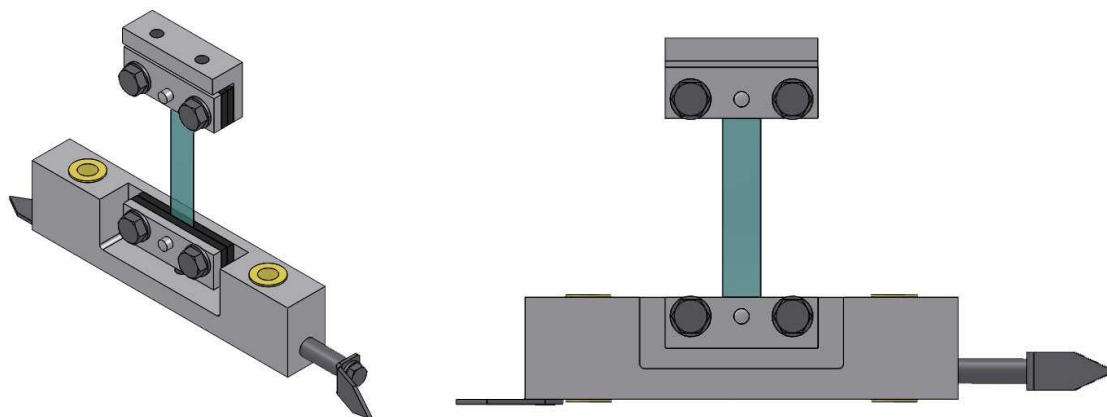


Figura 5.19: provino fissato all'interno delle due morse.

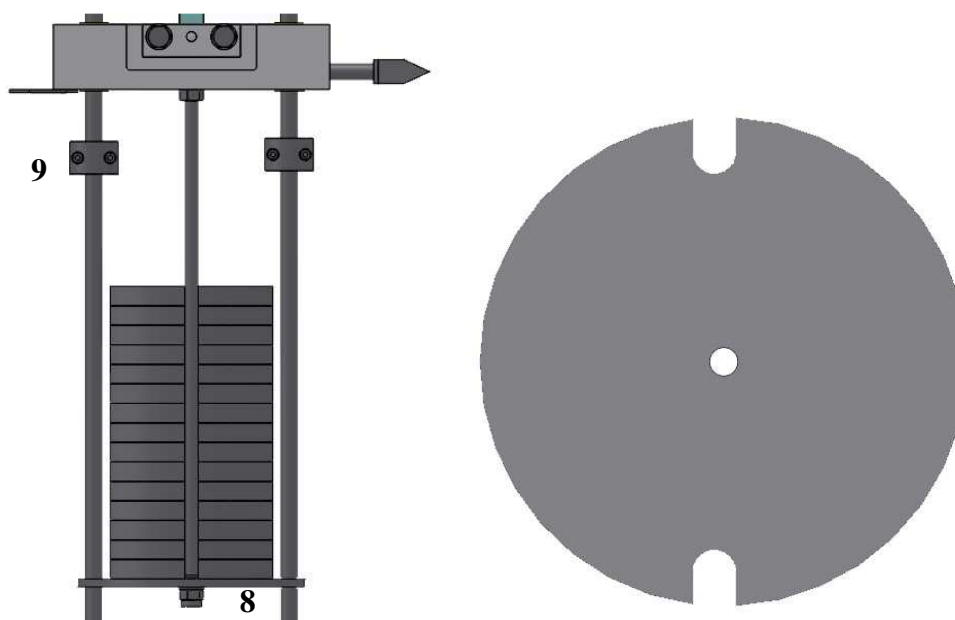


Figura 5.20: (a) sistema del piattello con i pesi per il carico del provino; (b) piattello.

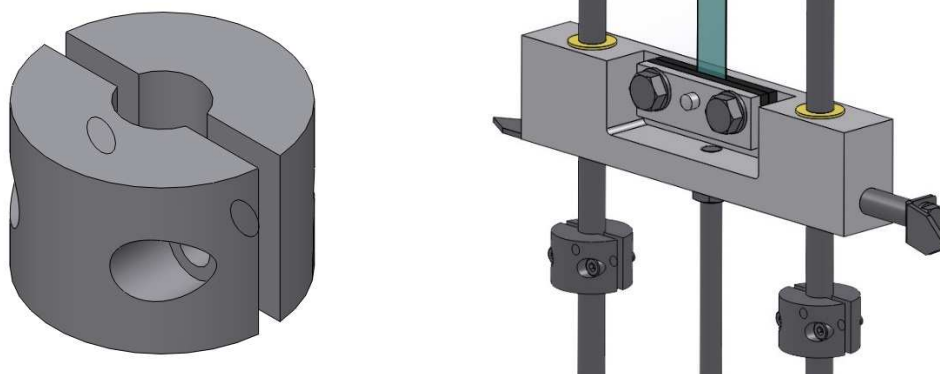


Figura 5.21: (a) fermo; (b) posizionamento dei fermi sulle guide della morsa.

I pesi (figura 5.22a) vengono realizzati in acciaio inox AISI 304 con dimensioni tali da fornire a ciascuno la massa di 1 kg. Essi presentano una scanalatura che accoglie, durante la fase di carico del provino, il tondo di collegamento tra piattello e morsa inferiore. Tutta la struttura della macchina viene fissata su una piastra di 10 mm di spessore, realizzata in Fe360 verniciato (figura 5.22b). Su di essa sono presente due scanalature di 3 mm ciascuna che accolgono i tondi base del telaio per il suo fissaggio e due fori filettati all'interno dei quali si avvitano le guide per la morsa inferiore.

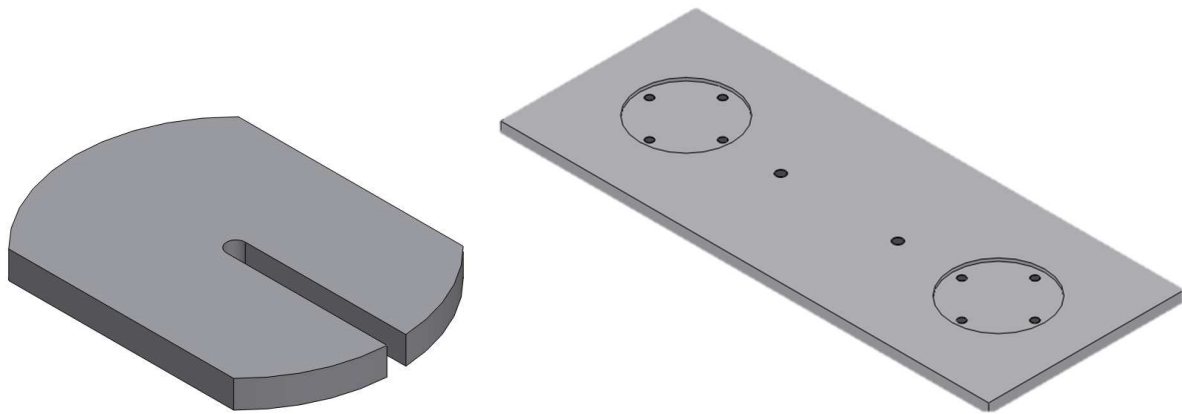


Figura 5.22: (a) peso da 1 kg; (b) posizionamento dei fermi sulle guide della morsa.

La misura dello spostamento viene realizzata con duplice lettura. Una mediante un indicatore e riga millimetrata (che risulta meno precisa) e la seconda mediante il secondo indicatore che spinge sul puntale del comparatore. Quest'ultimo viene posizionato in corrispondenza dell'indicatore mediante l'utilizzo di un supporto magnetico che ci permette di tenerlo in posizione fissa durante l'esecuzione delle prove sperimentali. In particolare, viene utilizzato un comparatore analogico metrico con le seguenti caratteristiche:

- Campo di misura: 30 mm;
- Campo/giro: 1 mm;
- Graduazione: 0.01 mm;
- Forza di misura: 0.4 – 2.5 N;
- Ripetibilità: 3 μm ;
- Errore di isteresi: 5 μm .

5.6 Realizzazione dei provini

Prima di eseguire le prove di trazione, bisogna realizzare i provini da impiegare nelle stesse. A tal scopo viene utilizzato l'elemento descritto nella sezione 5.3 e rappresentato attraverso un esploso in figura 5.10. Innanzitutto, attraverso delle comuni forbici vengono tagliate delle strisce di plastica (larghezza maggiore dei 15mm del provino finale) dalle bottiglie selezionate. Le strisce vengono ricavate dalla parte liscia della bottiglia al fine di ottenere un provino

abbastanza piano e poco ricurvo (figura 5.23a). Per realizzare queste prime striscioline si utilizza una pre-forma tagliata sempre da una parte della bottiglia e modellata mediante righello.



Figura 5.23: (a) strisce iniziali; (b) provini ricavati dalla parte liscia di una bottiglia.

Le strisce così realizzate vengono posizionate sulla piastra base dell'elemento di taglio dove vengono appiattite e tenute ferme mediante l'uso degli elementi 2 di figura 5.8. Successivamente si posiziona l'elemento 3 (figura 5.8) che serve a fare da guida all'elemento di taglio 4 (figura 5.8) che va a creare dei fori di 6 mm utilizzati per il posizionamento del provino all'interno delle morse della macchina di trazione.



Figura 5.24: (a) elemento di tranciatura dei provini; (b) primo bloccaggio del provino.

La foratura del provino si effettua tramite l'applicazione di una forza manuale. Però, prima di effettuare il taglio del provino, mediante l'uso di due viti (figura 5.8 e 5.10) si fissano gli elementi 3 e 4 alla piastra base in modo da tener bloccato tutto l'apparato. Mediante l'uso di un classico taglierino si effettua il taglio finale del provino. La lama viene fatta scorrere all'interno delle piccole insenature presenti tra gli elementi 2 e 3 (figura 5.8). Si ottengono così i provini visibili in figura 5.25.



Figura 5.25: provini finali.

5.7 Prove sperimentali

Dopo aver realizzato i provini vengono effettuate le prove di trazione utilizzandone tre per ogni tipologia di bottiglia (figura 5.26).



Figura 5.26: bottiglie in PET da cui sono estratti i provini (1, 2 e 3)

Il provino viene montato prima all'interno delle morse e poi si esegue la prova vera e propria andandolo a caricare mediante l'uso di pesi calibrati. Da notare che l'applicazione dei pesi effettuata molto lentamente perché si deve aspettare che il provino reagisca e si allunghi (Prova quasi-statica). Questo tempo cresce man mano che si aumenta il peso applicato. Mediante l'uso del comparatore si realizza la lettura dello spostamento verticale e con le formule descritte nella sotto-sezione 5.1.1 si costruisce il diagramma sforzo-deformazione. Inoltre, per ogni provino viene realizzato un ciclo di carico e di scarico con conseguente presenza dell'isteresi. Prima di realizzare le prove, per maggiore sicurezza, vengono misurati, mediante l'utilizzo di una bilancia di precisione, i pesi di tutti gli elementi di carico (figura 5.22a). Da tali misure si ottiene un peso variabile tra i 1.101 e 1.103 kg. Quindi, siccome la variazione è trascurabile, si può affermare che vengono sempre applicati dei pesi pari a 1.102 kg.

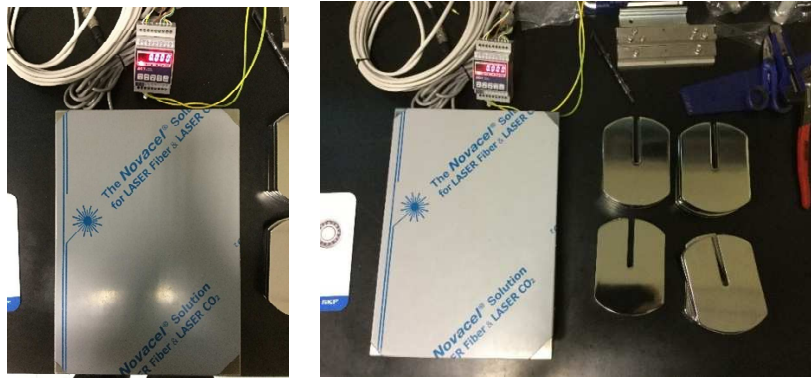


Figura 5.27: (a) bilancia di precisione; (b) misurazione dei pesetti.



Figura 5.27: (a) macchina di trazione; (b) provino montato e pronto alla prova.

Di seguito riportiamo i diagrammi delle prove di trazione per i diversi provini tagliati dalle 3 bottiglie. Si noti che durante la fase di scarico il provino non ritorna alla condizione di partenza ma rimanga con una piccola deformazione a testimonianza dell'isteresi in esso presente.

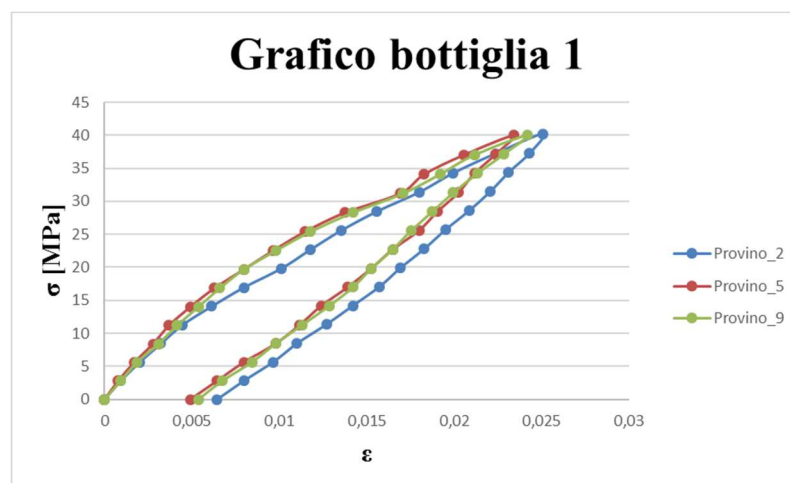


Figura 5.28: grafico sforzo-deformazione per i provini prelevati dalla bottiglia 1.

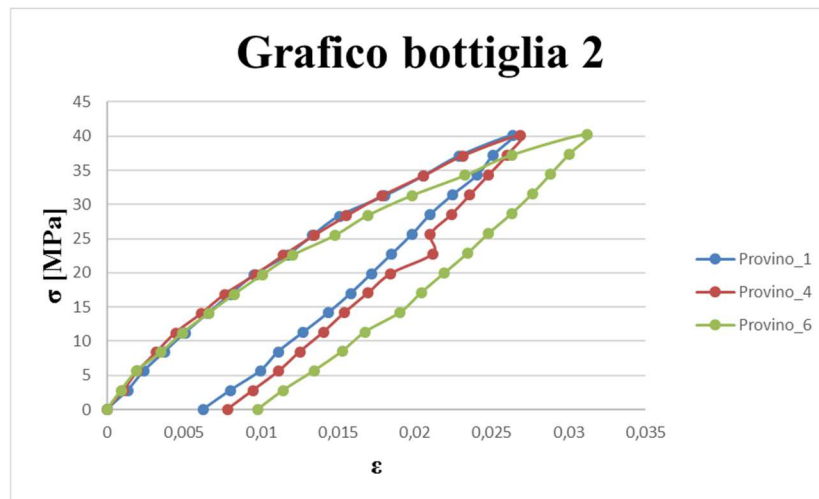


Figura 5.29: grafico sforzo-deformazione per i provini prelevati dalla bottiglia 2.

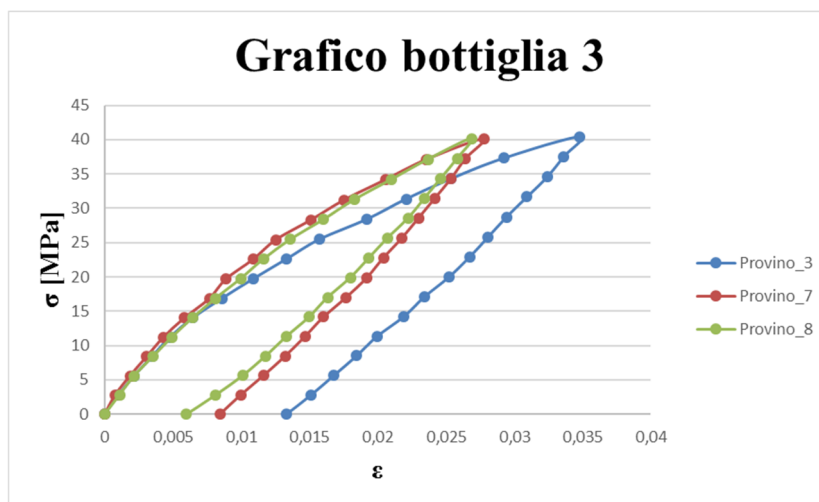


Figura 5.30: grafico sforzo-deformazione per i provini prelevati dalla bottiglia 3.

Per la determinazione del coefficiente di Young si considera solo la prima parte delle curve. Si determinano così 3 moduli che risultano essere $E_1 = 2956$ MPa, $E_2 = 2450$ MPa e $E_3 = 2669$ MPa. Dai grafici si denota anche la forte non linearità caratterizzante i materiali plastici. Facendo la media tra i 3 moduli si ottiene un modulo di Young generale del PET pari a 2692 MPa. Tale dato verrà utilizzato per la simulazione descritta nell'ultimo paragrafo in cui si andrà ad analizzare lo stato di sollecitazione (spostamenti, tensioni e deformazioni) del sistema bottiglia-gomma.

6. Modello Ansys 2D

Il primo studio del sistema realizzato mediante elementi finiti con ANSYS consiste nella realizzazione di un modello 2D molto semplificato avente come unico scopo il dedurre la dinamica del comportamento della bottiglia sotto l'azione di una pressione di compressione. Andremo a considerare la sola bottiglia di figura 4.5b vincolata sul fondo e caricata mediante una pressione distribuita su tutto il contorno, alla stessa altezza alla quale agisce la cinghia nel sistema di bloccaggio. Detto in altri termini, è come se prendessimo la cinghia e la avvolgessimo intorno alla bottiglia applicando un carico di pressione pari a 0.0041 MPa.

Il sistema così concepito risulta essere un solido assialsimmetrico. Si ricordi che un solido di rivoluzione è un corpo tridimensionale generato per rotazione di una sezione attorno ad un asse (figura 6.1). Un solido di rivoluzione è assialsimmetrico se le proprietà geometriche e del materiale sono indipendenti dall'anomalia ϑ .

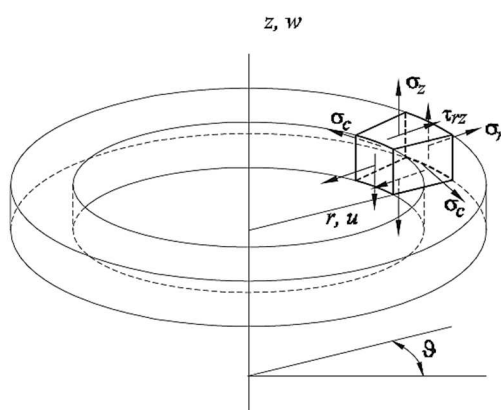


Figura 6.1: solido assialsimmetrico.

Se il carico risulta anche esso assialsimmetrico, il problema si può ridurre ad un caso bidimensionale e ogni punto della sezione è caratterizzato dagli spostamenti u (radiali) e w (assiali). Sotto tali condizioni di studio, l'analisi è coincidente con quella del problema piano, con un'eccezione in più; la presenza delle componenti circonferenziali della deformazione e della tensione.

Nel caso in cui il carico non è assialsimmetrico, il problema può ancora essere ricondotto ad un caso bidimensionale grazie alla scomposizione del carico in serie di Fourier. A causa della ortogonalità della serie di Fourier, il problema è risolto ricorrendo al principio di sovrapposizione degli effetti. Sommando le n soluzioni ottenute applicando le componenti simmetriche e antisimmetriche del carico (corrispondenti agli n termini dell'espressione in serie di Fourier del carico), si ottiene la soluzione finale. Tale metodo lo si potrebbe usare nel momento in cui si introduce l'elemento in gomma EPDM e si considera il carico di pressione esercitato solo su una zona della bottiglia. Siccome tale approccio risulta abbastanza difficile,

si è deciso di non seguirlo ma di costruire, dopo lo studio del 2D, un modello 3D, anche per meglio analizzare lo stato di deformazione e tensione.

6.1 Calcolo della pressione idrostatica

Prima di effettuare la costruzione del modello in ANSYS è necessario calcolare il profilo di pressione idrostatico del fluido contenuto nella bottiglia. Il contenuto della bottiglia da analizzare è il latte. Anche se di esso esistono diverse tipologie, circa l'88% è formato da acqua. Infatti, per semplificare lo studio, andremo a considerare come contenuto acqua pura.

Ricordiamo che la pressione idrostatica è la forza esercitata da un fluido in quiete sull'unità di superficie con cui è a contatto. Il valore di questa pressione dipende esclusivamente dalla densità (ρ) del fluido e dalla distanza del punto considerato rispetto al pelo libero o, per meglio dire, dal piano dei carichi idrostatici (legge di Stevino). Ne risulta una totale indipendenza dalla massa sottostante il punto considerato. La legge matematica è quella di Stevino:

$$P = \rho \cdot g \cdot h$$

dove

$$\rho = \frac{m}{V}$$

La densità dell'acqua vale 997.7 kg/m^3 alla temperatura di 22°C . Dalla legge di Stevino si nota che il carico idrostatico, come risaputo, risulta essere lineare. Dalla scheda tecnica della bottiglia si evidenzia che il "fill level" (livello di riempimento) ha una altezza di 214.6 mm. Il calcolo della pressione è stato effettuato considerando degli intervalli in altezza di 5 mm alla volta (il perché lo si capirà dopo). Tale intervallo sarà affinato quando verrà illustrato il modello 3D. Inoltre, il sistema di riferimento è posto sul pelo libero, quindi le altezze del diagramma presente in figura 6.2 devono essere interpretate come profondità dal pelo libero dell'acqua.

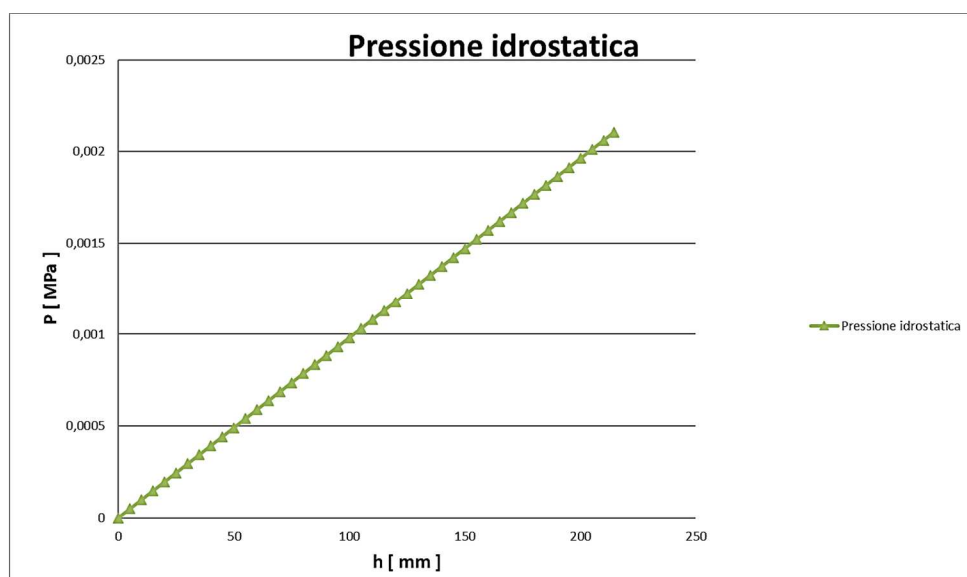


Figura 6.2: profilo della pressione idrostatica.

6.2 I modelli numerici

Il modello 2D ad elementi finiti viene realizzato a partire da un file “IGES” ottenuto da un modello piano disegnato in Solidworks. In questo è presente il profilo geometrico della bottiglia, costituita da linee e punti (*lines and keypoints*) caratteristici del modello (figura 6.4a) e posizionata al centro del sistema di riferimento con sviluppo in altezza lungo l’asse Y perché ANSYS lo riconosce come asse di simmetria. La linea orizzontale presente nel modello delinea il “fill level”, cioè il livello massimo di riempimento della bottiglia. Si deve notare che lo spessore della bottiglia viene già realizzato nel file preparatorio in Solidworks perché (al contrario del modello realizzato con elementi *shell61*) sulla base di questa geometria il “continuo” viene discretizzato in un opportuno numero finito di elementi piani, realizzando un modello numerico risolvibile. Inoltre, le linee del contorno del contenitore subiscono una prima suddivisione già nel modello Solidworks in modo da poter evidenziare subito la zona su cui andare ad applicare il carico di pressione esercitato dalla cinghia. La determinazione di tale zona è stata fatta ponendo il contenitore sul piano “appoggio bottiglia” dell’assieme del gruppo di bloccaggio (figura 6.3).

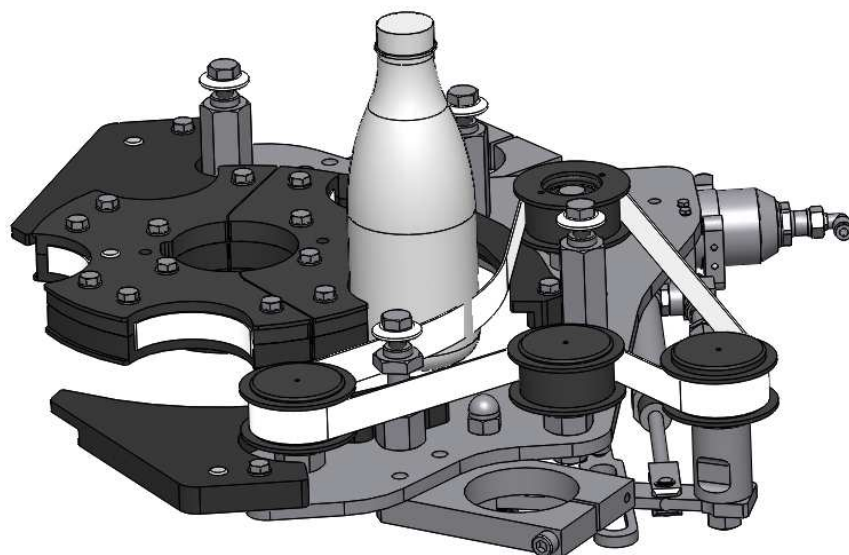


Figura 6.3: posizionamento bottiglia nel sistema gruppo dell’assieme di bloccaggio.

Si ricordi che, secondo la teoria degli elementi finiti, il campo degli spostamenti all’interno dell’elemento è normalmente espresso tramite funzioni polinomiali (funzioni di forma $[n]$), obbligando l’elemento a deformarsi in base agli spostamenti nodali. Di conseguenza, i risultati saranno sempre approssimativi e il grado di approssimazione dipende dal numero di elementi utilizzati per modellare la struttura e dal grado del polinomio scelto per rappresentare il campo degli spostamenti. Vengono utilizzate delle funzioni polinomiali sia perché i polinomi sono comunemente utilizzati per approssimare funzioni incognite, sia perché sono facilmente derivabili.

Viene pertanto definita una regola matematica ($[n]$) in grado di legare gli spostamenti di un generico punto fisico di materia con spostamenti di “punti privilegiati” come i nodi. Da ciò deriva l’irrigidimento della struttura e, di conseguenza, la differenza tra stato tensionale calcolato e quello reale. Si ottiene un “residuo” rappresentato dall’errore energetico percentuale (PRERR in Ansys) che determina delle tensioni non equilibrate in ogni punto (forza volumica residua di non equilibrio (ρ_j)). Da ciò deriva il risultato approssimativo che il calcolo agli elementi finiti produce. Per diminuire tale errore si effettueranno analisi con diverse tipologie di elementi che aumentano il grado del polinomio caratteristico; si realizzerà una mesh auto-contenuta (elementi di mesh il meno distorti possibili) e si aumenterà il numero di elementi della mesh che discretizzano il continuo.

6.3 Modello 2D con spessore costante (*plane42* e *plane82*)

6.3.1 Costruzione modello e posizionamento in Ansys

In questa prima fase si procede alla realizzazione di un modello a spessore costante con l’utilizzo di elementi piani (*plane42*, *plane42 extra-shapes* e *plane82*). La motivazione per la quale vengono utilizzati diverse tipologie di elementi è quella di analizzare come, al variare del loro utilizzo, il calcolo degli spostamenti e dello stato di tensione e deformazione viene eseguito in maniera sempre più precisa (convergenza del modello). Si ricorda inoltre che gli elementi piani possiedono solo due gradi di libertà (UX e UY). L’elemento *plane42* ha 4 nodi mentre il *plane82* ha 8 nodi. L’elemento *plane42 extra-shapes* è una evoluzione del *plane42* con nodi extra che incrementano in maniera fittizia il grado del polinomio caratteristico (quindi della funzione di forma) associato all’elemento stesso.

Per calcolare lo spessore costante con cui realizzare il modello è stato utilizzato un procedimento simulativo su Solidworks. Dalla scheda tecnica della bottiglia si conosce la sua massa ($m = 39 \text{ g}$). Per determinare invece lo spessore uniforme della bottiglia che ci fornisce tale massa si effettua un processo di svuotamento del modello tridimensionale sino a quando si ottiene una massa circa uguale a quella della scheda tecnica. Logicamente, nel modello di Solidworks bisogna impostare come materiale il PET per attribuire alla bottiglia una densità di $1.38 \cdot 10^{-3} \text{ g/mm}^3$. Si ottiene così uno spessore costante di 0.5mm (figura 6.4b). Ricordiamo nuovamente che la bottiglia simulata è quella con altezza pari a 245mm (figura 4.5b).

Una volta realizzato il file “IGES”, il modello viene importato in ANSYS mediante appositi comandi:

```
! Modello 2D ( elemento plane42 )
! mm – g – N – MPa ( unità di misura del modello )
finish
/clear
```

```

! Importo il disegno IGES dal desktop
/AUX15
!*
IOPTN,IGES,SMOOTH
IOPTN,MERGE,YES
IOPTN,SOLID,NO
IOPTN,SMALL,YES
IOPTN,GTOLER,FILE
IGESIN,'modello_assial_completo','IGS','Desktop\'
LPLOT
!*

```

Script 6.1: comandi per caricare il modello del file “IGES”.

Da notare che il file “IGES” deve essere posizionato sul desktop del computer affinché possa essere letto dal software. Da sottolineare che ANSYS non riconosce le unità di misura perciò si deve stare attenti a quelle che si utilizzano affinché si possano ottenere dei risultati corretti. Nel modello realizzato si utilizzano i millimetri (“mm”) per le lunghezze e spostamenti, il grammo (“g”) per la massa, i newton (“N”) per le forze e i megapascal (“MPa”) per le pressioni e tensioni. Queste unità di misura vengono utilizzate non solo in questo modello ma in tutti i modelli realizzati.

Una volta caricato il file “IGES” si dichiara l’elemento finito che deve essere utilizzato e le proprietà del materiale (*material properties*). In un primo momento, i valori delle proprietà dei materiali sono presi dalla letteratura. In un secondo momento verranno modificate in base a quelle determinate dalle prove di trazione. Siccome il modello è realizzato dalla sola bottiglia in PET, si impongono solo le proprietà di questo singolo materiale.

```

! Element type
Et, 1, 42,,1,1           ! Elemento plane42

! Material properties ( bottiglia in PET )
Mp,ex,1,3000
Mp,nuxy,1,0.37
Mp,dens,1,1.38e-3

```

Script 6.2: dichiarazione elemento e proprietà del materiale.

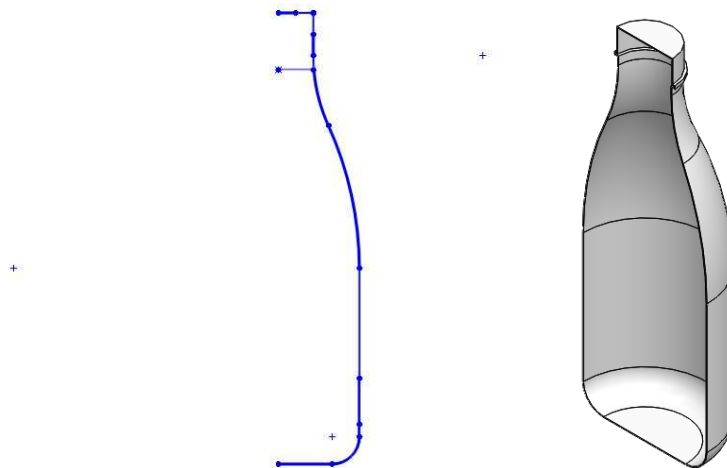


Figura 6.4: (a) profilo bottiglia in Solidworks per file “ IGES ”; (b) bottiglia svuotata.

Per preparare il modello ad una mesh che risulti essere il più regolare possibile (auto-contenuta), si procede alla suddivisione delle linee in ulteriori linee (figura 6.5b). Il modello così ottenuto è pronto per essere meshiato.

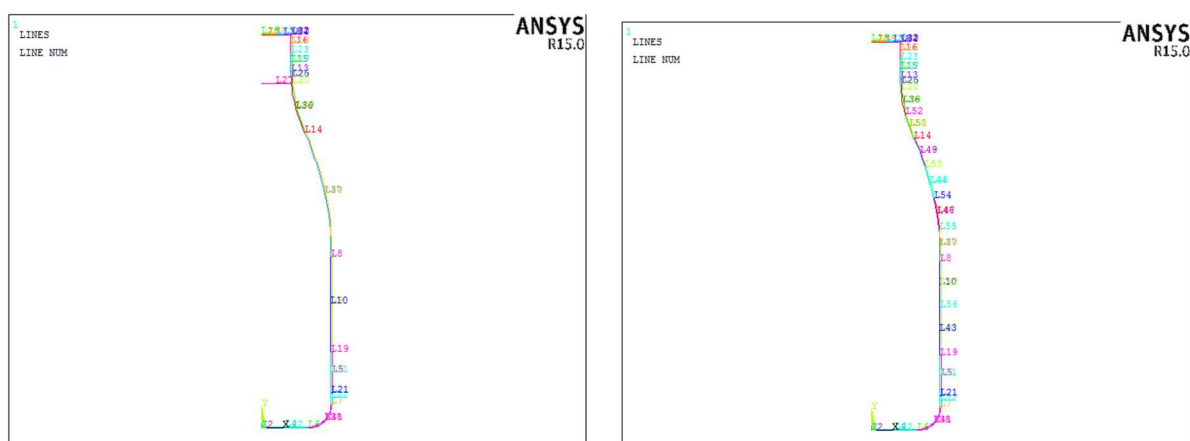


Figura 6.5: (a) modello iniziale in Ansys; (b) suddivisione linee nel modello.

6.3.2 Mesh del modello

Obbiettivo di questa parte è, suddividendo “manualmente” in un numero minimo di aree regolari il modello presente in figura 6.5b, l’ottenimento di una mesh quanto più regolare e uniforme possibile con un grado di infittimento non elevato dato che le aree da meshiare sono quelle dello spessore bottiglia. Per determinare la dimensione finale dell’elemento mesh, si effettua un’ulteriore suddivisione (la prima già effettuata nella sottosezione 6.3.2) delle linee in altre ancora più piccole. Per ottenere una mesh facilmente controllabile si è impostato un parametro di controllo che, variandolo, ci permette di aumentare il grado di infittimento. Il comando utilizzato per eseguire tale suddivisione è “lesize”. Il parametro di controllo prende il

nome di “*ndiv*” (nome scelto perché uguale al campo da utilizzare all’interno del comando “*lesize*”). Quindi, la logica di creazione della mesh è quella di realizzare una suddivisione progressiva delle linee con la quale ottenere una mesh quanto più regolare possibile e che ci permetta di portare il modello a convergenza abbassando l’errore energetico percentuale (PRERR). Il risultato finale di tale procedura è mostrato in figura 6.6:



Figura 6.6: suddivisione linee in modo progressivo.

Dopo aver ottenuto tale suddivisione, attraverso il comando “*al*” si è potuto costruire le aree su cui andare a creare la mesh. In questo comando si specificano le linee di contorno (muovendosi in senso orario o antiorario all’interno dell’area considerata) che formano le aree da meschiare (figura 6.7).

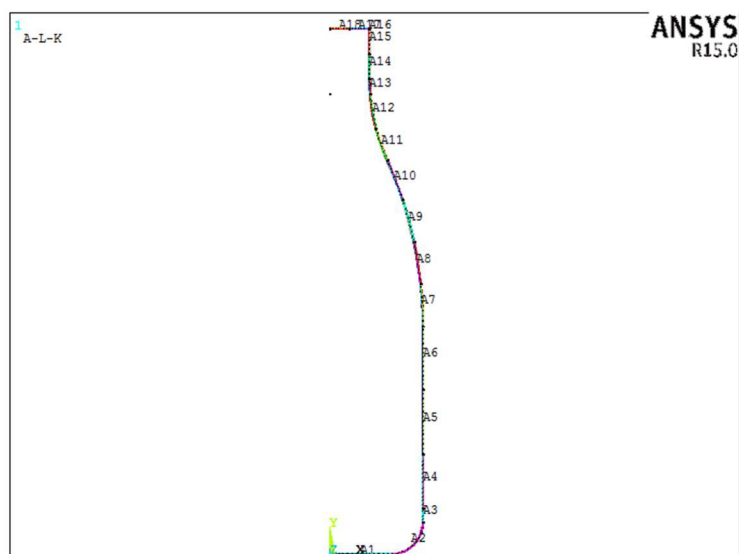


Figura 6.7: aree create dalla suddivisione del modello.

Una volta definite le aree, si è proceduti con la creazione della mesh vera e propria mediante il comando “*amesh*” e specificando il numero delle aree da meshiare (massimo 2 alla volta). Prima di effettuare questa operazione bisogna indicare di quali “*material properties*” gode l’area in questione. Tale recall delle proprietà da passare al meshiatore lo si effettua attraverso i comando “*mat*” e “*type*” assieme al numero identificativo del materiale (qui solo il PET) e della tipologia di elemento (solo *plane42* o *plane42 extra-shapes* o *plane82*) da richiamare. Così facendo si ottiene la mesh, di cui sotto si riporta il risultato finale utilizzando un parametro di controllo *ndiv* pari a 4.

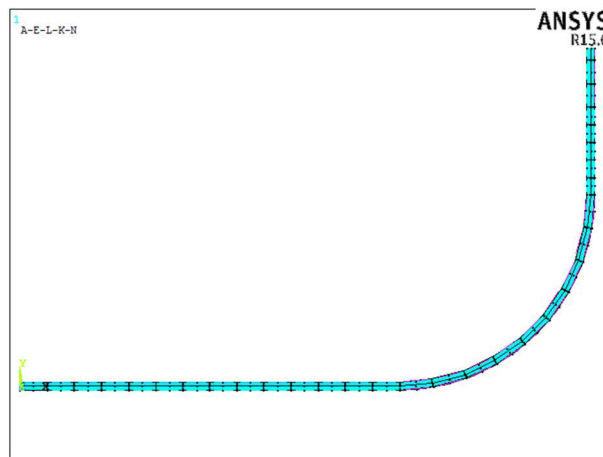


Figura 6.8: mesh finale del modello

6.3.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi

Realizzata la mesh si passa all’applicazione dei vincoli e dei carichi. Si considerino innanzitutto i vincoli. Affinché il modello possa essere bloccato al terreno (la bottiglia sarà posizionata su un piano di appoggio nel momento in cui si effettua la fase di tappatura) e caricato sulla parte laterale in corrispondenza della zona di azione della cinghia, i vincoli devono bloccare la traslazione verticale lungo l’asse Y e devono essere posizionati sulla coordinata $y = 0$ affinché venga bloccata il fondo bottiglia. Questo passaggio viene effettuato mediante una selezione degli appositi nodi attraverso il comando “*nsl*” specificando che si deve bloccare la traslazione verticale. In Ansys:

```
! Vincoli
! Vincoli base contenitore
Lsel, s, line,, 22
Nsl, s, 1
D, all, uy
Allsel, all
```

Script 6.3: dichiarazione vincoli modello 2D *plane42* (*plane42 extra-shapes* o *plane82*).

Si passa all'applicazione dei carichi. Il primo simula il carico di pressione (0.0041 MPa) fornito dalla cinghia che si avvolge su tutta la bottiglia e viene applicato all'altezza di azione della stessa sul contenitore (figura 6.3). Successivamente si impone il carico di pressione idrostatico dell'acqua (figura 6.2). Quest'ultimo viene impostato con discontinuità perché viene applicato sulle diverse linee interne dello spessore della bottiglia. Siccome, considerando una linea, si passa da una altezza h_1 iniziale a una finale h_2 , si imposta una pressione media calcolata come media aritmetica delle pressioni dei vari punti di calcolo che rientrano nell'intervallo di $h_2 - h_1$. Il seguente calcolo viene riportato nella tabella 6.1.

Area modello	KP _{inizio}	KP _{fine}	H _{relativa}	P _{inizio}	P _{fine}	P _{modello} [Mpa]
A1	214,6	214,6	0	0,002105226	0,002105226	0,002105
A2	214,6	204,425	10,175	0,002105226	0,00201105	0,002058
A3	204,425	197,755	6,67	0,00201105	0,001937475	0,001974
A4	197,755	173,069	24,686	0,001937475	0,001692225	0,001815
A5	173,069	144,518	28,551	0,001692225	0,00142245	0,001557
A6	144,518	116,543	27,975	0,00142245	0,00112815	0,001275
A7	116,543	97,878	18,665	0,00112815	0,000956475	0,001042
A8	97,878	78,959	18,919	0,000956475	0,0007848	0,000871
A9	78,959	59,861	19,098	0,0007848	0,0005886	0,000687
A10	59,861	40,704	19,157	0,0005886	0,0003924	0,000491
A11	40,704	26,598	14,106	0,0003924	0,00024525	0,000319
A12	26,598	0	26,598	0,00024525	0	0,000123

Tabella 6.1: calcolo pressione idrostatica da inserire nel modello.

Da sottolineare che tale metodologia di applicazione del carico idrostatico produce delle discontinuità nel profilo della pressione idrostatica tanto che sarà sostituita con una nuova metodologia (gradiente di pressione) di applicazione del carico che permetterà di ottenere una situazione molto più realistica (figura 6.2).

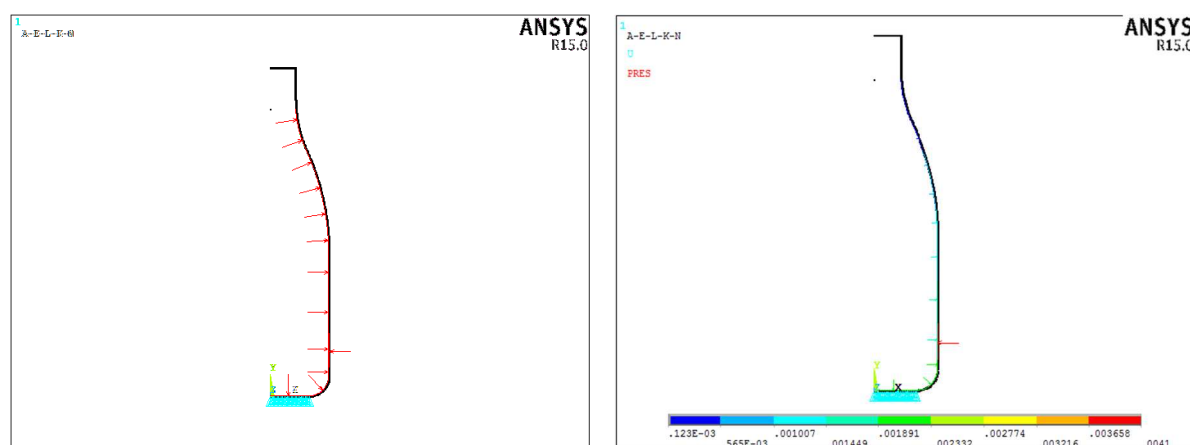


Figura 6.9: modello con carico di pressione della cinghia e carico idrostatico.

6.3.4 Studio di convergenza

Il modello così realizzato è pronto per essere risolto dal software ANSYS quindi si procede con l'analisi di convergenza. A tal proposito è opportuno ricordare la definizione dell'errore energetico percentuale: esso è pari all'energia di deformazione residua presente nel modello, quindi fornisce una stima di come l'errore residuale sia distribuito sulla mesh. Se all'inizio considerassimo un modello caratterizzato da una mesh poco fitta, otterremmo dei valori di PRERR relativamente alti perché un modello con mesh grossolana porta ad avere forti salti tensionali.

È stato realizzato un infittimento graduale della mesh al fine di arrivare ad una convergenza dei risultati, cercando di ottenere un residuo prossimo al 15%. È stato fatto un confronto sulla convergenza tra tre tipologie di elementi: *plane42*, *plane42 extra-shapes* e *plane82*. Sono stati usati tre modelli, identici per geometria e proprietà e differenti solo per il tipo di elemento. Tra un infittimento e l'altro sono stati raccolti e diagrammati i valori di errore energetico percentuale.

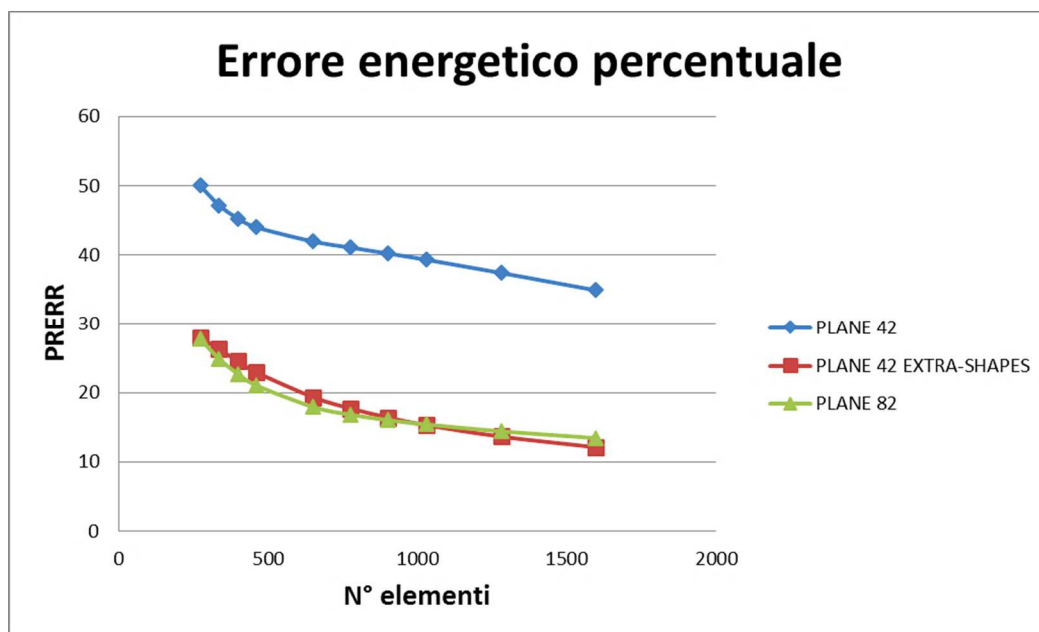


Figura 6.10: errore energetico percentuale

Per questo modello la scelta può ricadere sia sull'elemento *plane42 extra-shapes* che *plane82* perché, entrambi, garantiscono il PRERR più basso con il minor numero di elementi (circa 1000).

Dopo l'analisi di convergenza viene effettuata un'ulteriore analisi per lo stato di tensione in un punto fisso della struttura. Come l'analisi precedente, anche in questa vengono confrontati gli andamenti per i tre tipi di elementi. Il punto della struttura scelto è collocato in corrispondenza della zona su cui va ad agire la cinghia corrispondente al *keypoint* 22 (figura 6.11).

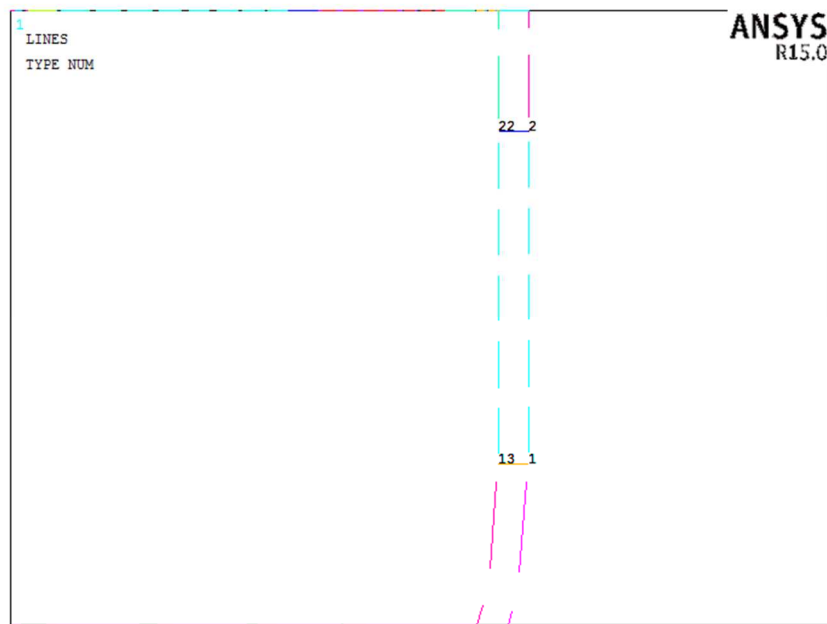


Figura 6.11: punto della struttura scelto per l'analisi delle tensioni.

Da notare che in questa analisi, il nodo da prendere in esame deve rimanere sempre lo stesso. Siccome la numerazione dei nodi varia al variare dell'infittimento della mesh, si è presi in considerazione il *keypoint* 22 in modo da considerare il corrispondente nodo nel momento in cui viene creata la mesh all'interno modello. Dovendo valutare lo stato di tensione in un nodo, si è fatto riferimento ai valori ottenuti con la *nodal solution* (figura 6.12).

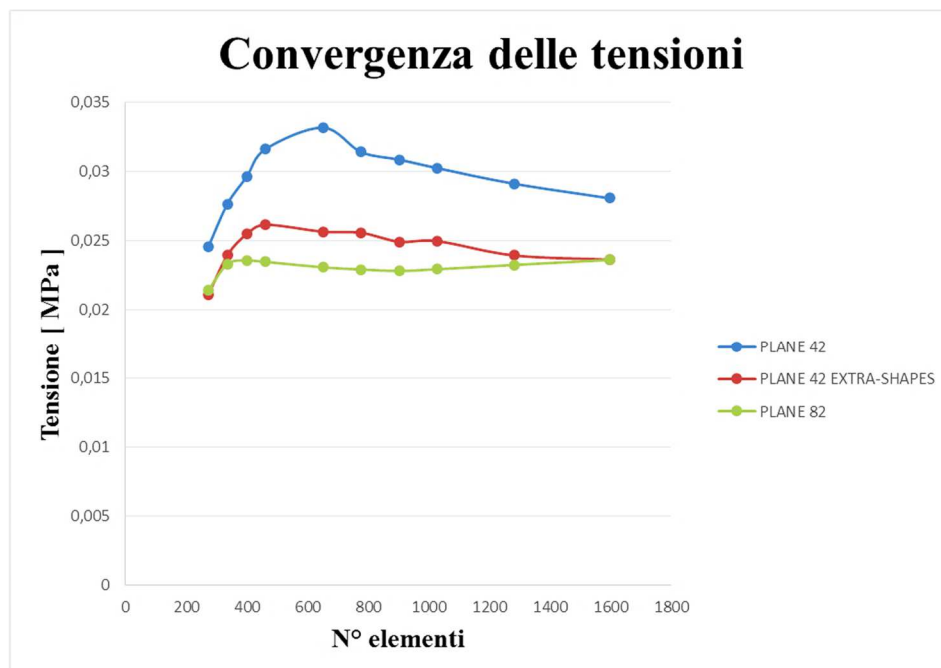


Figura 6.12: andamento della tensione di Von Misses per modelli diversi.

Come è possibile dedurre dai due grafici, il modello con il *plane42* non converge velocemente mentre per i modelli con *plane42 extra-shapes* e *plane82* si giunge a convergenza abbastanza velocemente. È bene sottolineare che in fase di scelta del modello da usare è doveroso trovare un giusto compromesso tra “PRERR” e numero di elementi della struttura (tempi di calcolo più lunghi). Il modello piano assialsimmetrico del presente lavoro può ritenersi corretto usando come elementi i *plane82* e avente 1280 elementi. Sotto queste condizioni si ottiene uno spostamento massimo (DMX) di 0.001mm che ha significato di solo valore numerico poiché dal punto di vista fisico è quasi impossibile da rilevare se non con strumentazioni molto complesse e costose. Ciò è giustificato dall’aver impostato una pressione di compressione molto bassa (0.0041 MPa).

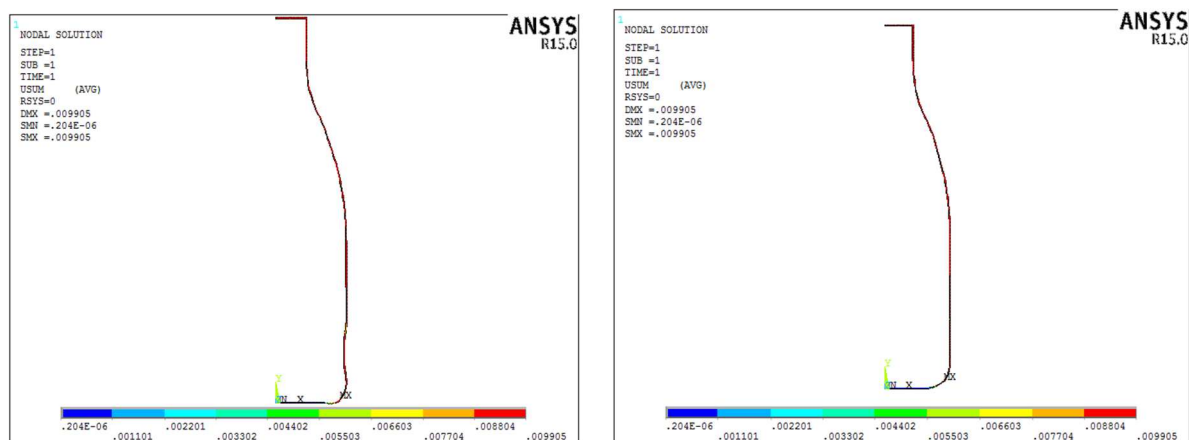


Figura 6.13: deformata del modello assialsimmetrico con *plane82* con (a) fattore di scala pari a 300; (b) scala reale.

6.4 Modello 2D con spessore non costante (*shell61*)

Sino ad ora abbiamo analizzato un modello con spessore costante e un profilo di pressione idrostatica che si allontana (anche se di poco) da quello perfettamente lineare di figura 6.2. Tuttavia, il nuovo modello presenterà queste caratteristiche grazie all’utilizzo dell’elemento *shell61* e al comando SFGRAD mediante il quale si impone un reale gradiente di pressione idrostatico. Si noti che l’elemento *shell61* ha 2 nodi e 4 gradi di libertà (UX, UY, UZ e ROTZ) ciascuno.

6.4.1 Costruzione modello e posizionamento in Ansys

Come nel modello precedente, si parte dal caricare la geometria (inizialmente disegnata su Solidworks (figura 6.14)) mediante file “IGES”. A differenza del caso precedente presente in figura 6.4a, qui non viene creato lo spessore perché sarà attribuito mediante *real constant*.

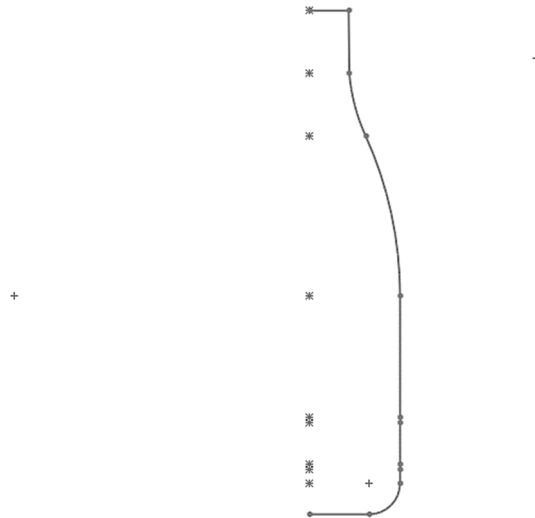


Figura 6.14: geometria della bottiglia creata in Solidworks per il modello con shell61.

La procedura di realizzazione del modello è identica a quella analizzata nella sezione precedente. Si dichiara l'elemento *shell61* e più *real constant* poiché si devono introdurre più spessori. Si specifica se l'elemento deve introdurre gli extra-shapes o meno attraverso la *keyopt(3)* (script 6.4). Fatto ciò, si passa alla dichiarazione delle *material properties* che, anche in questo caso, sono solo del PET.

! Element type

Et, 1, SHELL61

R, 1, 0.3

! Spessore costante parte inferiore Shell61

R, 2, 0.5

! Spessore costante parte superiore Shell61

R, 3, 0.6

! Spessore per la zona del tappo

R, 4, 2.2

! Spessore della parte del collo bottiglia

Keyopt, 1, 3, 1

! (1) Non ha extra shapes (0) ha gli extra shapes

! Material properties (contenitore (PET))

Mp, ex, 1, 3000

! Modulo di Young [MPa]

Mp, nuxy, 1, 0.37

! Coefficiente di Poisson

Mp, dens, 1, 1.38e-3

! Densità [g / mm³]

Script 6.4: dichiarazioni elemento e proprietà del materiale

6.4.2 Mesh del modello

La mesh viene realizzata nello stesso modo del precedente caso in cui veniva utilizzato l'elemento *plane82*. Lo scopo è realizzare sempre una “mesh parametrizzata” che si possa facilmente infittire mediante l'utilizzo di un solo parametro di controllo (*ndiv*). Inizialmente si procede con la suddivisione delle linee mediante il comando *lesize*. Realizzato ciò si può

meshiare il tutto. In questo caso si devono richiamare di volta in volta la proprietà di spessore per le diverse linee perché non ne esiste più uno unico e costante (script 6.5).

```
! Mesh
Type,1
Real, 1
Mat,1
Lmesh, 1, 4
Lmesh, 7, 8
Lmesh, 10

Real, 2
Lmesh, 9, 11

Real, 3
Lmesh, 5

Real, 4
Lmesh, 6
```

Script 6.5: comandi di mesh per le diverse parti del modello con spessore differente.

6.4.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi

Come nel modello precedente, anche in questo caso la bottiglia deve essere bloccata sul piano di appoggio. Quindi si deve bloccare la traslazione lungo l'asse Y selezionando i nodi con coordinata $Y = 0$. Oltre a questo vincolo si va a bloccare la rotazione attorno a Z degli stessi nodi in quanto la bottiglia non può subire un moto rotazionale attorno allo stesso. Vengono lasciati liberi solo i vincoli lungo X e Y.

```
! Applicazione della pressione idrostatica
SFGRAD, pres, 0, y, 0, -0.00000981
Lsel, s, loc, y, 0, 214.6
Sfl, all, pres, 0.00210526
SBCTRAN

Lsel,all

! Applicazione della pressione data dalla cinghia ( 0.0041 MPa )
Lsel, s, line,, 2
Sfl, all, press, -0.0041
SBCTRAN

Lsel,all
```

! Vincoli

! Fondo della bottiglia (incastro)

Nsel, s, loc, y, 0

D, all, uy, 0

D, all, rotz, 0

Nsel, all

Script 6.6: comandi per applicazione dei carichi e dei vincoli.

Successivamente si passa all'applicazione del carico di pressione idrostatico. Rispetto al precedente modello in cui il esso veniva applicato manualmente, in questo viene impostato mediante l'utilizzo di un unico comando (*SFGRAD*) con il quale si impone il gradiente di pressione e si ricostruisce la retta dei carichi come in figura 6.15. Grazie all'utilizzo di questo comando non abbiamo discontinuità nell'applicazione del carico come accadeva nel modello precedente.

Come fatto nel modello precedente, si applica una pressione di 0.0041 MPa sulla linea in corrispondenza della quale si ha il contatto con la cinghia.

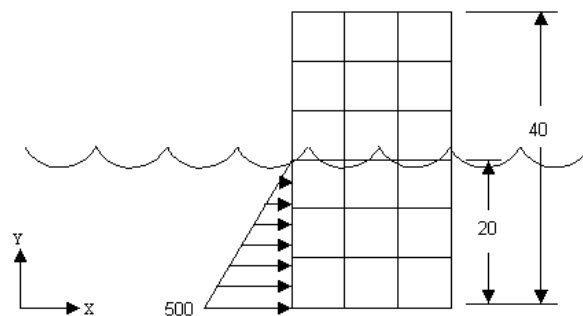


Figura 6.15: esempio di applicazione di carico idrostatico.

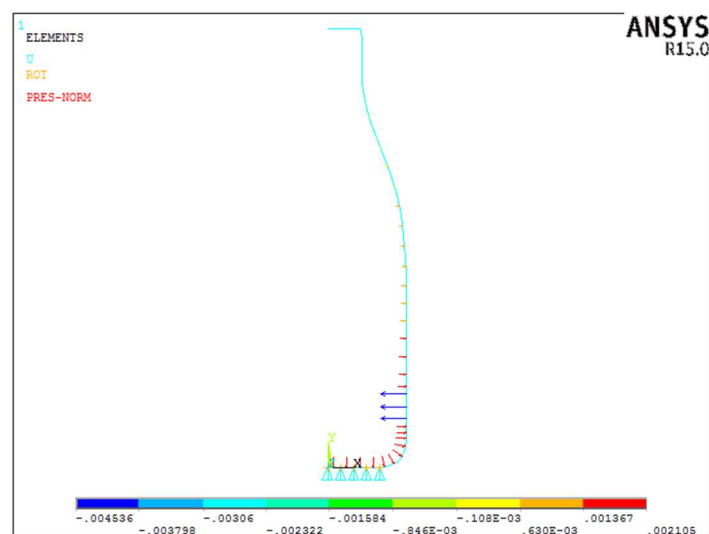


Figura 6.16: modello con carichi e vincoli.

6.4.4 Studio di convergenza

Il modello così costruito è pronto per essere risolto. In questa fase, come fatto già in precedenza, viene valutata la convergenza. A differenza del precedente, però, gli elementi *shell61* non consentono il calcolo dell'errore energetico percentuale (PRERR). Inoltre, la soluzione in termini di tensione viene fornita solo nel sistema di riferimento polare. Quindi, per analizzare se il modello va a convergenza si prende in considerazione lo spostamento di un nodo del modello e si analizza, all'infittire della mesh, come esso varia. Logicamente dobbiamo prendere in esame sempre lo stesso nodo e un modo per farlo è considerare il nodo associato ad un *keypoint* (KP = 3, parte dove agisce la cinghia) del modello iniziale così, anche se cambia la numerazione dei nodi all'infittire della mesh, siamo sicuri di prendere sempre lo stesso punto del modello. Il risultato è quello mostrato in figura 6.17.

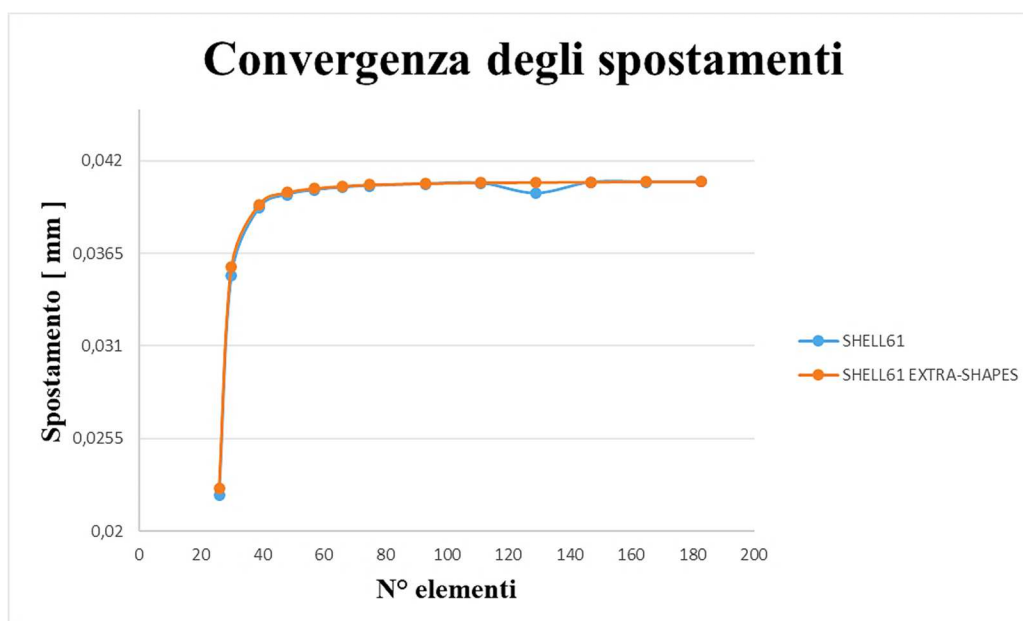


Figura 6.17: convergenza spostamenti modello *shell61*.

Dal diagramma si evidenzia bene che la convergenza si raggiunge con entrambe le tipologie di elementi mentre la differenza con il precedente caso (*plane82*) è che in questo ne servono un numero nettamente inferiore. Il modello risulta così decisamente migliore rispetto al precedente sia in termini di convergenza che nel numero di elementi da utilizzare per studiare il sistema bottiglia dal punto di vista bidimensionale. Inoltre, gli elementi *shell61* sono maggiormente indicati per studiare i gusci a differenza degli elementi *plane*.

7. Modello Ansys 3D

Dopo la costruzione del modello assialsimmetrico bidimensionale, si passa alla costruzione del modello tridimensionale. Quest'ultimo, a differenza del bidimensionale che non rispecchiava la realtà dei fatti in quanto non considerava la presenza dell'elemento in gomma EPDM e del contatto cinghia-bottiglia solo su una parte (figura 6.3), è molto più vicino alla realtà (non assialsimmetrica né per la struttura, né per i carichi). Il contatto cinghia – bottiglia e bottiglia – gomma EPDM non viene studiato con gli elementi contatto (CONTACT e TARGET) [47]. In particolare, come fatto già nel modello bidimensionale, il contatto tra cinghia e bottiglia viene simulato da una semplice pressione applicata sulla parte esterna di quest'ultima. Per il modello 3D vengono usate due tipologie di elementi: un elemento *shell* per la simulazione della bottiglia (dal modello bidimensionale si è dedotto definitivamente che la *shell* è l'elemento più adatto allo studio dei gusci) e un *elemento brick* (detto anche *solid*) per simulare l'elemento in gomma EPDM.

In particolare esistono diversi elementi per lo studio dei gusci 3D (figura 7.1) e quello che maggiormente si addice alle nostre condizioni di lavoro è la *shell63* per gusci in parete sottile con rigidità membranale e flessionale. Infatti, la bottiglia da simulare (figura 4.5b) può essere assimilata ad un guscio e dovrà, come vedremo nel capitolo di convalida del modello, rispettare la classica teoria di quest'ultimi.

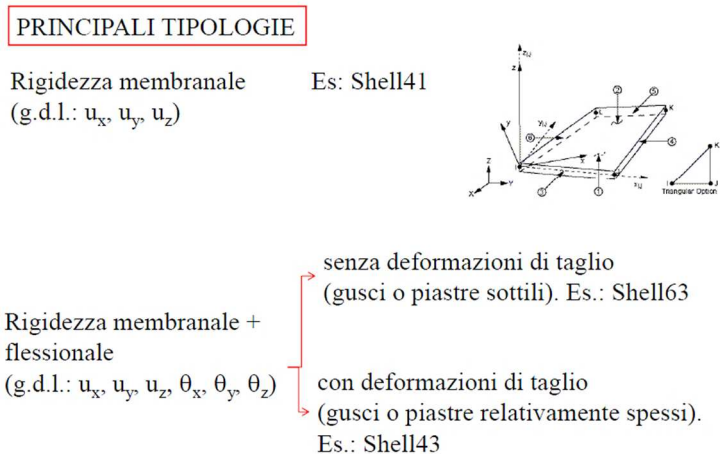


Figura 7.1: principali tipologie di elementi *shell* in Ansys per simulazioni 3D.

Il primo problema da risolvere in un modello del genere è la non compatibilità tra gli elementi *shell63* e *solid45* (o *solid95*). In ANSYS, elementi di tipo diverso possono essere usati nello stesso modello solo se hanno gli stessi gradi di libertà (gdl), sia di traslazione che di rotazione. Gli elementi *shell63* hanno 6 gdl per nodo mentre i *solid* ne hanno solo 3 per nodo (le tre traslazioni nello spazio). Per evitare l'incompatibilità all'interno del modello si possono seguire

più approcci. Il primo, più semplice da seguire se la geometria dei componenti ce lo consente, è di far coincidere i nodi dell'elemento *shell* con i nodi dell'elemento *solid*. ANSYS Mechanical APDL crea così una regione rigida di contatto tra gli elementi che hanno nodi sovrapposti ed annulla l'incompatibilità.

Un modo alternativo (non seguito in questo modello) è quello di connettere un nodo dell'elemento *shell63* a 6 gdl con i nodi di elementi *brick* mediante il comando *cerig* o *cp*. Questa tecnica (figura 7.2) permette di legare (quindi annullare la incompatibilità) parti di geometrie complesse in cui non è facile realizzare una coincidenza dei nodi nel momento in cui viene eseguita la mesh.

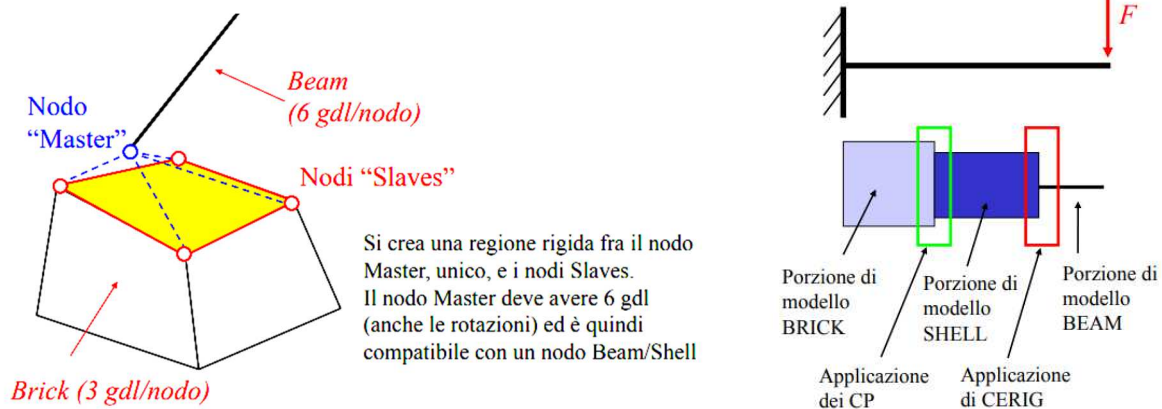


Figura 7.2: (a) compatibilità tra elementi incompatibili; (b) esempio di compatibilità [48].

7.1 Costruzione modello e posizionamento in ANSYS

Per la costruzione del sistema bottiglia - gomma EPDM si è partiti dal caso bidimensionale (figura 7.3) realizzato in Solidworks rappresentante una sezione del modello completo 3D (poi ottenuto in ANSYS). Questo è stato convertito in file "IGES" (sempre mediante l'uso di Solidworks) per poterlo importare su ANSYS. Il modello presenta le linee che delimitano il contorno della bottiglia con la presenza di alcuni punti chiave che servono per lo sviluppo del modello 3D e di linee che delimitano il contorno dell'elemento in gomma EPDM presente nella stella centrale della macchina. Le linee della bottiglia sono costruite in modo tale da aver già definito la zona su cui si andrà ad applicare il carico di pressione fornito della cinghia. Il modello contempla, come già detto, la situazione di "contatto statico" iniziale, quindi con angolo di contatto cinghia-bottiglia pari a 30° (figura 4.5).

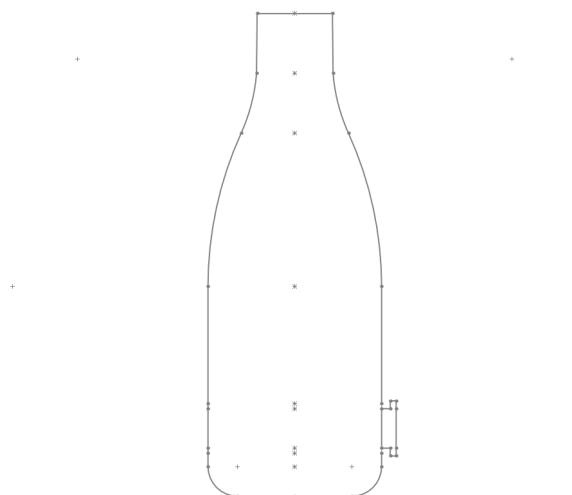


Figura 7.3: modello Solidworks bidimensionale di partenza.

Per caricare il file “IGES” si utilizzano gli stessi comandi dello script 6.1 stando attenti a cambiare solamente il nome del nuovo file-script. Successivamente si è passati alla dichiarazione degli elementi (*shell63* e *solid45/solid95*) e delle proprietà dei materiali. Oltre alle proprietà del PET che erano già presenti nel modello bidimensionale, in questo si aggiungono anche le proprietà della gomma EPDM (presi da letteratura). Vengono dichiarati diversi spessori (script 6.4), come accaduto già nel modello bidimensionale con elemento *shell61*. Da sottolineare che l’elemento *solid45* ha la possibilità di utilizzo degli extra-shapes per aumentare in modo fittizio il grado del polinomio delle funzioni di forma e, quindi, consentire una maggiore convergenza del modello. Stessa cosa accade nel passaggio dagli elementi *solid45* ai *solid95*. Le unità di misura utilizzate sono uguali a quelle già utilizzate nel modello bidimensionale: le lunghezze e gli spostamenti in millimetri (“mm”), la massa in grammi (“g”), la forza in newton (“N”), la pressione e tensione in megapascal (“MPa”).

Partendo dal modello bidimensionale importato e utilizzando i comandi *lrotat*, *arotat* e *larc* si costruisce il modello tridimensionale. I primi due comandi permettono di ruotare i keypoint attorno a un punto creando rispettivamente o nuovi keypoint o delle aree fornite di keypoint e linee. Invece, il comando *larc* permette di creare un arco tra due keypoint consecutivi. Infatti, quest’ultimo comando è stato utilizzato per chiudere la geometria nell’ultima rivoluzione senza che venissero creati due keypoint sovrapposti. Per poter meglio controllare la mesh nella zona di interfaccia tra gomma EPDM e bottiglia affinché i nodi di entrambi gli elementi possano coincidere (eliminando la incompatibilità tra gli elementi), si è suddivisa la gomma in due settori circolari e ognuno di questi è stato suddiviso in 4 parti.

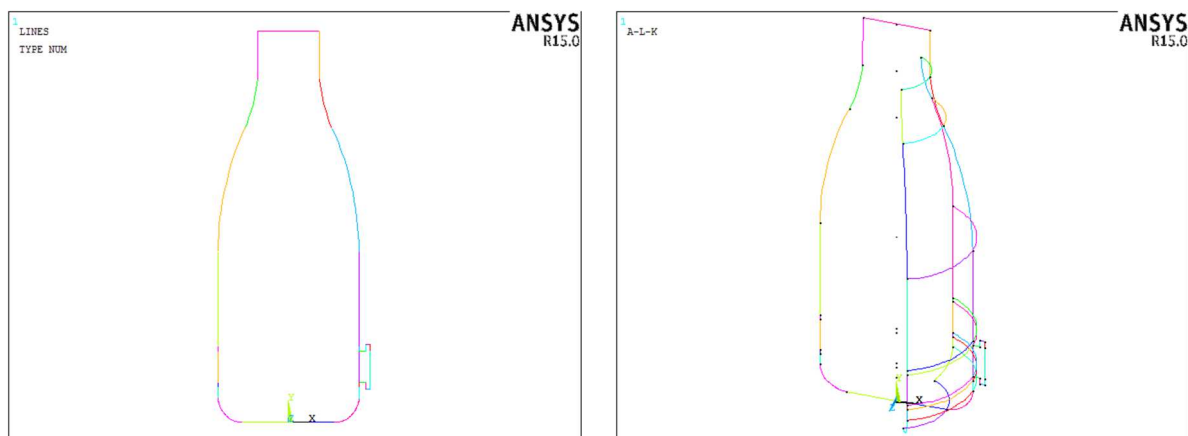


Figura 7.4: (a) modello caricato dal file IGES; (b) costruzione modello tridimensionale

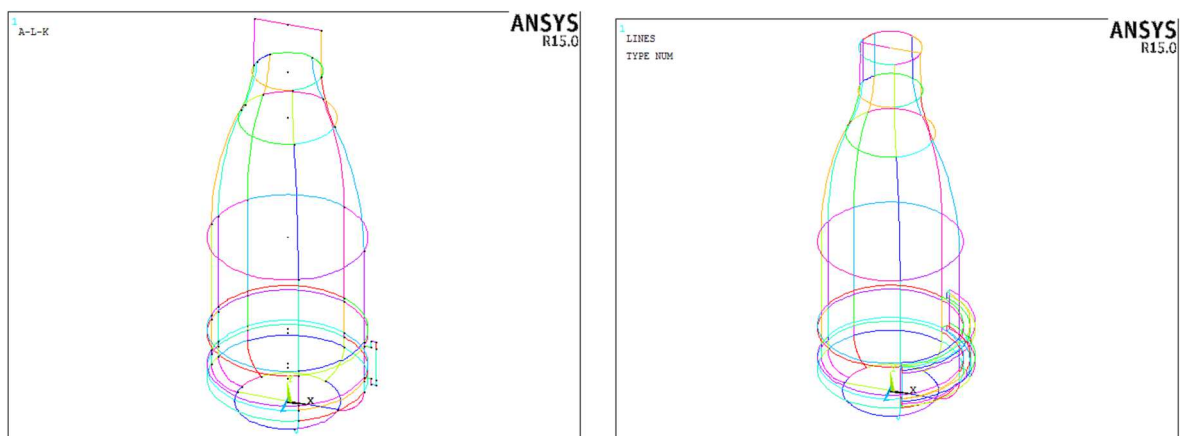


Figura 7.5: (a) costruzione modello tridimensionale; (b) scheletro modello tridimensionale.

7.2 Mesh del modello

La mesh del modello tridimensionale viene realizzata con lo stesso procedimento seguito nel modello bidimensionale. In un primo momento vengono suddivise tutte le linee mediante l'utilizzo del comando *lesize*. La suddivisione viene parametrizzata affinché si possa gestire la mesh mediante un solo parametro chiamato *ndiv* che ci permetta di poterla infittire o meno e poter realizzare degli studi di convergenza al termine dei quali si può scegliere il miglior modello da usare per realizzare lo studio dello stato di tensione e deformazione. Dopo aver suddiviso le linee del modello vengono create le aree e i volumi (solo per l'elemento in gomma EPDM realizzato con elementi brick) su cui verrà realizzata la mesh (figura 7.6b).

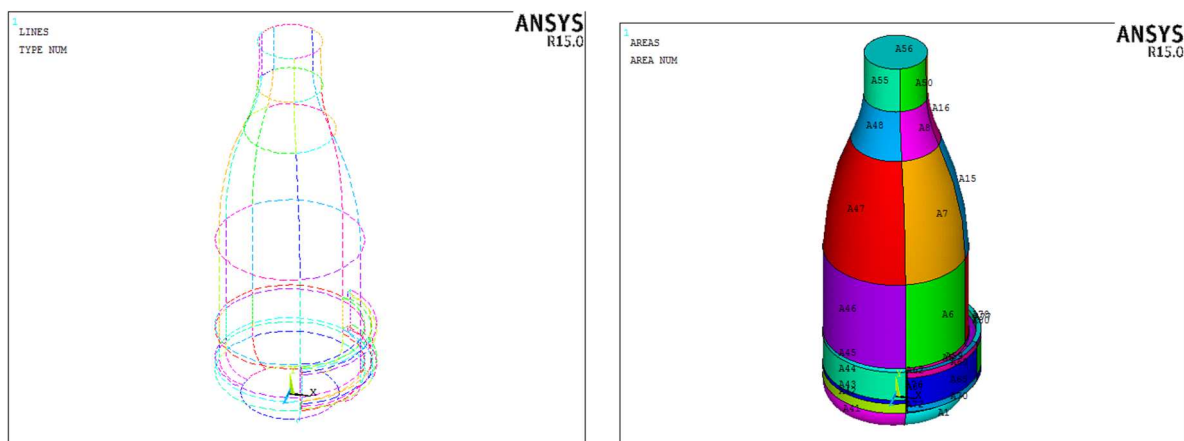


Figura 7.6: (a) modello con linee divise; (b) aree del modello per la mesh.

Mediante i comandi di *amesh* e *vmesh* viene effettuata la mesh della geometria. Man mano che essa viene impostata, si richiamano le proprietà dei materiali PET ed EPDM e gli elementi *shell* e *solid* rispettivamente per la bottiglia e l'elemento in gomma. Nella creazione della mesh viene inserito un comando (*mshkey*) con il quale si suggerisce ad ANSYS di utilizzarne una tipologia mappata dove possibile. Questo comando viene accompagnato da un altro (*mshape*) nel quale viene suggerito al software di usare solo elementi quadrangolari e non triangolari che compromettono la convergenza. Questi due comandi ci aiutano fortemente ad ottenere una mesh il più regolare possibile senza la presenza di elementi distorti o triangolari (che fanno aumentare il PRERR). Il risultato è visibile nelle immagini di figura 7.7.

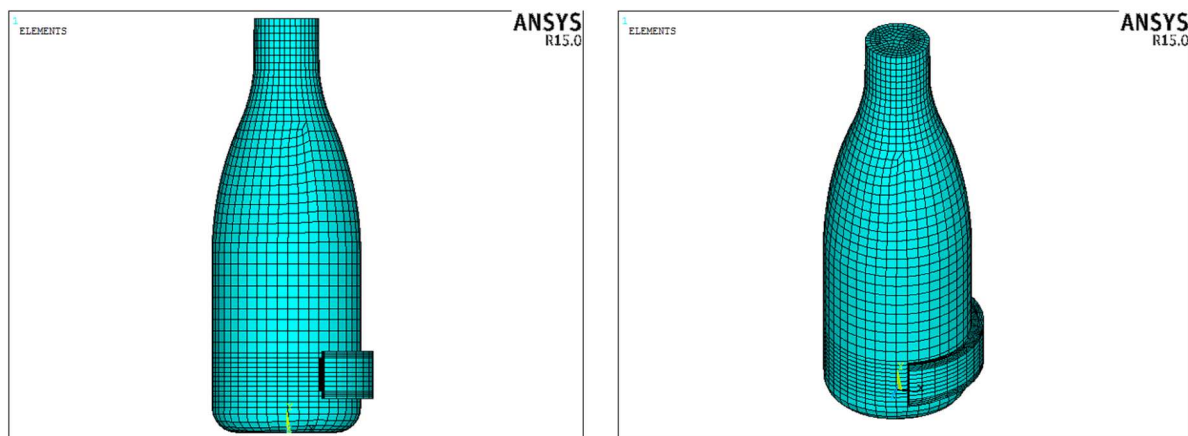


Figura 7.7: immagini della mesh del modello tridimensionale.

7.3 Applicazione dei vincoli e dei carichi

Il passaggio successivo consiste nell'applicazione dei vincoli e dei carichi. Per ciò che concerne l'applicazione del carico idrostatico di pressione dell'acqua vengono seguite due strade che andremo a descrivere nelle successive sottosezioni. Per l'applicazione del carico di pressione

che simula l'azione della cinghia sulla bottiglia e i vincoli, la strada risulta essere unica. Innanzitutto, viene applicato il carico di pressione (0.0041 MPa) sull'apposito settore circolare di 30° su cui avviene il primo contatto cinghia-bottiglia (figura 7.8a).

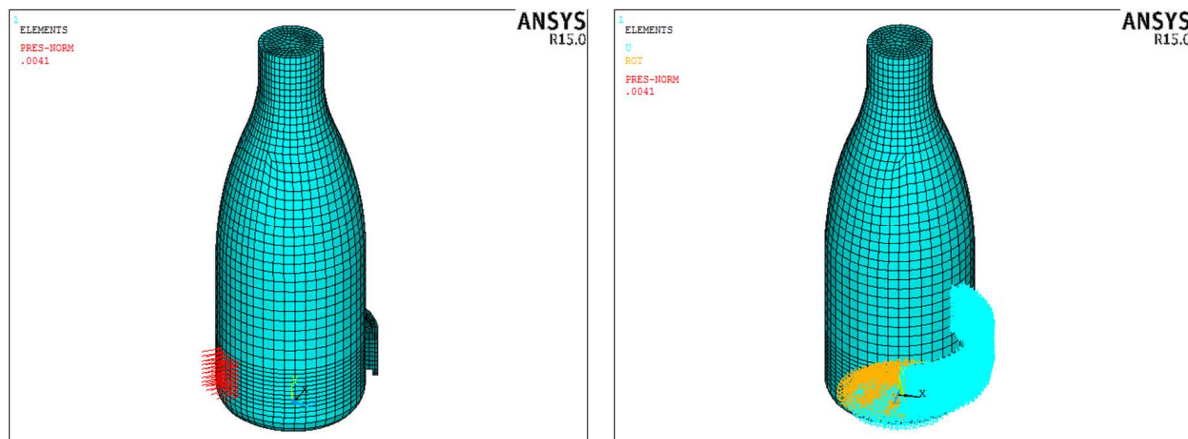


Figura 7.8: (a) carico di pressione dato dalla cinghia; (b) vincoli del modello.

I vincoli applicati nel modello devono considerare i movimenti reali che la bottiglia può fare nel momento in cui è afferrata nel sistema di bloccaggio. In primis, la bottiglia non può spostarsi in verticale, quindi nella direzione positiva dell'asse Y. Inoltre, l'unica rotazione consentita è quella attorno all'asse Y, a simboleggiare lo slittamento sulla gomma. Slittamento che non può essere contemplato con tale modello perché non esiste la presenza degli elementi di contatto (CONTAC e TARGET). Quindi ai nodi al fondo del contenitore vengono tolti 3 gradi di libertà (UY, ROTX e ROTZ). Ai vincoli sulla parte esterna della gomma, opposta a quelli in comune con la bottiglia, vengono tolti tutti i gradi di libertà in modo da simulare un incastro poiché essa è incastrata all'interno della stella centrale (figura 3.11)

7.3.1 Carico di pressione idrostatico senza l'utilizzo del gradiente (SFGRAD)

Una prima metodologia di applicazione del carico di pressione idrostatico all'interno del modello è simile a quella utilizzata nella sottosezione 6.3.3. Innanzitutto viene ricostruito il profilo di pressione idrostatico utilizzando degli intervalli di altezza più piccoli (2mm) rispetto a quello utilizzato nel caso bidimensionale (sezione 6.1). Il carico così calcolato viene applicato nel modello ANSYS andando a selezionare delle fasce di elementi di volta in volta e applicando l'apposito valore di pressione in funzione dell'altezza dal fill level (figura 7.9). Nel fare questa procedura potrebbe accadere che su alcuni elementi non viene attribuita nessuna pressione e la linearità del carico non viene realizzata correttamente, provocando anche delle discontinuità. Per eliminare la prima problematica (la seconda si può eliminare solo con l'utilizzo del gradiente di pressione) si è eseguita una sovrapposizione degli intervalli di applicazione della pressione (script 7.1).

```

Esel, s, type,, 1
Esel, r, cent, y, 10.99, 12
Sfe, all, 1, pres, 0, 0.00198162

```

```

Esel, s, type,, 1
Esel, r, cent, y, 11.99, 13
Sfe, all, 1, pres, 0, 0.001962

```

```

Esel, s, type,, 1
Esel, r, cent, y, 12.99, 14
Sfe, all, 1, pres, 0, 0.001962

```

Script 7.1: comandi per applicazione del carico idrostatico di pressione.

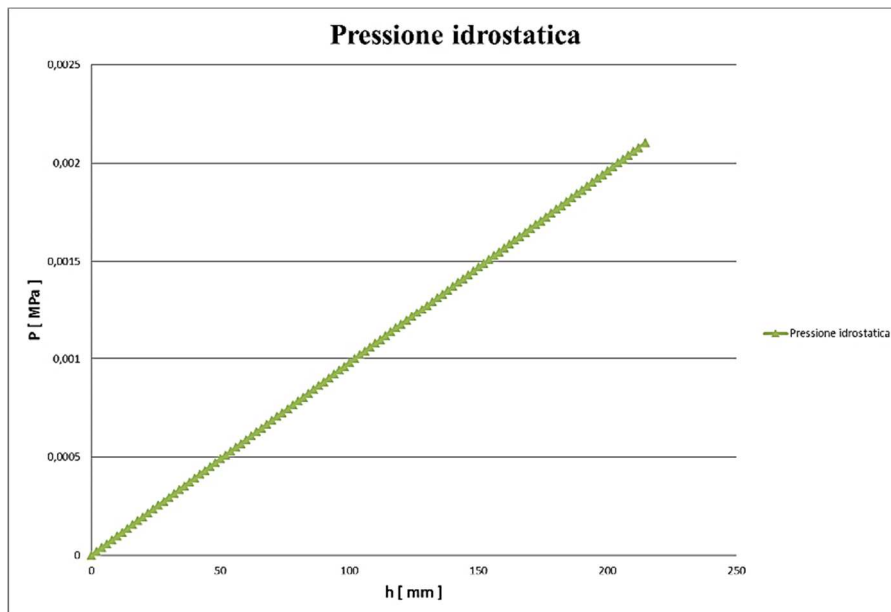


Figura 7.8: andamento lineare della pressione idrostatica dell'acqua contenuta nella bottiglia.

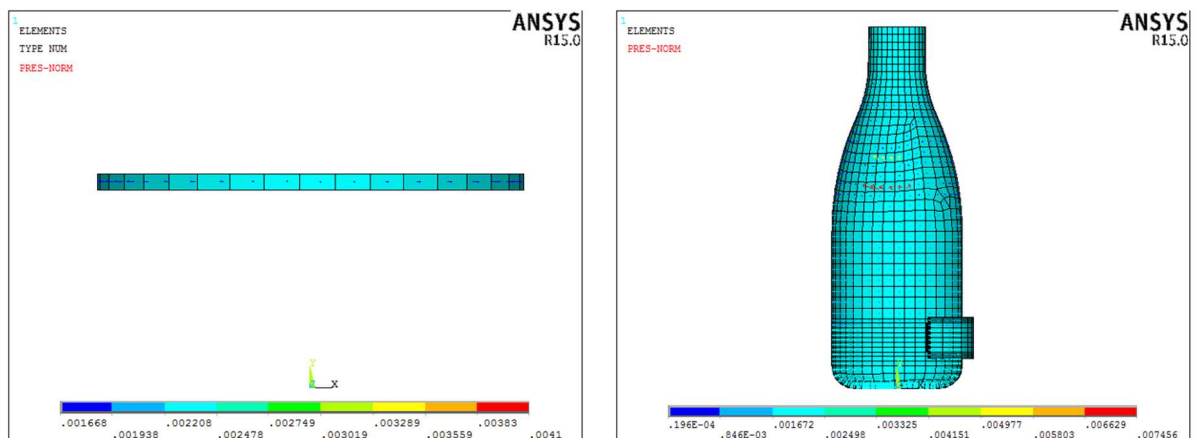


Figura 7.9: (a) elementi con carico di pressione; (b) modello con carico di pressione idrostatico.

Come vedremo dall'analisi di convergenza, questo modello non fornisce risultati ottimali poiché, a causa della discontinuità di applicazione del carico, non si riesce a raggiungere la convergenza.

7.3.2 Carico di pressione idrostatico con l'utilizzo del gradiente (SFGRAD)

Rispetto al caso precedente in cui il carico veniva applicato manualmente sui diversi elementi in funzione dell'altezza dal fondo del contenitore, in questo viene applicato mediante l'utilizzo di un unico comando (SFGRAD). Come nel modello bidimensionale (sottosezione 6.4.3), si applica il gradiente di pressione e si ricostruisce la retta dei carichi come in figura 7.8 garantendo così una non discontinuità nell'applicazione del carico. L'unica discontinuità viene data dallo spazio tra i nodi che è quella contemplata dall'errore energetico percentuale, PRERR. Il modello così realizzato risulterà nettamente migliore rispetto al precedente (sottosezione 7.6.1) e andrà a convergenza.

7.4 Studio di convergenza

In questa fase si procede alla realizzazione della convergenza dei modelli con diversi carichi di pressione idrostatici (sottosezione 7.6.1 e 7.6.2). Come fatto anche per il modello bidimensionale viene analizzato l'errore energetico percentuale (PRERR) sia per gli elementi *shell63* che per i *solid45*, *solid45 extra-shapes* e *solid95*. Innanzitutto guardiamo la convergenza del modello in cui la pressione idrostatica dell'acqua è applicata manualmente (sottosezione 7.6.1).

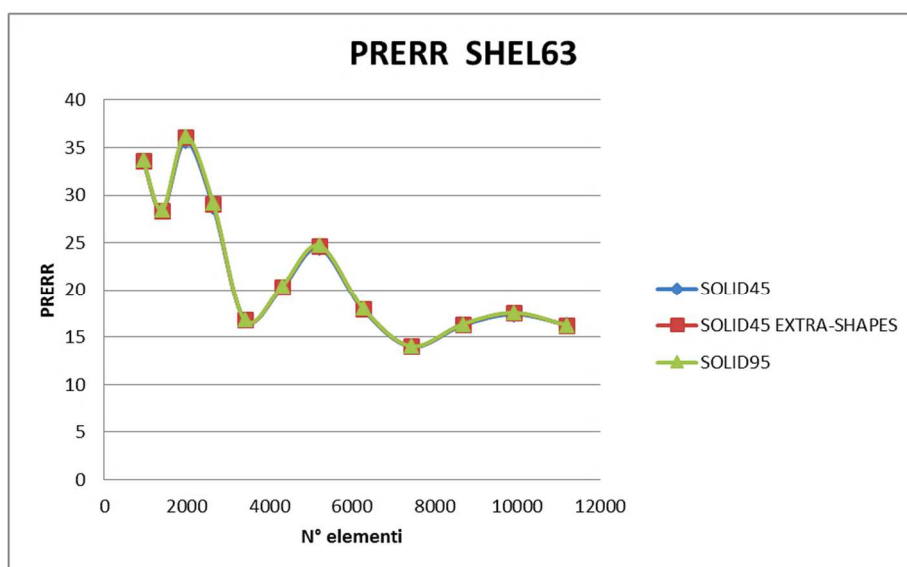


Figura 7.10: errore energetico percentuale per l'elemento shell63.

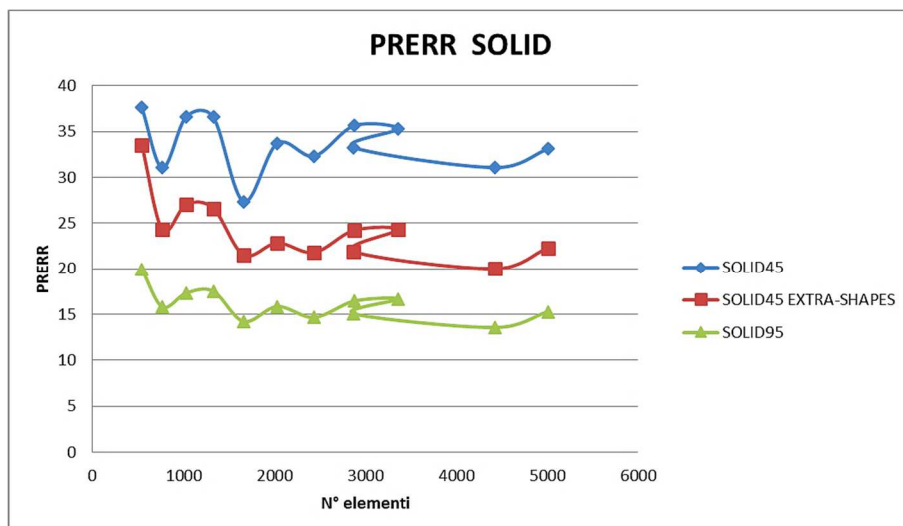


Figura 7.11: errore energetico percentuale per gli elementi brick.

Come è facile intuire dai due diagrammi, il modello non riesce a raggiungere la convergenza. Il motivo è dovuto, come già sottolineato in precedenza, alla non corretta applicazione del carico mediante la tecnica manuale seguita nella sottosezione 7.6.1. Da notare la corretta sovrapposizione degli andamenti per gli elementi *shell63* in quanto il polinomio caratteristico delle funzioni di forma rimane sempre dello stesso ordine nelle differenti simulazioni; quindi la convergenza avverrà sempre nello stesso modo.

Dunque, si passa ad analizzare la convergenza del modello tridimensionale con carico di pressione idrostatico applicato mediante il comando di gradiente (SFGRAD). I risultati della convergenza sono rappresentati in figura 7.12 e 7.13.

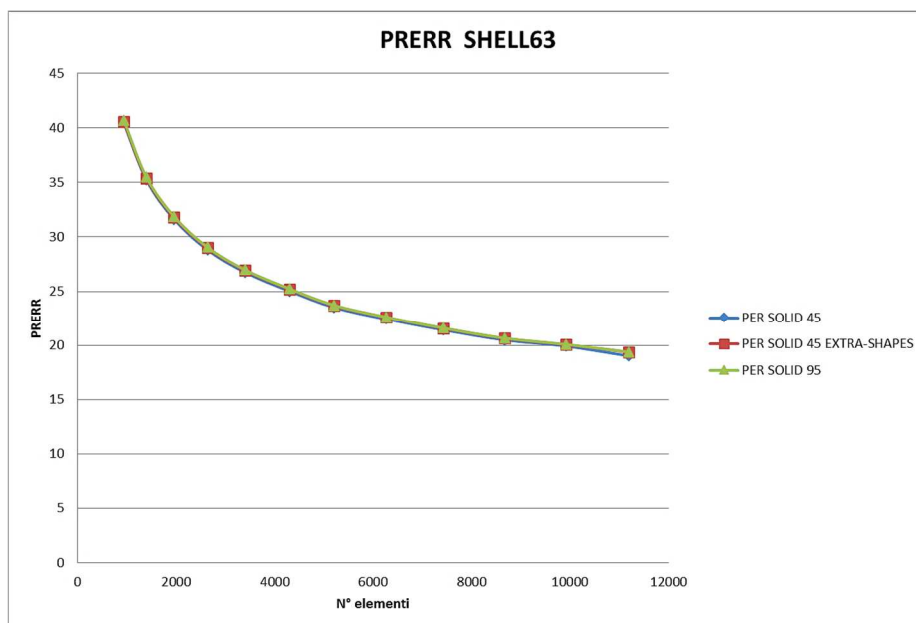


Figura 7.11: errore energetico percentuale per l'elemento shell63.

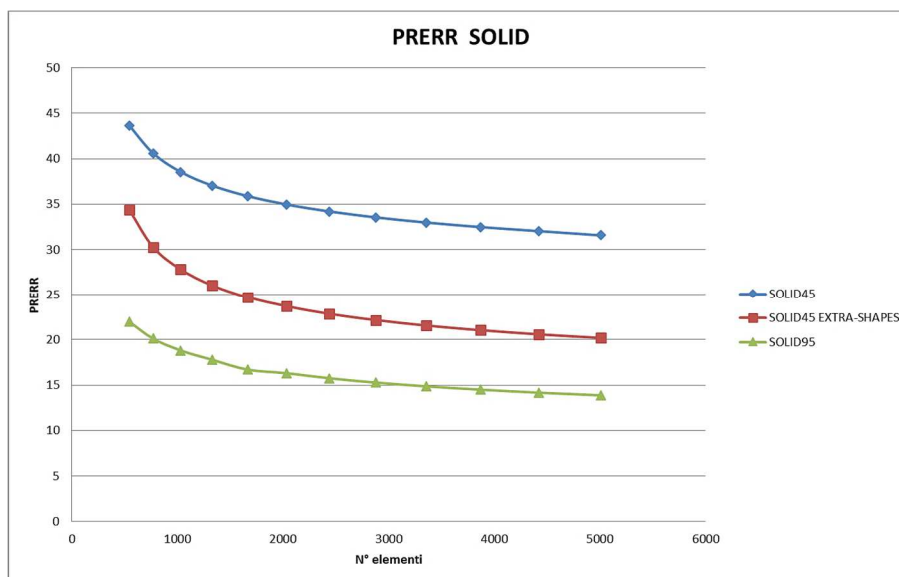


Figura 7.13: errore energetico percentuale per gli elementi brick.

Il modello, grazie all'utilizzo del suddetto comando riesce a raggiungere la convergenza. Come accaduto anche in precedenza, quella riferita all'elemento *shell63* è uguale in tutti e 3 i casi poiché il grado del polinomio caratteristico rimane sempre uguale. Dalla figura 7.13 si evidenzia bene come l'elemento *solid95* converge nettamente meglio rispetto agli elementi *solid45* e *solid45 extra-shapes* grazie alle funzioni di forma di grado polinomiale superiore. Come già detto in precedenza, la scelta del modello definitivo deve tener conto della soluzione ottimale presa come compromesso tra un numero non eccessivo di elementi e un valore di errore energetico percentuale relativamente basso. In riferimento a ciò si è scelto il modello che presenta un numero di elementi *shell63* circa pari a 5000 e *solid95* pari a 2500 (ottenuto con un *ndiv* di controllo mesh pari a 7).

Si è proceduti ad analizzare la convergenza degli spostamenti come fatto precedentemente col modello bidimensionale *shell61*. Anche da tale convergenza (figura 7.14) si nota che il modello migliore è quello realizzato con elementi *shell63* e *solid95* e, per realizzarla, si è preso in considerazione un keypoint (quindi nodo) in corrispondenza della zona su cui si ha lo spostamento massimo (zona su cui viene applicato il carico di pressione esercitato dalla cinghia).

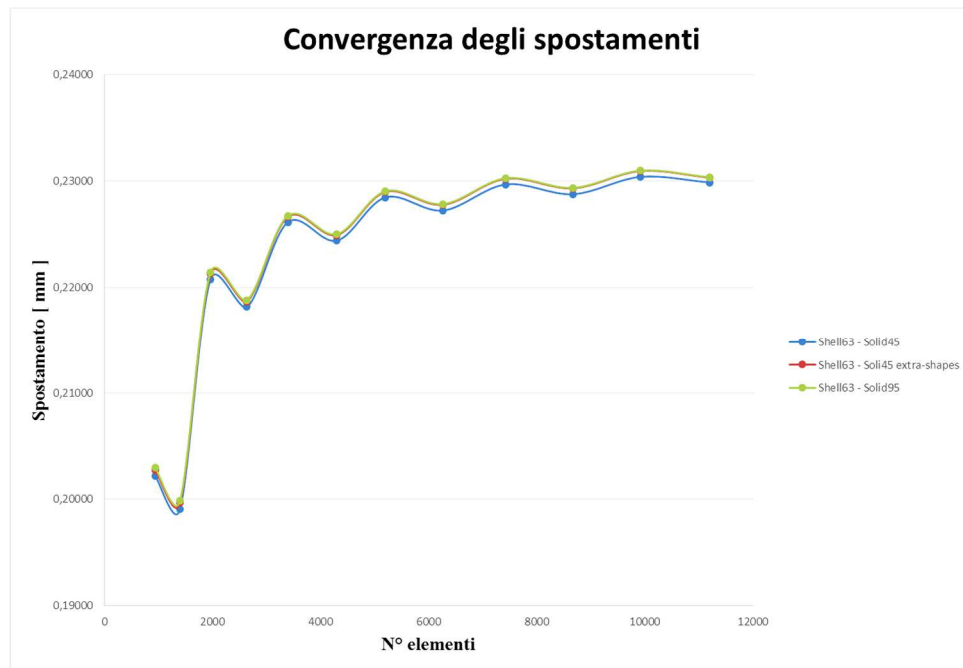


Figura 7.14: convergenza degli spostamenti.

8. Convalida del modello

Scopo di questa fase è la convalida del modello bidimensionale e tridimensionale realizzato nel capitolo 7. Il fluido della bottiglia, come ampiamente sottolineato, viene simulato mediante una semplice pressione idrostatica applicata su tutto il contorno della bottiglia, dalla base al “fill level” (livello di riempimento). La bottiglia, sotto tali condizioni, può essere approssimata ad un guscio in parete sottile. In questo capitolo si propone un paragone tra i risultati ottenuti mediante calcolo analitico secondo la teoria dei gusci e i risultati ottenuti dai modelli bidimensionali e tridimensionali precedentemente illustrati. A differenza del modello del capitolo 7, questo non considera la gomma e i vincoli verranno riformulati in funzione delle esigenze previste dal calcolo analitico.

8.1 Il calcolo analitico

La bottiglia viene assimilata ad un guscio in parete sottile e l’obiettivo è il confronto degli andamenti della tensione circonferenziale (σ_θ) e meridiana (σ_φ) del calcolo analitico con quelle determinate dal software ANSYS. Innanzitutto, è opportuno ricordare brevemente le ipotesi della teoria dei gusci assialsimmetrici in parete sottile (figura 8.1a).

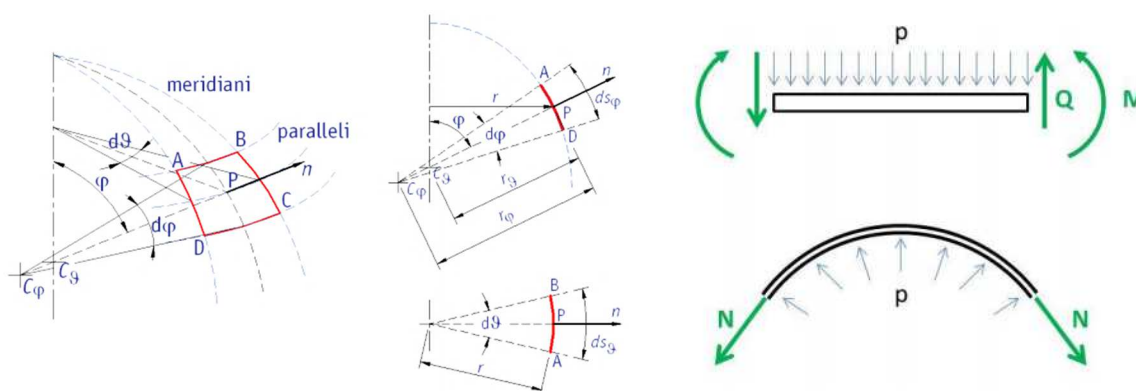


Figura 8.1: (a) guscio assialsimmetrico in parete sottile; (b) sollecitazioni in piastre e gusci [51].

A differenza delle piastre dove carichi ortogonali alla superficie media non possono essere equilibrati da tensioni normali costanti nello spessore ma da tensioni di taglio e flessionali, nei gusci ciò può verificarsi con sollecitazioni di taglio e di flessione presenti solo in particolari zone limitate (in corrispondenza di vincoli o giunzioni tra gusci di diversa rigidità) (figura 7.1b). Le ipotesi sotto cui si sviluppa la teoria dei gusci assialsimmetrici in parete sottile sono:

- Spessore “ h ” piccolo rispetto alle altre due dimensioni;
- Materiale omogeneo, isotropo ed a comportamento elastico;

- Carichi assialsimmetrici (legge del carico funzione di “r” ma non di “ ϑ ”);
- Vincoli assialsimmetrici;
- Spostamento presente solo nel piano meridiano (uguale per tutti i piani meridiani e funzione di “ φ ” ma non di “ ϑ ”);
- Il guscio non offre resistenza alla flessione;
- Le variazioni di tensione lungo la normale “n” sono trascurabili;
- Per assialsimmetria le tensioni sono solo funzione di “ φ ” e non dipendono da “ ϑ ”.

Sotto tali ipotesi, le equazioni utili per lo studio di un guscio in parete sottile sono:

1° equazione di equilibrio
$$\frac{n_\varphi}{r_\varphi} + \frac{n_\vartheta}{r_\vartheta} = p$$

2° equazione di equilibrio
$$2\pi r n_\varphi \sin \varphi = P$$

dove “p” è la risultante dell’azione della pressione lungo la normale “n” (dove la pressione interna viene considerata positiva) e “P” è il carico. Questo, nel caso generico di guscio soggetto a pressione interna, vale:

$$P = \pi r^2 p$$

Sulla base di tali ipotesi si deduce che il modello tridimensionale con la presenza dell’elemento in gomma EPDM non può essere preso in considerazione. Infatti, quest’ultimo non viene per niente contemplato affinché, considerando la sola bottiglia, si ottenga una geometria perfettamente assialsimmetrica. Altra differenza rispetto al modello del capitolo 7 consiste nel non considerare la pressione esercitata dalla cinghia sulla bottiglia (carico non assialsimmetrico). Lo spessore (“S”) della bottiglia verrà considerato costante e pari a 0.3 mm. Si ottiene così un solido perfettamente assialsimmetrico che rispetta tutte le ipotesi della teoria dei gusci precedentemente analizzati. Oltre a queste semplificazioni, si deve tener conto che il confronto tra il calcolo analitico e il calcolo eseguito mediante ANSYS ha perfetta validità sino al punto in cui la bottiglia incomincia a restringersi cioè sino ad un’altezza dal fondo pari a 106.5 mm (figura 8.2) perché la geometria ha un raggio costante lungo il suo sviluppo.

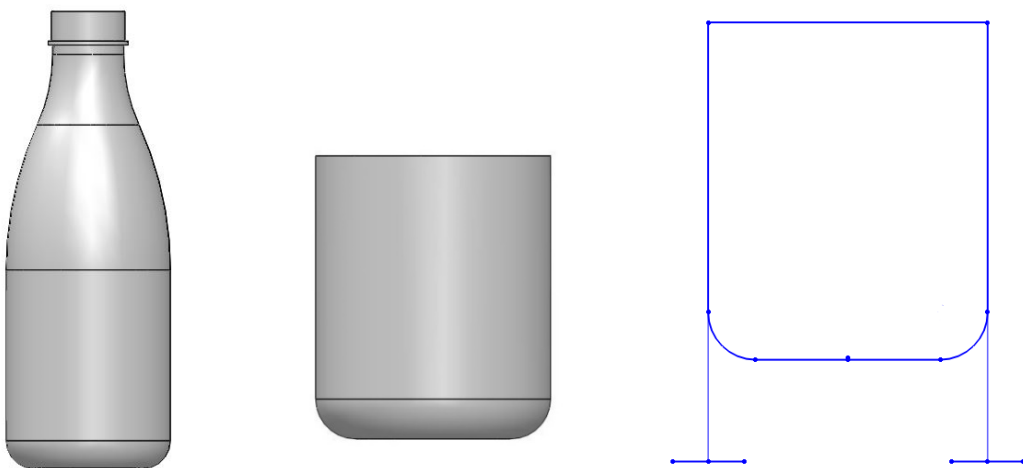


Figura 8.2: (a) bottiglia; (b) parte analizzata nel confronto con il calcolo analitico; (c) schema studio analitico.

Nello studio analitico della bottiglia, quest'ultima può essere schematizzata come un guscio emisferico con appoggi laterali (figura 8.2c). Siccome la parte emisferica non è completa, il calcolo verrà effettuato come se lo sia e poi si andranno a considerare i valori delle tensioni solo a partire da una certa altezza.

Analisi parte semi-sferica ($y \leq a$)

Innanzitutto, definiamo con “a” il raggio della parte emisferica della bottiglia (44.15 mm).

Per il calcolo della tensione meridiana si risolve il silo come un guscio sferico tranne per l'aggiunta del peso di una ulteriore colonna d'acqua di altezza pari ad “h”. Riportiamo le formule per il calcolo:

$$r = a \cdot \sin \varphi$$

$$y = a - a \cos \varphi = a \cdot (1 - \cos \varphi)$$

$$V_1 = \pi y^2 \cdot \left(a - \frac{y}{3}\right) \quad V_2 = \pi r^2 \cdot (a - y) \quad V_3 = \pi r^2 h$$

$$V_1 + V_2 = \frac{2}{3} \pi a^3 \cdot (1 - (\cos \varphi)^3)$$

La tensione meridiana si calcola dalla 2° equazione di equilibrio dove:

$$P = \gamma \cdot (V_1 + V_2 + V_3)$$

Quindi si ottiene:

$$2\pi a n_\varphi \cdot (\sin \varphi)^2 = \gamma \cdot \left[\frac{2}{3} \pi a^3 \cdot (1 - (\cos \varphi)^3) + \pi r^2 h \right]$$

$$n_\varphi = \frac{\gamma}{2} \cdot \left[\frac{2}{3} a^2 \cdot \frac{(1 - (\cos \varphi)^3)}{(\sin \varphi)^2} + ah \right] = \frac{\gamma}{2} \cdot \left[\frac{2}{3} a^2 \cdot \frac{((\cos \varphi)^2 + \cos \varphi + 1)}{(1 - \cos \varphi)} + ah \right]$$

$$\sigma_\varphi = \frac{n_\varphi}{S} = \frac{\gamma}{2S} \cdot \left[\frac{2}{3} a^2 \cdot \frac{((\cos \varphi)^2 + \cos \varphi + 1)}{(1 - \cos \varphi)} + ah \right]$$

Per il calcolo della tensione circonferenziale si considerino le seguenti relazioni:

$$r_\varphi = r_\vartheta = a$$

$$p = \gamma \cdot (h + a - y)$$

$$\frac{n_\varphi}{a} + \frac{n_\vartheta}{a} = p$$

da cui si ricava la formula finale:

$$n_\vartheta = \gamma a \cdot (h + a - y) - n_\varphi$$

$$\sigma_\vartheta = \frac{n_\vartheta}{S} = \frac{\gamma a \cdot (h + a - y) - n_\varphi}{S}$$

Analisi parte cilindrica ($y > a$)

Siccome siamo nella zona al di sopra della parte di azione dei vincoli si ottiene:

$$r_{\varphi} = \infty$$

$$r_{\vartheta} = a$$

$$P = 0$$

Quindi utilizzando le due equazioni di equilibrio risulta che:

$$n_{\varphi} = 0$$

$$\sigma_{\varphi} = 0$$

$$n_{\vartheta} = \gamma a \cdot (h + a - y)$$

$$\sigma_{\vartheta} = \frac{\gamma a \cdot (h + a - y)}{S}$$

Si ricordi inoltre che il valore del peso specifico è calcolato come:

$$\gamma = \rho \cdot g$$

dove “ ρ ” è la densità dell’acqua (10^{-6} kg/m^3) e “ g ” è l’accelerazione di gravità (9.806 m/s^2). Poiché nel calcolo si parte da un “ y ” pari a 0 e nella realtà la bottiglia non presenta una parte semi-sferica completa alla base, i grafici vengono tagliati ad un’altezza “ y ” pari a 27 mm.

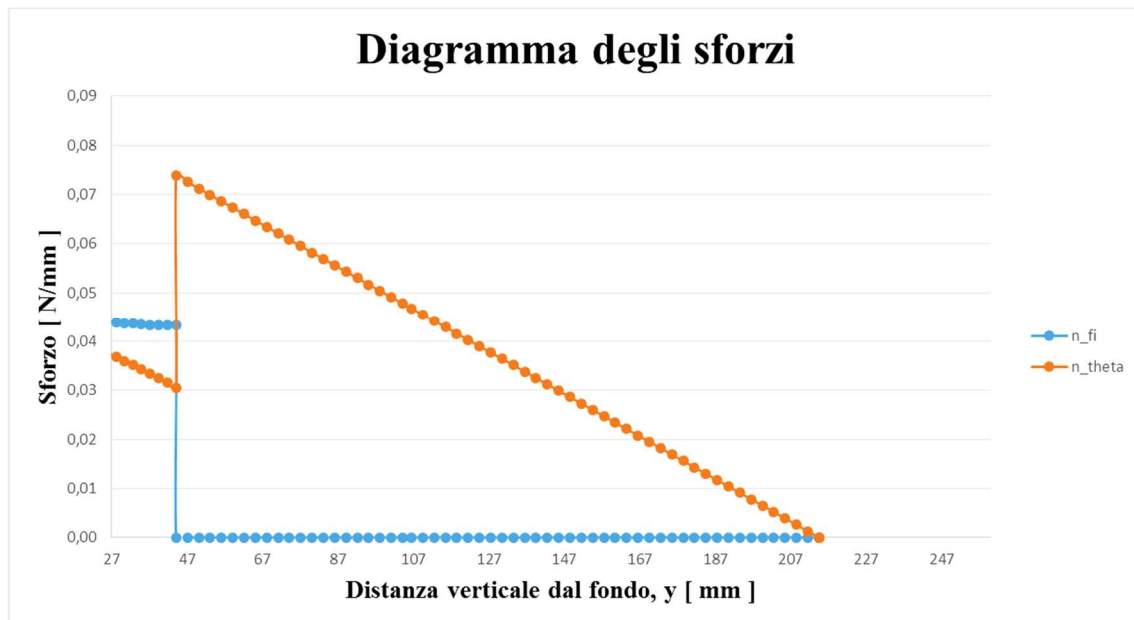


Figura 8.3: diagramma degli sforzi secondo il calcolo analitico.

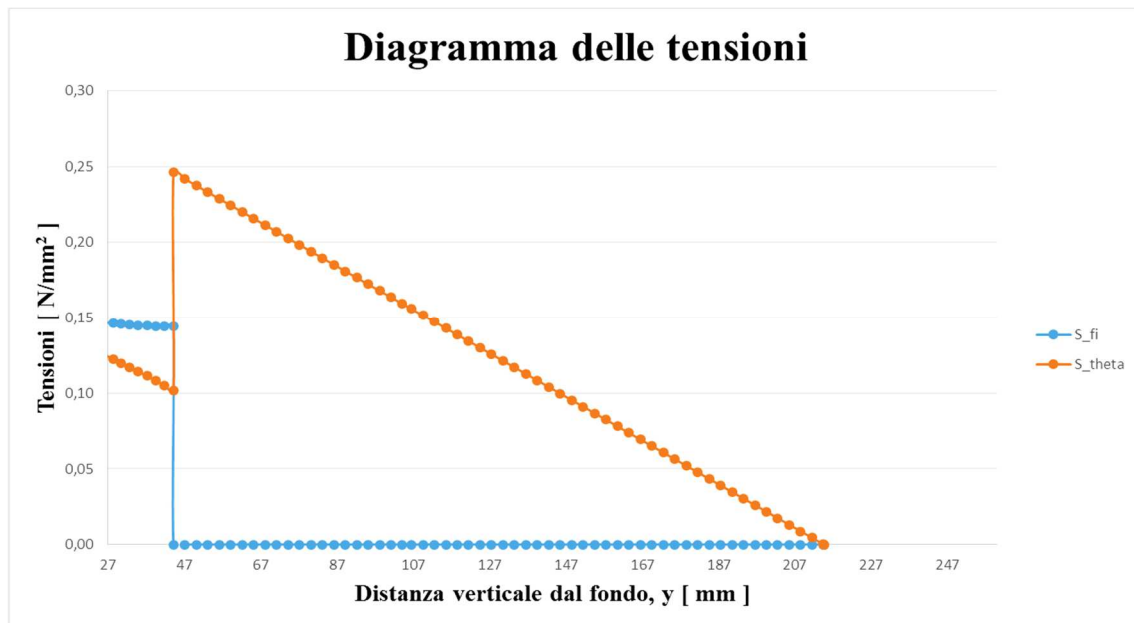


Figura 8.4: diagramma delle tensioni secondo il calcolo analitico.

8.2 Calcolo delle tensioni modello 2D

Il primo confronto viene effettuato con l'andamento delle tensioni ottenute attraverso il modello bidimensionale realizzato con *shell61*. Questo elemento ci permette di calcolare lo stato di tensione e deformazione direttamente nel sistema di coordinate sferiche. Gli output vengono impostati mediante l'uso della *keyopt(6)* che ci consente di selezionare i risultati in diversi punti dell'elementi *shell61*. Le soluzioni qui riportate vengono calcolate a metà della lunghezza dell'elemento (*keyopt(6) = 0*). In primis, bisogna creare gli *etable* delle tensioni e deformazioni mentre, attraverso il comando *plls* si passa al plot delle soluzioni. Riportiamo di seguito lo script dei comandi da utilizzare:

! Tensione meridiana

```
Etable, S1, LS, 5
Etable, S2, LS, 29
PLls, S1, S2
```

! Tensione circonferenziale

```
Etable, S11, LS, 7
Etable, S22, LS, 31
PLLS, S11, S22
```

! Deformazione meridiana

```
Etable, E1, LEPEL, 5
Etable, E2, LEPEL, 29
```

PLLS, E1, E2

! Deformazione circonferenziale

Etable, E11, LEPEL, 7

Etable, E22, LEPEL, 31

PLLS, E11, E22

Script 8.1: comandi per il plot dei risultati per il modello bidimensionale *shell61*

Si ricordi che per la teoria dei gusci, l'andamento delle tensioni varia al variare della posizione dei vincoli. A causa di ciò, sono state analizzate diverse condizioni (compresa quella del calcolo analitico per effettuare il confronto).

8.2.1 Vincolo sul fondo contenitore

Questa condizione di vincolo corrisponde a quella del modello analitico precedentemente analizzato, per cui ANSYS dovrebbe riprodurre dei diagrammi molto simili a quelli di figura 8.3 e 8.4. Infatti, siccome si impone un incastro (come da calcolo analitico), vengono bloccati tutti i gradi di libertà (UX, UY, UZ, ROTZ) dei nodi presenti al fondo della bottiglia (figura 8.5).

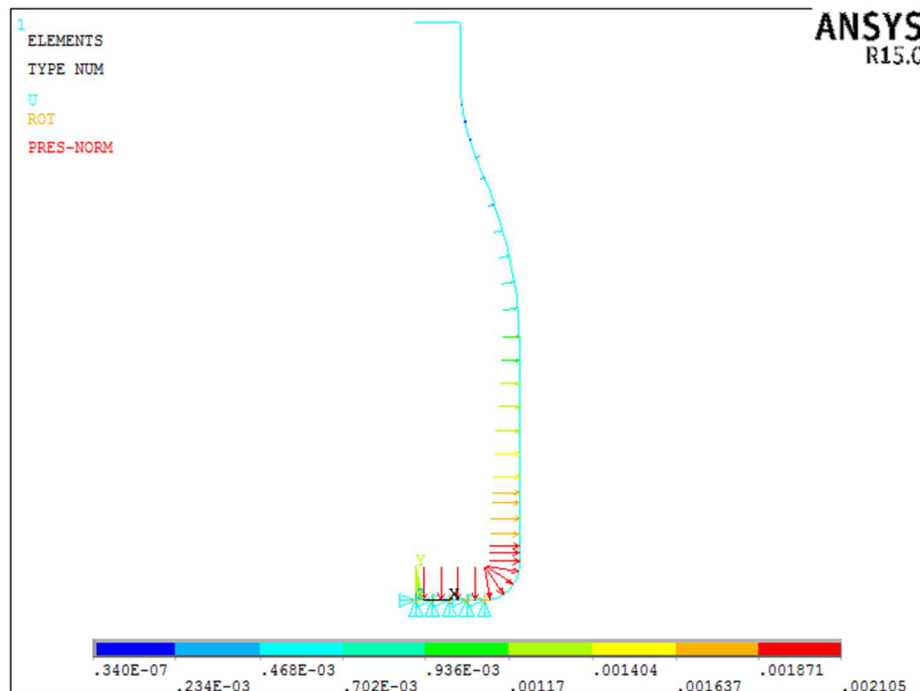


Figura 8.5: modello bidimensionale *shell61*: vincoli sul fondo bottiglia.

Si riportano di seguito i diagrammi della tensione meridianale e circonferenziale determinate in ANSYS:

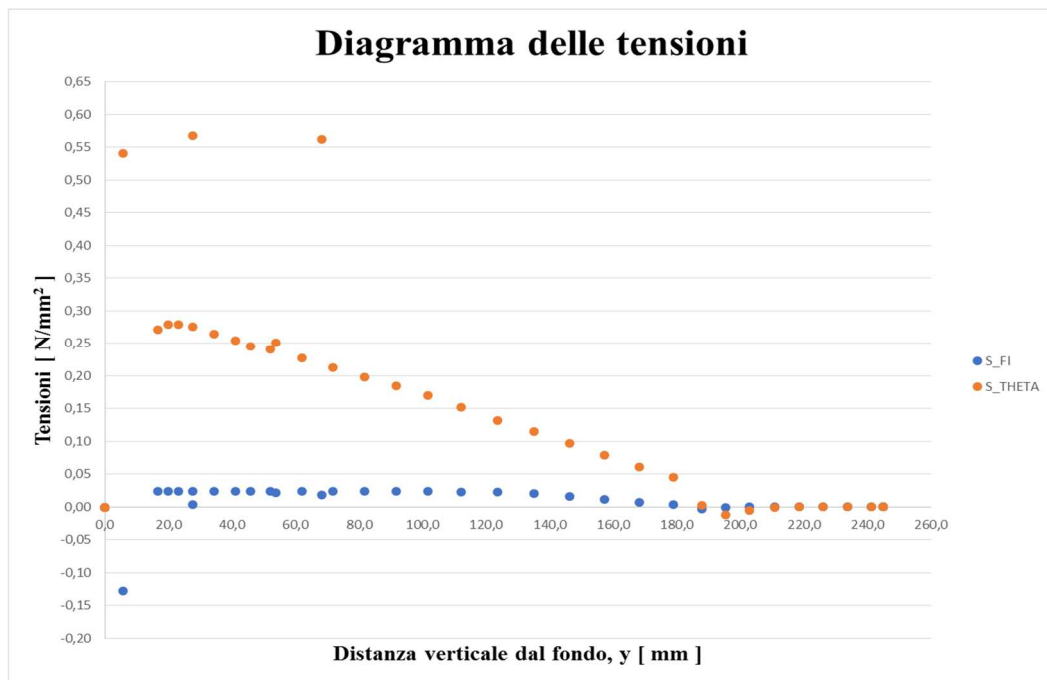


Figura 8.6: andamento delle tensioni σ_φ e σ_θ (modello *shell61*) vincoli fondo bottiglia.

Gli andamenti risultano abbastanza identici tranne per qualche valore che esce fuori dal normale andamento (dovuto all'errore di fondo che si ha nel calcolo mediante elementi finiti). In particolare, si noti come gli andamenti si annullano ad una distanza dal fondo circa pari a 214 mm (fill level).

8.2.2 Vincolo laterali

Per convalidare ulteriormente l'esattezza del calcolo eseguito da ANSYS, si è analizzato un caso di vincolo laterale sulla bottiglia. Di conseguenza, il vincolo di incastro non si trova più sul fondo della bottiglia ma sulla parte laterale come se fosse bloccata tra due mani che la sorreggono. Sotto tali condizioni al contorno ci aspettiamo degli andamenti pressoché nulli su tutta la distanza verticale dal fondo.

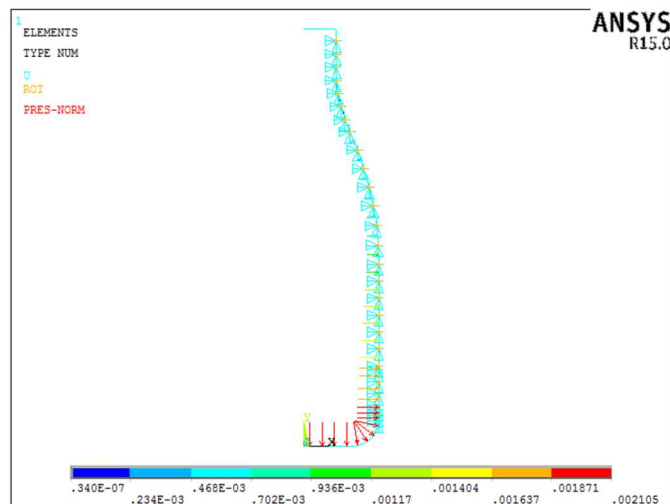


Figura 8.7: modello bidimensionale *shell61*: vincoli parte laterale della bottiglia.



Figura 8.8: andamento delle tensioni σ_φ e σ_ϑ (modello *shell61*) vincoli laterali.

Come previsto, gli andamenti della tensione meridia e circonferenziale risultano nulli lungo tutta l'altezza del contenitore. Solo la prima parte (zona semi-sferica) presenta delle tensioni quasi nulle perché su di essa non agiscono i vincoli di incastro.

8.3 Calcolo delle tensioni modello 3D

In questa sezione si effettua la stessa procedura di confronto utilizzando il modello tridimensionale (*shell63*). Anche in tal caso vengono analizzate due condizioni di vincolo: la prima con vincolo incastro presente sul fondo del contenitore e la seconda con lo stesso vincolo presente sulla parte laterale della bottiglia. Logicamente, il confronto con il calcolo analitico è

possibile effettuarlo solo con la prima condizione di vincolo. Inoltre, il modello tridimensionale non ci permette di leggere i risultati direttamente nel sistema di riferimento con coordinate sferiche ma in quelle cartesiane e siccome i gusci vengono studiati nel primo, lo si imposta attraverso il comando “*RSYS, 2*”. Oltre ai diagrammi tridimensionali che ci permettono di avere una comprensione molto più visiva dello stato di tensione, si determinano i classici diagrammi bidimensionali selezionando alcuni nodi del profilo bottiglia (figura 8.9). In primis, si è effettuata una selezione di nodi solo sul piano XY in modo da scartare tutti gli altri. Da questa si è effettuata una sotto-selezione dei soli nodi presenti sulla parte destra del modello (figura 8.9b).

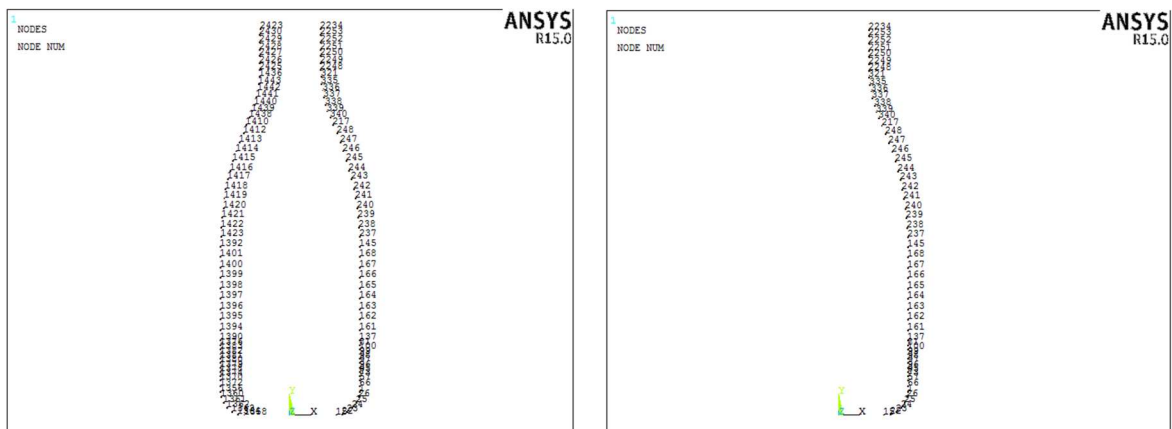


Figura 8.9: (a) prima selezione piano XY; (b) seconda selezione: nodi analizzati.

8.3.1 Vincolo sul fondo contenitore

Analizziamo il modello con vincolo incastro posizionato sul fondo del contenitore facendo una selezione dei soli nodi sul fondo bottiglia. Vengono bloccati i seguenti gradi di libertà: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ (figura 8.10). Guardiamo gli andamenti delle tensioni (meridiana e circonferenziale) determinate con ANSYS, riportando anche un ingrandimento (figura 8.12) delle stessi e mostrandole i profili sino alla fine del tratto verticale della bottiglia (posizione sino alla quale si può effettuare con correttezza il confronto con il modello analitico). Confrontando questi andamenti con quelli del calcolo analitico si nota come essi coincidano abbastanza.

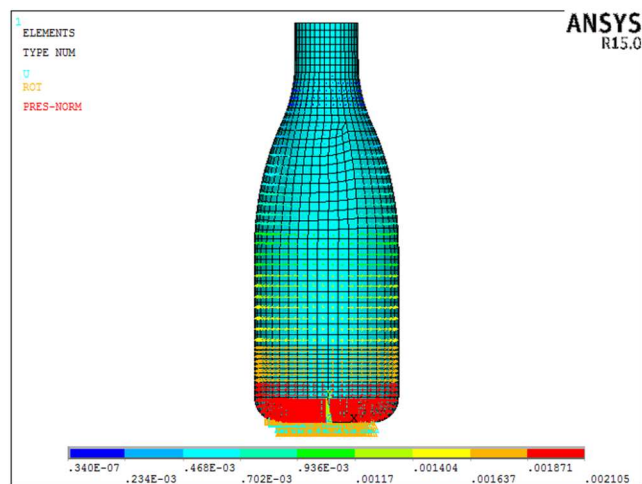


Figura 8.10: : modello bidimensionale *shell63*: vincoli sul fondo bottiglia.

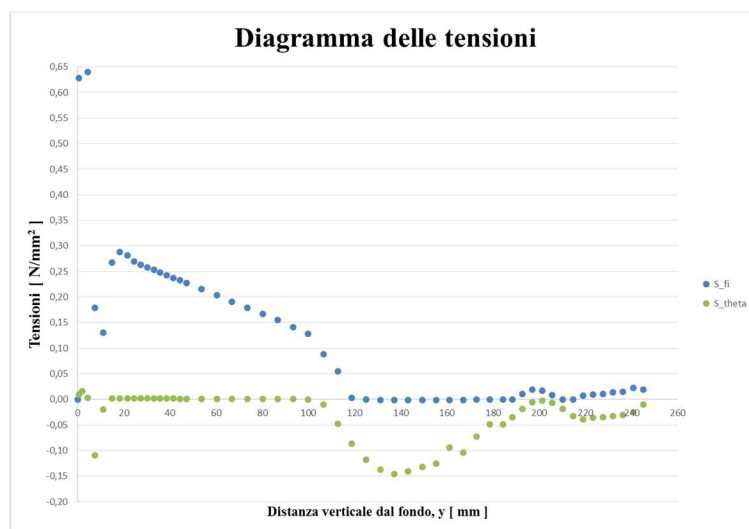


Figura 8.11: andamento delle tensioni σ_ϕ e σ_θ (modello *shell66*) vincoli fondo bottiglia.

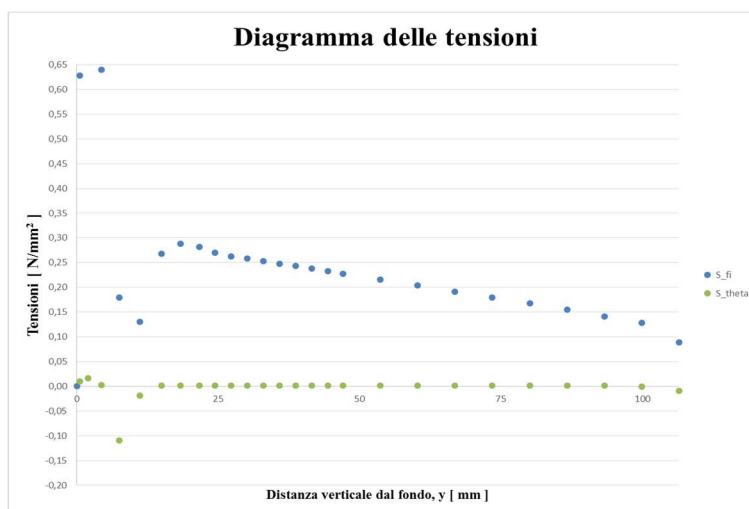


Figura 8.12: ingrandimento grafico 7.10 sino alla fine de tratto verticale della bottiglia

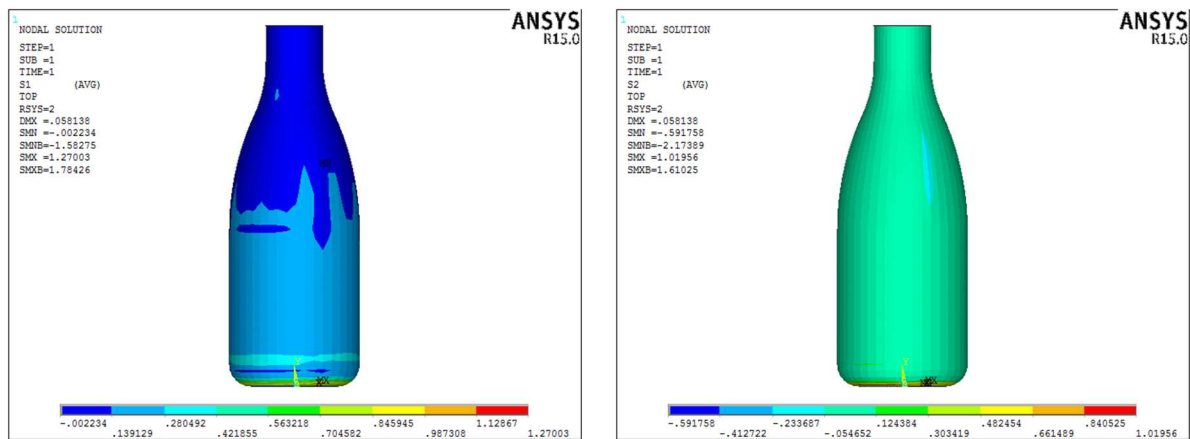


Figura 8.13: andamenti tridimensionali della tensione meridia e circonferenziale.

8.3.2 Vincolo laterali

Lo stesso vincolo di incastro si posiziona sulla parte laterale della bottiglia come già fatto nella sottosezione 8.2.2. Anche qui ci aspettiamo che le tensioni siano pressoché nulle lungo tutto il profilo.

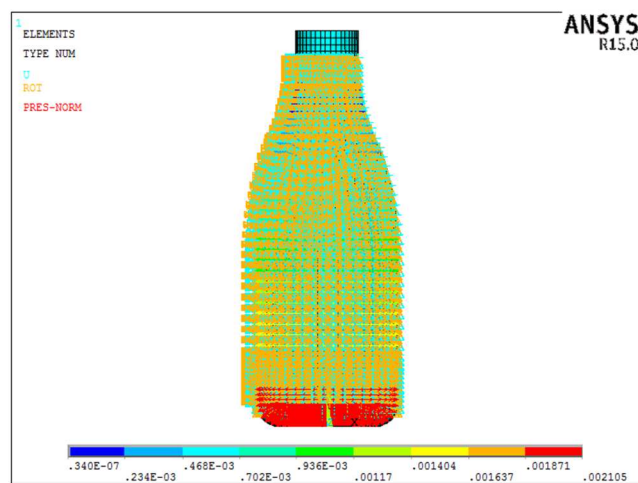


Figura 8.14: modello bidimensionale *shell63*: vincoli parte laterale della bottiglia.

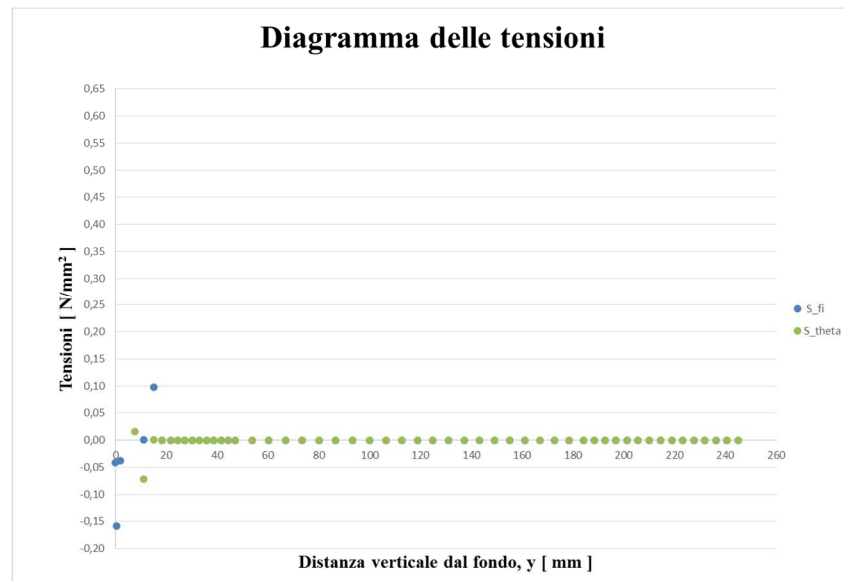


Figura 8.15: andamento delle tensioni σ_φ e σ_θ (modello *shell63*) vincoli laterali.

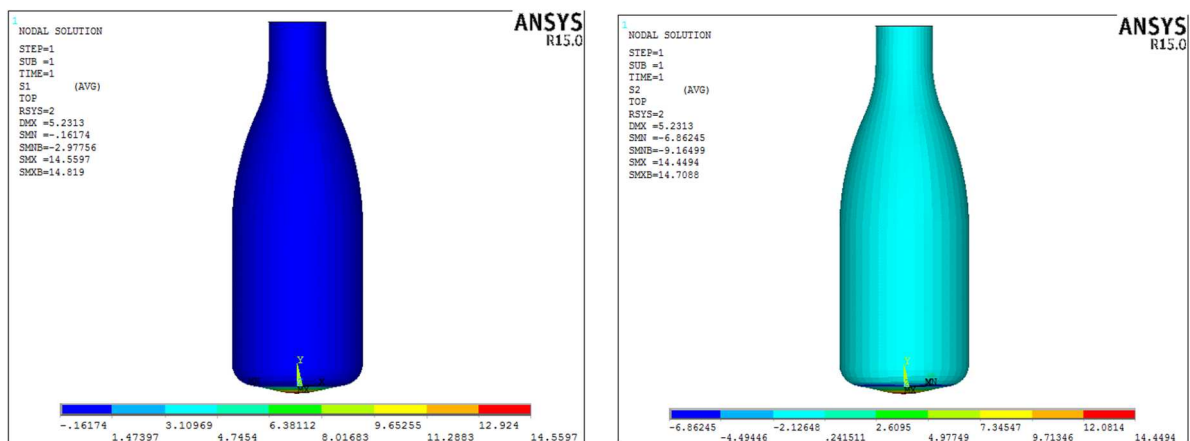


Figura 8.16: andamenti tridimensionali della tensione meridia e circonferenziale.

8.4 Nuovi modelli di contatto cinghia - bottiglia

Sino ad ora abbiamo analizzato il modello di contatto “statico” considerando il primo tra cinghia e bottiglia (figura 4.7). In questa condizione si presenta un arco di avvolgimento della cinghia sulla bottiglia caratterizzato da un angolo di 30° . Man mano che la bottiglia attraversa la zona di lavoro della testa di chiusura, tale angolo cambia, aumentando in un primo momento per poi diminuire nuovamente. Se tale angolo aumenta, a parità di tutto il resto (le pulegge sono folli e la pressione del pistone di comando del tenditore non cambia), la pressione esercitata dalla cinghia sul contenitore diminuisce. Al contrario, l’arco di contatto tra cinghia e contenitore aumenta. Andiamo ad analizzare altre tre situazioni di contatto (figure 8.17, 8.18, 8.19) rispettivamente caratterizzate da un angolo di contatto pari a 35° , $37,5^\circ$ e $39,5^\circ$. Se il modello lavora correttamente dobbiamo notare una diminuzione dello spostamento massimo sulla zona di contatto cinghia-bottiglia.

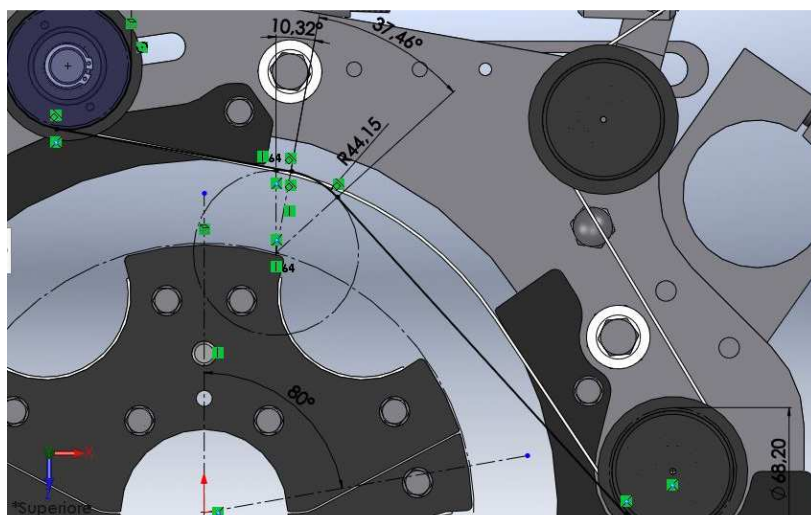


Figura 8.17: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 37.5°.

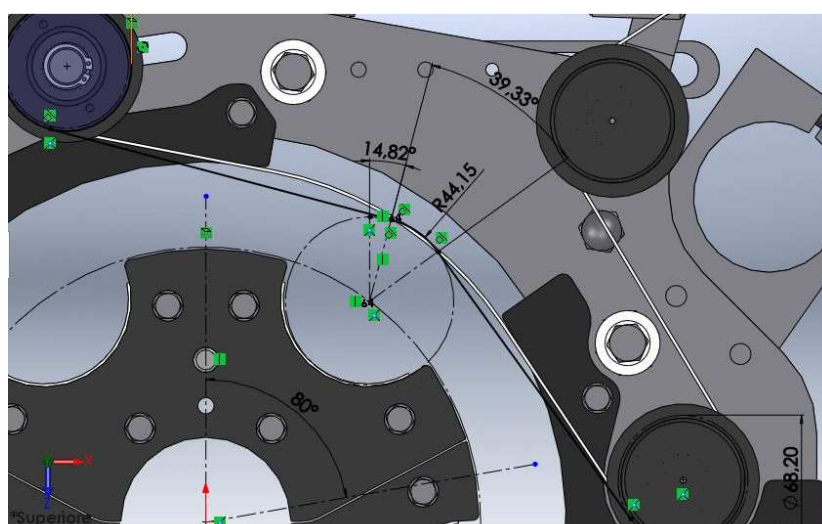


Figura 8.18: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 39.5°.

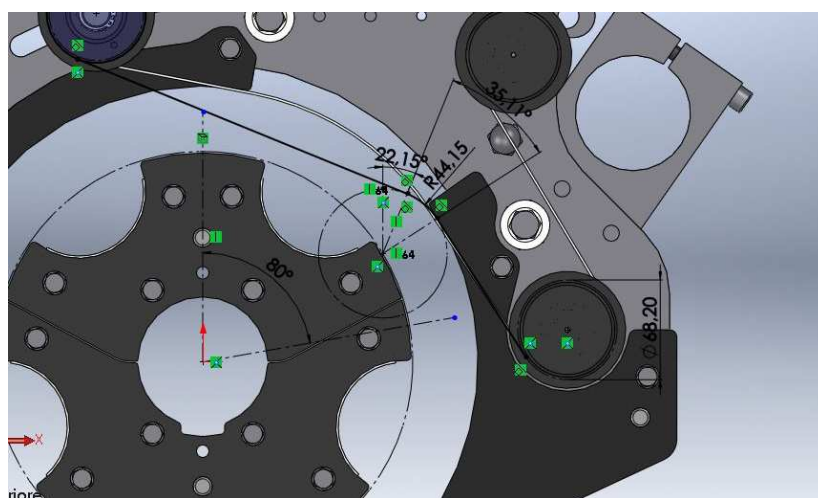


Figura 8.19: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 35°.

Riportiamo di seguito la tabella in cui si evidenzia bene come la pressione esercitata dalla cinghia diminuisce man mano che l'angolo di contatto aumenta:

φ	ds [mm]	p [MPa]
35	1545.25	0.0035
37.5	1655.63	0.0032
39.5	1743.93	0.0031

Tabella 7.1: arco di contatto e pressione al variare dell'angolo di contatto cinghia-bottiglia.

Vengono impostate delle nuove simulazioni su ANSYS andando a variare la costruzione del modello (sezione 6.1) affinché si garantiscano i nuovi angoli di contatto. Logicamente viene utilizzato il modello ottimizzato con elementi *shell63* (sezione 6.4). Di seguito si riportano i grafici degli spostamenti calcolati mediante la *nodal solution*:

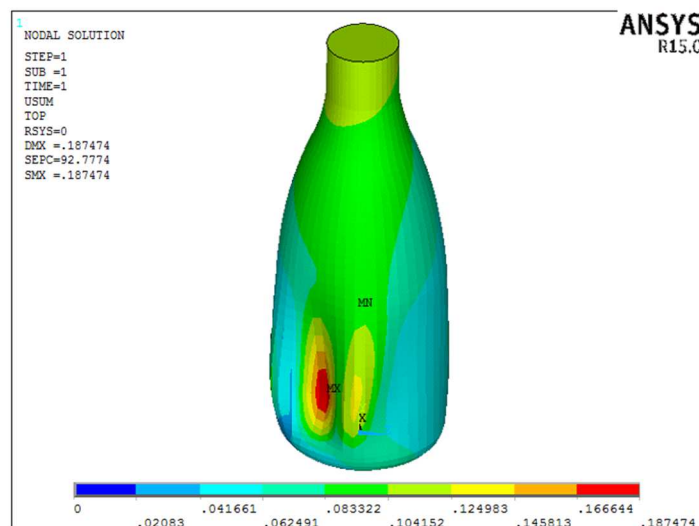


Figura 8.20: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 35°.

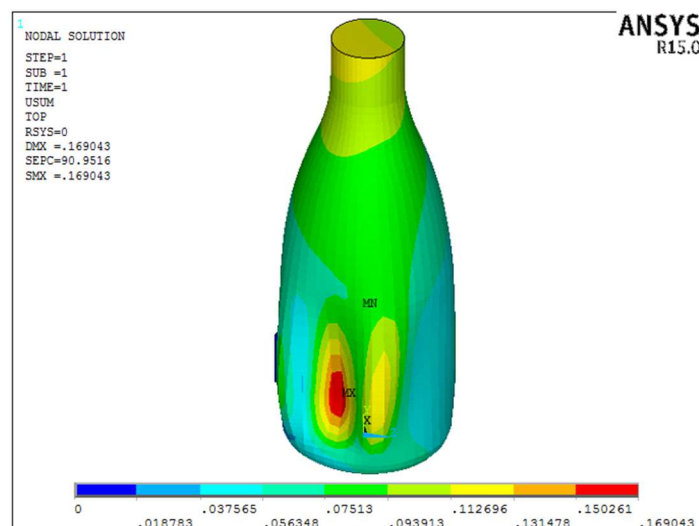


Figura 8.21: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 37.5°.

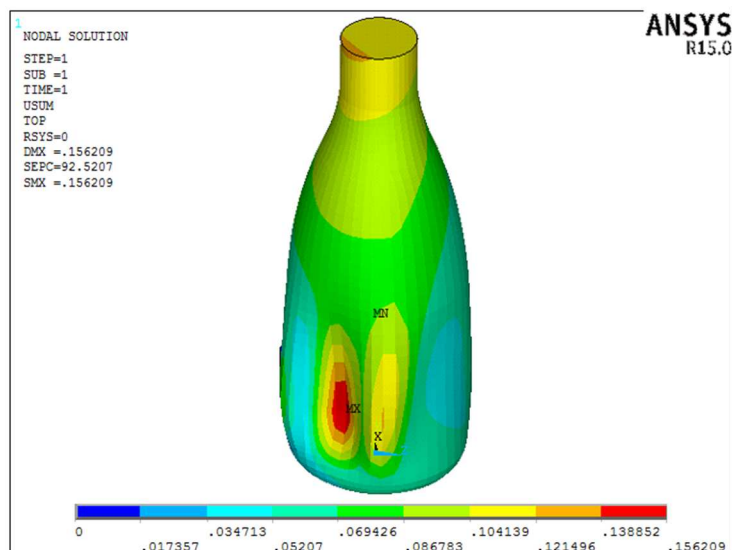


Figura 8.22: contatto cinghia-bottiglia con angolo di 39.5°.

Da queste immagini si evidenzia bene come lo spostamento massimo (DMX) è sempre presente sulla zona di contatto cinghia-bottiglia ma, giustamente, diminuisce e vale 0.187mm, 0.169mm e 0.156mm rispettivamente per gli angoli di contatto 35°, 37.5° e 39.5°. Inoltre, analizzando attentamente le immagini di sopra, si può notare anche una distribuzione diversa degli spostamenti. In particolare si evidenzia che gli spostamenti (quindi la deformazione) diminuiscono su tutto il modello, comportando una minore probabilità di disallineamento tra l'asse bottiglia e quello della testa di chiusura. Quindi, si conferma che il caso studio peggiore è quello con angolo di contatto pari a 30°. Dai risultati ottenuti in tale sezione si può dedurre il corretto funzionamento del modello ad elementi finiti realizzato in ANSYS.

8.5 Confronto modello acqua - aria

Per validare ulteriormente il corretto funzionamento del modello ad elementi finiti si realizza uno studio mediante il quale si effettua un confronto dei risultati tra quello con presenza di fluido acqua e fluido aria. L'aria non verrà simulata con nessun gradiente (7.3.2). Il modello utilizzato è quello ottimizzato con elementi *shell63* e *solid95* (sezione 7.4) e l'unica differenza è che mentre per la simulazione dell'acqua il modello rimane invariato, per la simulazione dell'aria si elimina la presenza della pressione idrostatica all'interno della bottiglia. Come in precedenza, viene analizzata la condizione peggiore di contatto (angolo di contatto pari a 30°), caratterizzata da una pressione data dalla cinghia pari a 0.0041 MPa. Per simulare il comportamento del PET e della gomma di bloccaggio EPDM si utilizzano i dati di letteratura. L'obiettivo finale è quello di analizzare cosa accade al variare dei parametri caratteristici del modello ed effettuare un confronto tra il caso acqua e aria (paragonando spostamenti e reazioni vincolari presenti sul fondo bottiglia e sulla parte esterna della gomma EPDM). Il modello può essere schematizzato come nella figura 8.23 in cui la molla e la forza rappresentano rispettivamente la gomma EPDM e la pressione esercitata dalla cinghia sul contenitore (simulato con spessore non costante come da modello del capitolo 7).

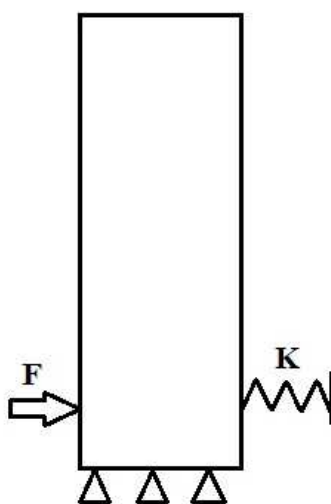


Figura 8.23: schematizzazione modello cinghia-bottiglia-gomma.

All'inizio di ogni sottosezione vengono mostrate le condizioni di analisi e i parametri variati di volta in volta per verificare che il comportamento atteso è uguale a quello mostrato da ANSYS. Le reazioni vincolari verranno analizzate solo per alcuni nodi (figura 8.24 e 8.25) presenti alla base della bottiglia in corrispondenza della zona di contatto con la cinghia e sulla parte esterna dell'elemento in gomma (spigolo diametralmente opposto alla zona di contatto con cinghia-bottiglia). I nodi sul fondo bottiglia risultano essere: 1127, 1128, 1129 e 1130. I nodi dell'elemento in gomma sono: 3602, 3614, 3627 e 3741.

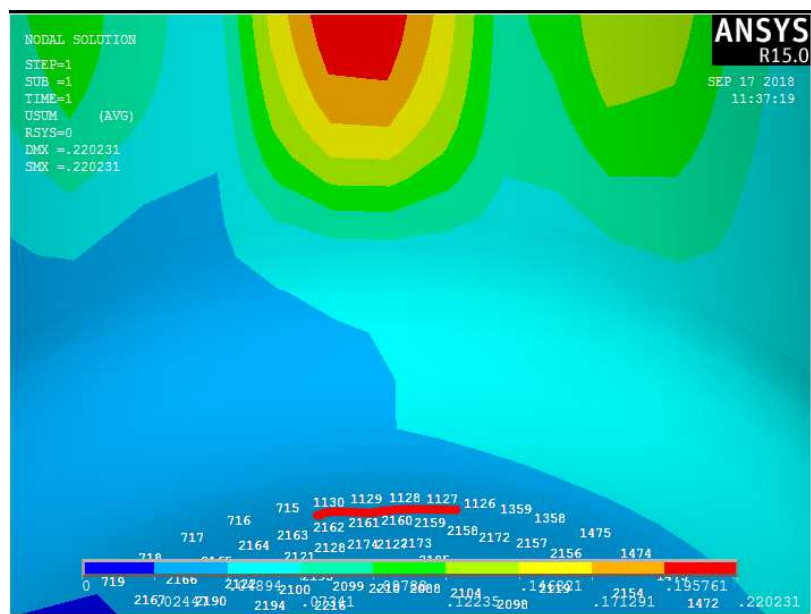


Figura 8.24: nodi per studio delle reazioni vincolari sul fondo della bottiglia.

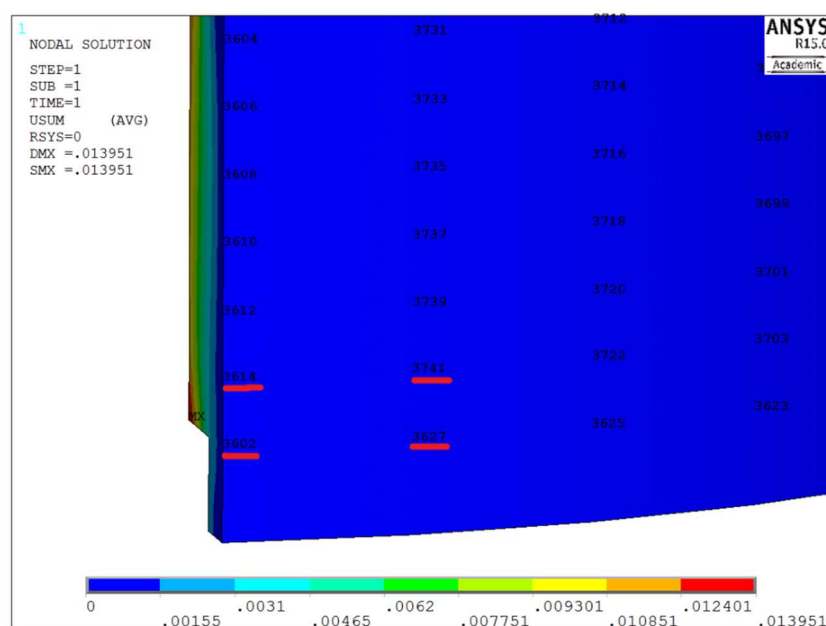


Figura 8.25: nodi per studio delle reazioni vincolari sulla parte esterna della gomma.

8.5.1 Simulazione originaria: confronto acqua - aria

- PET) $E = 3000 \text{ MPa}$ $\nu = 0.37$;
- EPDM) $E = 12 \text{ MPa}$ $\nu = 0.49$;
- $P_{\text{cinghia}} = 0.0041 \text{ MPa}$;
- Vincoli) Gomma: UX, UY, UZ (incastro) Fondo bottiglia: UY, ROTX, ROTZ;
- Spessori) Parte inferiore = 0.3 mm Parte superiore = 0.5 mm Collo = 2.2mm Tappo = 0.6 mm;

Modello con presenza di fluido acqua

Lo spostamento massimo (DMX) è presente nella zona di contatto cinghia-bottiglia e vale 0.220 mm. Si riportano le reazioni vincolari dei nodi considerati sul fondo della bottiglia:

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		8,3981E-02		4,1830E-02		-1,3575E-01	0,083981	0,142049
1128		8,1695E-02		5,5359E-02		-1,2716E-01	0,081695	0,138688
1129		8,0077E-02		6,7164E-02		-1,1767E-01	0,080077	0,135489
1130		7,8332E-02		7,7756E-02		-1,0796E-01	0,078332	0,133046

Tabella 8.2: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Lo spostamento massimo della gomma è presente sullo spigolo diametralmente opposto alla zona di contatto cinghia-bottiglia e vale 0.0140 mm. Le reazioni vincolari dei nodi considerati sulla gomma valgono:

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	1,2049E-02	-9,3873E-03	1,2114E-02				0,019495	0
3614	1,5606E-02	-1,0557E-02	1,5991E-02				0,024713	0
3627	1,8693E-02	-1,4895E-02	2,5708E-02				0,035103	0
3741	2,2997E-02	-1,9372E-02	3,1844E-02				0,043797	0

Tabella 8.3: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

Modello con presenza di fluido aria

Come nel caso precedente, lo spostamento massimo della bottiglia è presente nella zona di contatto cinghia-bottiglia. Quello che ci si aspetta è un incremento di quest'ultimo rispetto al caso di bottiglia piena di acqua. Infatti il DMX ora vale 0.226mm. Si ottiene uno spostamento di 6 μ m più grande. Dal punto di vista fisico sembra non esserci differenza tra i due modelli dato che per misurare tali variazioni (dell'ordine del micron) occorrono strumenti molto precisi e costosi. Tuttavia, uno scarto così piccolo è dovuto all'azione congiunta di una elevata rigidità della bottiglia e bassi valori di pressione (sia del carico idrostatico della bottiglia che della cinghia).

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		-3,5960E-04		-1,7260E-03		5,3882E-03	0,00036	0,005658
1128		-2,9269E-04		-2,5104E-03		5,6981E-03	0,000293	0,006227
1129		-3,6332E-04		-3,2564E-03		5,6610E-03	0,000363	0,006531
1130		-1,3879E-03		-3,7579E-03		5,5731E-03	0,001388	0,006722

Tabella 8.4: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Per la gomma si ha una diminuzione dello spostamento massimo presente sempre sullo spigolo diametralmente opposto alla zona di contatto tra cinghia e bottiglia. Tale spostamento vale 0.0053 mm, 87 μm in meno rispetto al caso di simulazione con fluido acqua. Questo ci suggerisce che nel caso di simulazione con aria si ha una minore compressione dell'elemento in gomma EPDM e una maggiore deformazione della bottiglia. La distribuzione degli spostamenti (quindi della deformazione) risulta differente tra i due casi perché il modo con cui vengono trasmesse le reazioni all'interno del modello cambia. Tale cambiamento è legato all'applicazione e non della pressione idrostatica (comando *SFGRAD*) che simula il fluido acqua e aria. Tutto ciò spiega il perché si verifica una diminuzione delle reazioni vincolari del caso aria rispetto al caso acqua.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	5,4800E-03	-1,9631E-03	5,2955E-03				0,007869	0
3614	8,5115E-03	-2,0189E-03	7,9984E-03				0,011853	0
3627	9,1001E-03	-3,0847E-03	9,3923E-03				0,013437	0
3741	1,2957E-02	-3,6523E-03	1,3135E-02				0,018808	0

Tabella 8.5: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

Di seguito si riportano delle immagini (fattore di scala pari a 150) di confronto tra la deformata del modello con fluido acqua (immagine di sinistra) e modello con fluido aria (immagine di sinistra).

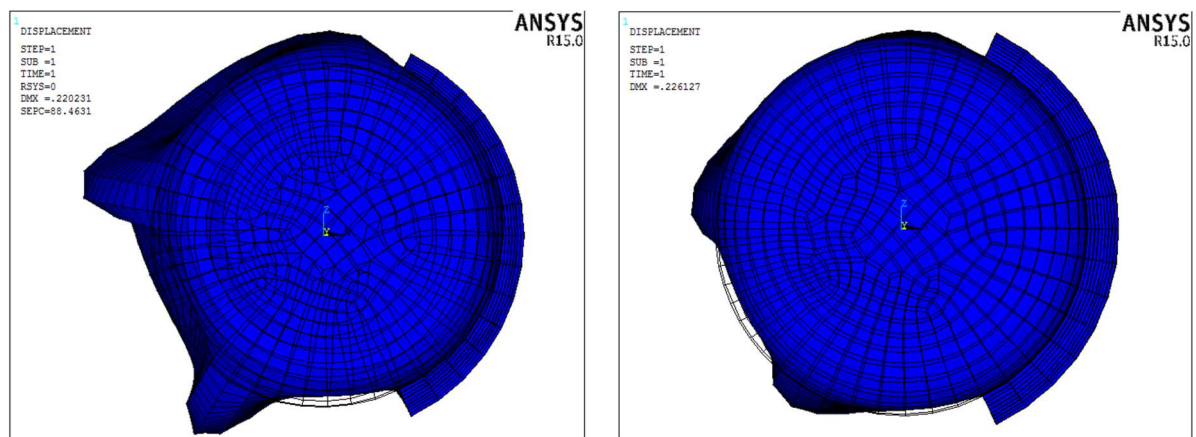


Figura 8.26: (a) deformata modello acqua; (b) deformata modello aria.

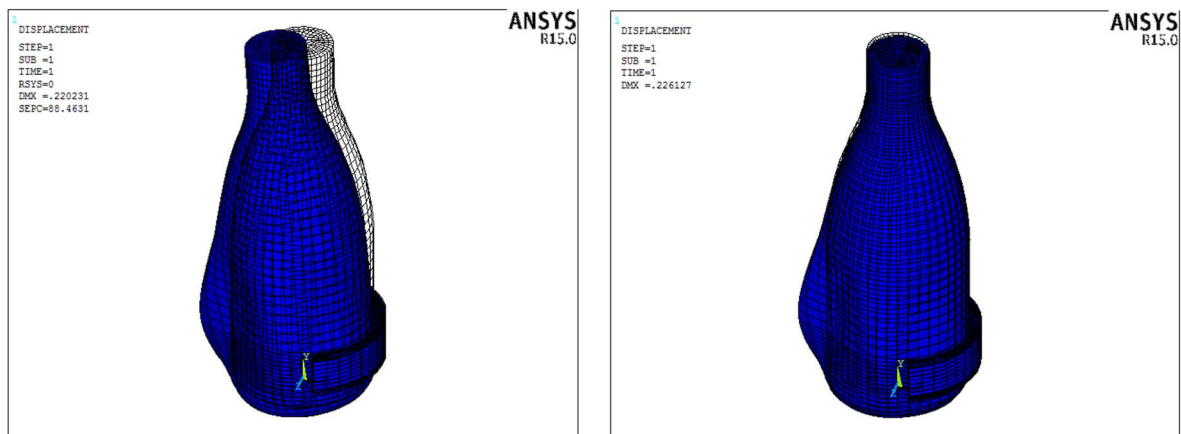


Figura 8.27: (a) deformata modello acqua; (b) deformata modello aria.

Come ci saremo aspettati, lo spostamento massimo della gomma risulta minore rispetto a quello della bottiglia sia nel caso di simulazione con fluido acqua che fluido aria. Paradossalmente, ci saremo aspettati delle reazioni vincolari maggiori nel caso aria rispetto al caso acqua. Ciò non accade non perché il modello lavora male ma perché varia la distribuzione degli spostamenti, come affermato in precedenza. Cambiando quest'ultima, cambia la distribuzione delle deformazioni e quindi il modulo delle reazioni vincolari. Inoltre, essendo l'acqua un fluido incompressibile, le forze vengono trasmesse meglio all'interno del modello e perciò si ottiene uno spostamento maggiore della gomma rispetto al caso aria.

8.5.2 Simulazione con incremento del valore della pressione di contatto cinghia-bottiglia: confronto acqua - aria

Nella seguente simulazione si va ad aumentare il valore della pressione esercitata dalla cinghia sul contenitore. Come conseguenza, ci si aspetta un aumento degli spostamenti massimi e delle reazioni vincolari rispetto al caso precedente ("simulazione originaria"). Essendo la pressione reale pari a 0.0041 MPa non ha senso effettuare una simulazione con valore minore ma maggiore perché, solo in questo modo, si riesce ad evidenziare un sicuro cambiamento nelle reazioni vincolari e negli spostamenti. I parametri sotto i quali vengono effettuate le nuove simulazioni risultano essere:

- PET) $E = 3000 \text{ MPa}$ $\nu = 0.37$;
- EPDM) $E = 12 \text{ MPa}$ $\nu = 0.49$;
- **$P_{\text{cinghia}} = 0.41 \text{ MPa}$;**
- Vincoli) Gomma: UX, UY, UZ (incastro) Fondo bottiglia: UY, ROTX, ROTZ;
- Spessori) Parte inferiore = 0.3 mm Parte superiore = 0.5 mm Collo = 2.2mm
Tappo = 0.6 mm

Modello con presenza di fluido acqua

Come nella “simulazione originaria”, anche in questa, lo spostamento massimo della bottiglia si ha in corrispondenza della zona di contatto con la cinghia. Come preannunciato, tale spostamento è aumentato e assume il valore pari a 22.602 mm. Anche le reazioni vincolari (tabella 8.6) sono aumentate:

Nodo	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		3,8149E-02		-1,3433E-01		4,1480E-01	0,038149	0,436009
1128		4,2773E-02		-2,0019E-01		4,5306E-01	0,042773	0,495317
1129		3,4349E-02		-2,6376E-01		4,5773E-01	0,034349	0,528286
1130		-6,8741E-02		-3,0417E-01		4,5755E-01	0,068741	0,549428

Tabella 8.6: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Confrontando tali reazioni con quelle del caso di “simulazione originaria” si ha un aumento del M_{E-Q} (momento equivalente). Infatti, essendo la bottiglia soggetta ad una pressione di compressione maggiore, si ha un maggiore ripiegamento della stessa al suo interno provocando quindi un accartocciamento (quindi rotazione) intorno alla zona di contatto con la cinghia.

Lo spostamento massimo della gomma aumenta (0.5394 mm) rispetto all’omologo caso della “simulazione originaria” e risulta sempre minore rispetto a quello subito dalla bottiglia (22.602 mm). Le reazioni vincolari lette sui vincoli della gomma subiscono un netto aumento come ci saremo aspettati (tabella 8.7).

Nodo	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	5,5377E-01	-2,0283E-01	5,3554E-01				0,796621	0
3614	8,5739E-01	-2,0939E-01	8,0686E-01				1,19582	0
3627	9,1844E-01	-3,1885E-01	9,5356E-01				1,361791	0
3741	1,3045E+00	-3,7904E-01	1,3299E+00				1,901059	0

Tabella 8.7: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

Modello con presenza di fluido aria

Come nel caso della “simulazione originaria” ci aspettiamo un aumento dello spostamento massimo della bottiglia e una diminuzione dello stesso per l’elemento in gomma EPDM. Infatti il DMX sulla bottiglia vale 22.613 mm; 13µm in più rispetto al caso acqua. Tale valore è aumentato anche rispetto al caso della “simulazione originaria”, giustificando il fatto che variando la scala delle pressioni si può apprezzare una maggiore differenza tra il caso acqua e aria.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		-4,6192E-02		-1,7788E-01		5,5594E-01	0,046192	0,583704
1128		-3,9215E-02		-2,5806E-01		5,8592E-01	0,039215	0,640232
1129		-4,6091E-02		-3,3418E-01		5,8106E-01	0,046091	0,670304
1130		-1,4846E-01		-3,8568E-01		5,7108E-01	0,14846	0,689116

Tabella 8.8: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Lo spostamento massimo dell'elemento in gomma vale 0.5342 mm, minore rispetto al caso di simulazione con acqua ma maggiore rispetto all'omologo valore per la “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	5,4720E-01	-1,9541E-01	5,2872E-01				0,785594	0
3614	8,5029E-01	-2,0085E-01	7,9887E-01				1,183861	0
3627	9,0885E-01	-3,0704E-01	9,3725E-01				1,341163	0
3741	1,2945E+00	-3,6332E-01	1,3112E+00				1,878025	0

Tabella 8.9: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

8.5.3 Simulazione con incremento del modulo di Young dell'elemento in gomma EPDM: confronto acqua - aria

In questa ulteriore simulazione si aumenta il valore del modulo di Young della gomma EPDM rispetto al caso della “simulazione originaria”. A parità di altre condizioni, ci aspettiamo una diminuzione degli spostamenti dato che il modello diventa più rigido. I parametri impostati sono:

- PET) $E = 3000 \text{ MPa}$ $\nu = 0.37$;
- EPDM) $E = 1200 \text{ MPa}$ $\nu = 0.49$;
- $P_{\text{cinghia}} = 0.0041 \text{ MPa}$;
- Vincoli) Gomma: UX, UY, UZ (incastro) Fondo bottiglia: UY, ROTX, ROTZ
- Spessori) Parte inferiore = 0.3 mm Parte superiore = 0.5 mm Collo = 2.2mm
Tappo = 0.6 mm

Modello con presenza di fluido acqua

Lo spostamento massimo (DMX) della bottiglia è sempre presente sulla zona di contatto con la cinghia. Dalla simulazione si ottiene un DMX pari a 0.215 mm. Come preannunciato, questo spostamento massimo è minore rispetto a quello della “simulazione originaria” perché il modello risulta essere più rigido. Inoltre, si verifica una ridistribuzione degli spostamenti (quindi dello stato di deformazione) nella zona della bottiglia sotto la gomma (figura 8.28). Le immagini seguenti non sono in scala reale ma con ingrandimento di 1:150.

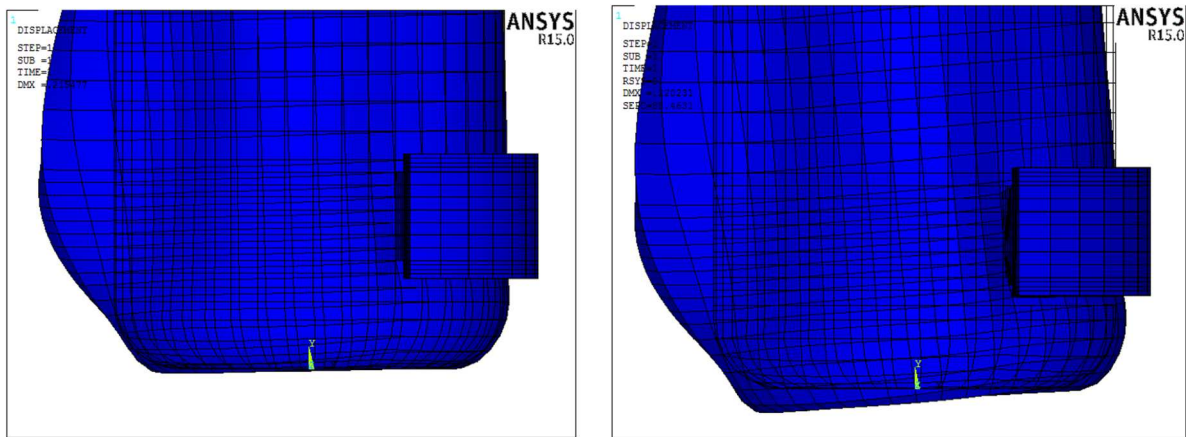


Figura 8.28: (a) deformata modello in questione; (b) deformata modello “simulazione originaria”.

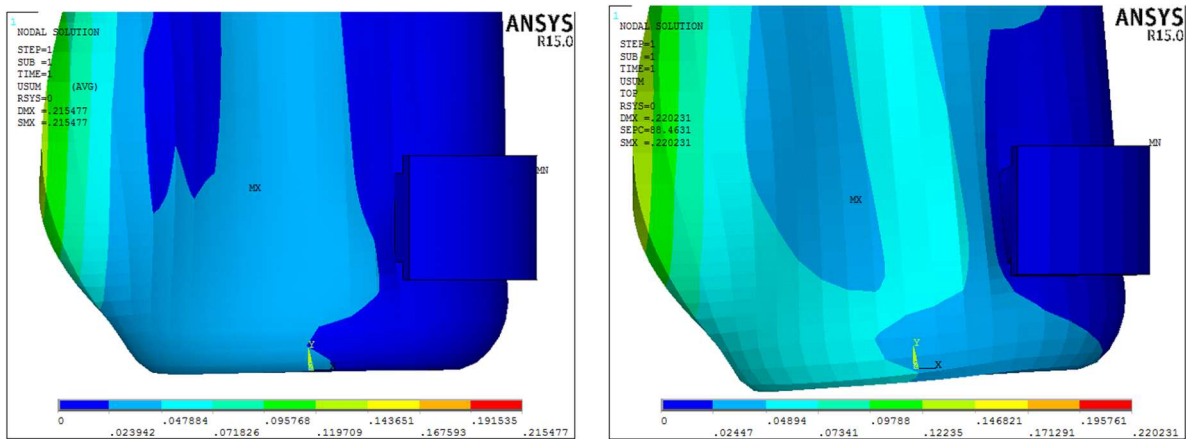


Figura 8.29: (a) spostamenti modello in questione; (b) spostamenti modello “simulazione originaria”.

Riportiamo di seguito le reazioni vincolari dei nodi presenti al fondo bottiglia che risultano diminuite rispetto al caso della “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		3,7475E-02		1,3691E-02		-4,4981E-02	0,037475	0,047018
1128		3,6231E-02		1,8160E-02		-4,1841E-02	0,036231	0,045612
1129		3,5684E-02		2,2010E-02		-3,8551E-02	0,035684	0,044392
1130		3,4563E-02		2,5251E-02		-3,5294E-02	0,034563	0,043397

Tabella 8.10: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Lo spostamento massimo (DMX) della gomma si presenta come sempre sullo spigolo diametralmente opposto alla zona di contatto cinghia-bottiglia. Essendo la gomma più rigida perché si è aumentato il suo modulo di Young, ci si aspetta un valore minore di suo DMX. Dalla simulazione se ne ottiene uno pari a 0.0013 mm, nettamente inferiore rispetto a quello della

“simulazione originaria” (0.0140 mm) e dimostrante il corretto funzionamento del modello. Di seguito (figura 8.30) si riportano due immagini di confronto tra la gomma della simulazione in esame e quella della “simulazione originaria”. Si nota facilmente che nel caso in esame, essendo aumentata la rigidità della gomma EPDM, sussiste una quasi totale indifferenza tra la condizione indeformata e deformata (figura 8.30a).

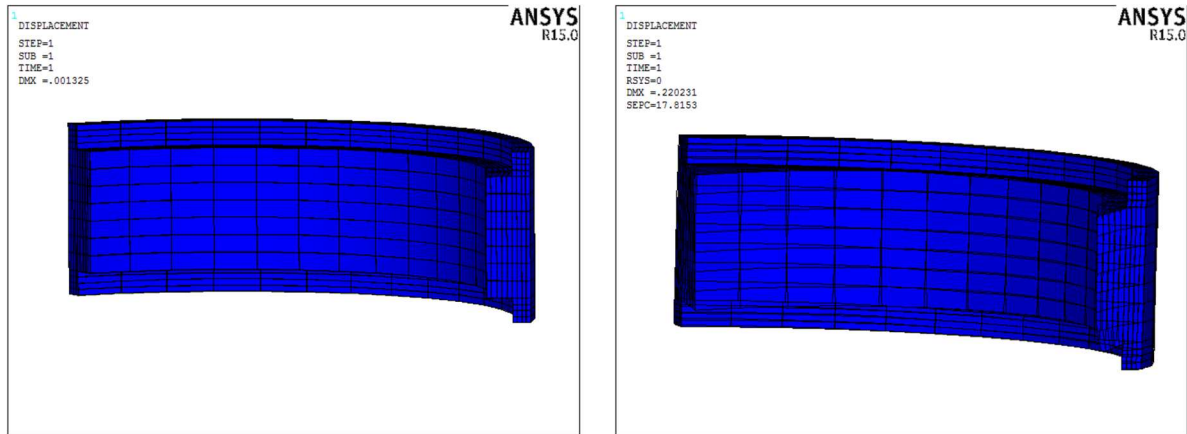


Figura 8.30: (a) deformata modello in questione; (b) deformata modello “simulazione originaria”.

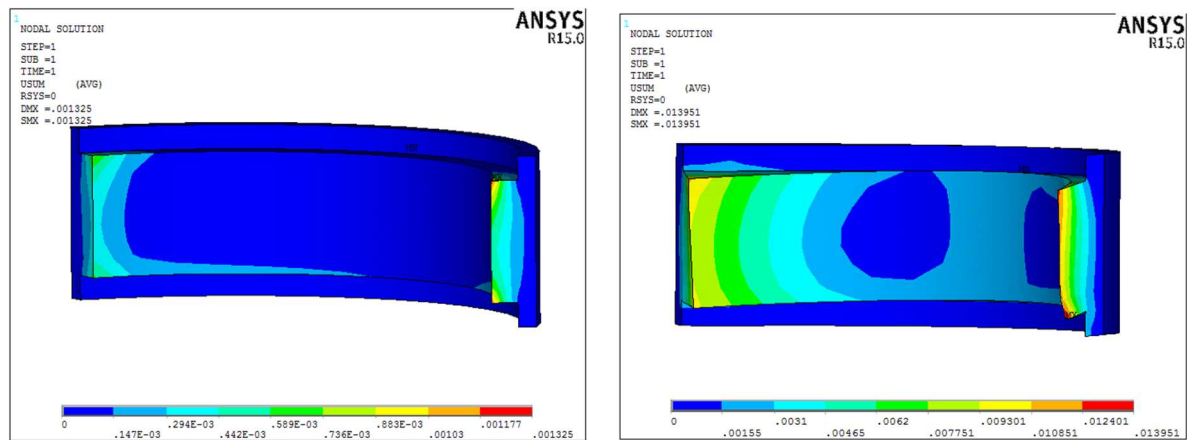


Figura 8.31: (a) spostamenti modello in questione; (b) spostamenti modello “simulazione originaria”.

Si riportano le reazioni vincolari lette sui nodi della gomma. Esse risultano maggiori rispetto al caso della “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	4,5323E-02	-3,3236E-02	3,3522E-02				0,065441	0
3614	4,6940E-02	-1,8607E-02	5,1819E-02				0,072352	0
3627	5,6262E-02	-2,6699E-02	4,0185E-02				0,074115	0
3741	6,1841E-02	-4,8645E-02	2,9235E-02				0,083936	0

Tabella 8.11: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

Modello con presenza di fluido aria

Come già accaduto nei casi precedenti, gli spostamenti dovrebbero aumentare per la bottiglia rispetto al caso di simulazione con fluido acqua. Infatti, si ottiene un DMX pari a 0.221 mm, 6 μ m maggiori rispetto al DMX del caso precedente (0.215 mm). Rispetto all'omologo caso della simulazione originaria, qui si ottiene un DMX inferiore. Una simile conseguenza è giustificata dal fatto che il modello in questione risulta essere più rigido rispetto a quello originario.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1127		-1,4098E-03		-2,3660E-03		7,4343E-03	0,00141	0,007802
1128		-1,2012E-03		-3,2489E-03		7,3921E-03	0,001201	0,008075
1129		-1,1328E-03		-4,0287E-03		7,0129E-03	0,001133	0,008088
1130		-2,0334E-03		-4,4927E-03		6,6150E-03	0,002033	0,007996

Tabella 8.12: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Dalla tabella 8.12 si nota una leggera diminuzione delle reazioni vincolari rispetto al caso acqua della “simulazione originaria”. Lo spostamento massimo sulla gomma è presente nel solito spigolo e vale 0.000737 mm; valore che dal punto di vista fisico non ha senso perché misurabile solo con strumenti di elevatissima precisione. Come ci aspetteremo, tale valore è diminuito rispetto al caso acqua della simulazione in questione ma risulta essere diminuito anche rispetto all'omologo caso della “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3602	1,6705E-02	-1,5760E-02	2,0029E-02				0,030473	0
3614	2,1923E-02	-1,3863E-03	4,6629E-02				0,051544	0
3627	2,7871E-02	-4,7207E-03	2,5004E-03				0,028378	0
3741	3,9853E-02	-1,5982E-02	1,9260E-03				0,042981	0

Tabella 8.13: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

8.5.4 Simulazione con differenti spessori: confronto acqua - aria

Obiettivo di tale simulazione è quello di variare lo spessore della bottiglia ed analizzare la reazione del modello. In particolare si andrà a diminuirli. Ci si aspetta un incremento degli spostamenti (quindi della deformazione) dato che il modello diventa meno rigido. I parametri di simulazione risultano essere:

- PET) $E = 3000 \text{ MPa}$ $\nu = 0.37$;
- EPDM) $E = 12 \text{ MPa}$ $\nu = 0.49$;

- $P_{cinghia} = 0.0041 \text{ MPa}$;
- Vincoli) Gomma: UX, UY, UZ (incastro) Fondo bottiglia: UY, ROTX, ROTZ;
- Spessori) **Parte inferiore = 0.1 mm** **Parte superiore = 0.15 mm** Collo = 2.2mm
Tappo = 0.6 mm

Modello con presenza di fluido acqua

Come in tutte le altre simulazioni, lo spostamento massimo della bottiglia è presente sempre sulla zona di contatto con la cinghia e vale 1.405mm. Come previsto, esso risulta essere aumentato rispetto alla “simulazione originaria”. Essendo cambiato lo spessore della bottiglia, oltre ad un cambiamento nel modulo dello spostamento, si ha un cambiamento della sua distribuzione (figura 8.32).

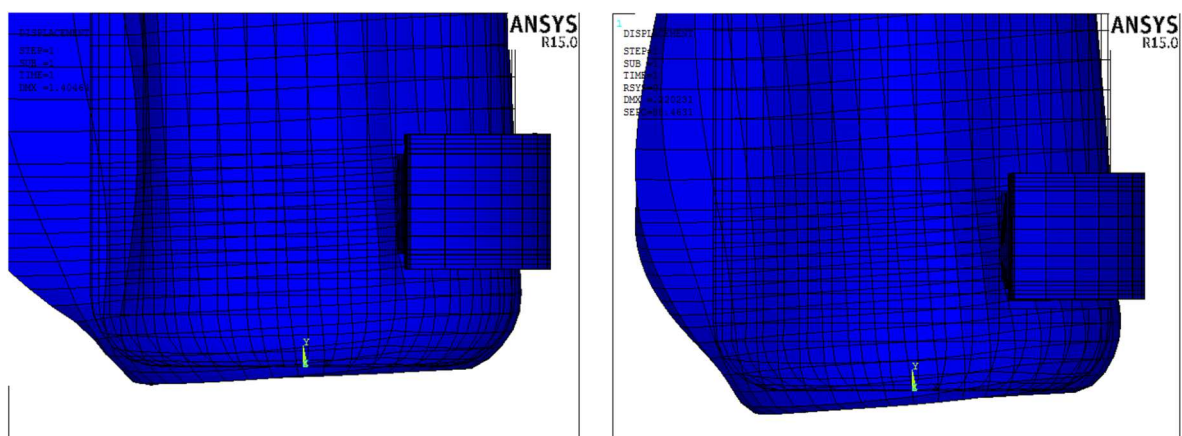


Figura 8.32: (a) deformata modello in questione; (b) deformata modello “simulazione originaria”.

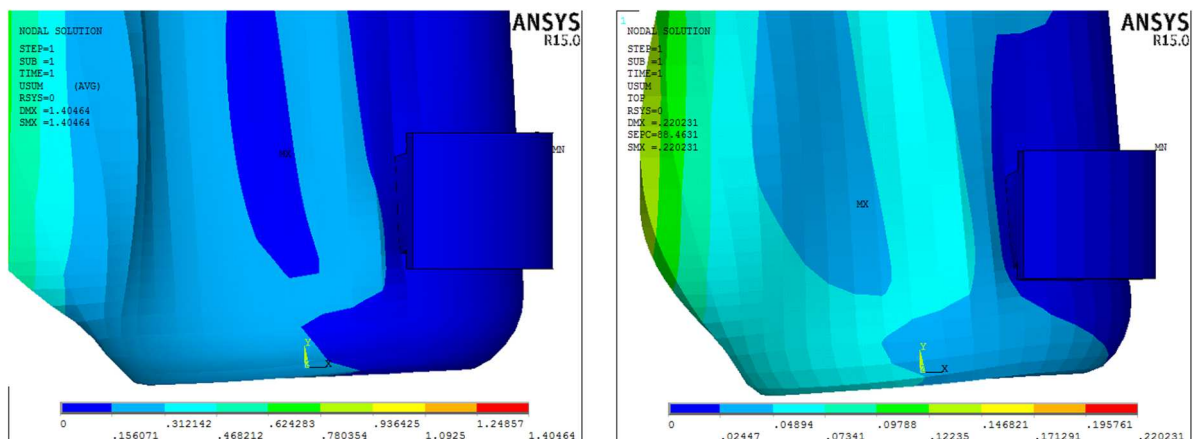


Figura 8.33: (a) spostamenti modello in questione; (b) spostamenti modello “simulazione originaria”.

Essendo variato lo spessore, per poter realizzare la convergenza si è dovuto modificare leggermente la suddivisione delle linee del modello prima della realizzazione della mesh, comportando una rinomina dei nodi. Nonostante ciò, si è potuto selezionare i nuovi nodi nelle

stesse posizioni di quelli vecchi e si sono analizzate le corrispettive reazioni vincolari (tabella 7.14).

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1141		4,2090E-02		9,7990E-03		-3,3421E-02	0,04209	0,034828
1142		4,0416E-02		1,3602E-02		-3,1218E-02	0,040416	0,034053
1143		3,9839E-02		1,6379E-02		-2,9007E-02	0,039839	0,033312
1144		3,9573E-02		1,8383E-02		-2,6822E-02	0,039573	0,032517

Tabella 8.14: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Lo spostamento massimo della gomma (presente sempre sullo stesso spigolo) risulta essere maggiore rispetto a quello della “simulazione originaria” e vale 0.0378 mm. È avvenuto un incremento dello 0.0325 mm.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3630	2,3494E-02	-2,2187E-02	2,1173E-02				0,038633	0
3642	2,7186E-02	-2,2690E-02	3,0672E-02				0,046847	0
3655	3,6566E-02	-2,9574E-02	3,6902E-02				0,059778	0
3769	4,3209E-02	-4,2012E-02	3,8257E-02				0,071384	0

Tabella 8.15: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

Modello con presenza di fluido aria

Come già accaduto nei casi precedentemente, anche in questo si evidenzia uno spostamento maggiore rispetto al caso di simulazione con acqua. Lo spostamento massimo sulla bottiglia ha un valore di 1.450 mm, maggiore di 55 µm rispetto ai 1.405 mm precedenti. Spostamento che risulta essere maggiore anche rispetto all’omologo caso della “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
1141		-8,3476E-04		-5,8693E-04		2,0161E-03	0,000835	0,0021
1142		-7,1199E-04		-8,1756E-04		1,9621E-03	0,000712	0,002126
1143		-5,2756E-04		-1,1354E-03		1,8544E-03	0,000528	0,002174
1144		-1,3189E-03		-9,8806E-04		2,1579E-03	0,001319	0,002373

Tabella 8.16: reazioni vincolari dei nodi presenti sul fondo della bottiglia.

Lo spostamento massimo dell’elemento in gomma EPDM vale 0.0612 mm ed è maggiore sia rispetto al caso di simulazione con acqua che di quello omologo della “simulazione originaria”.

Nodo	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	F _{E-Q}	M _{E-Q}
3630	6,3880E-03	-3,8333E-03	6,3066E-03				0,009761	0
3642	9,1985E-03	-2,1512E-03	1,2552E-02				0,01571	0
3655	1,2552E-02	-3,2495E-03	6,1921E-03				0,014369	0
3769	1,8115E-02	-4,8928E-03	7,5846E-03				0,020239	0

Tabella 8.17: reazioni vincolari dei nodi presenti sulla parte posteriore della gomma.

9. Analisi del modello tridimensionale

Nel seguente paragrafo si analizzano gli spostamenti e lo stato di tensione e deformazione del modello tridimensionale (*shell63* e *solid95*) realizzato nel capitolo 7. Ricordiamo che si tratta di un modello che analizza il sistema di bloccaggio nel solo istante temporale in cui si ha un angolo di contatto cinghia-bottiglia pari a 30° (primo contatto, quindi caso peggiore). L'andamento degli spostamenti verrà analizzato solamente mediante l'uso della *nodal solution* (soluzione calcolata sui nodi del modello ad elementi finiti), mentre lo stato di deformazione e tensione verrà analizzato sia con la *nodal* che *element solution* (soluzione mediata sugli elementi del modello). Per meglio visualizzare i risultati si imposta un fattore di scala (*scal factor*) che produce un ingrandimento delle zone interessate dall'analisi pari a 55.6 dove non specificato.

9.1 Analisi degli spostamenti

L'analisi degli spostamenti è possibile realizzarla attraverso la sola *nodal solution* e prendendo in considerazione il sistema di coordinate cartesiane. Effettuare una preliminare analisi degli spostamenti è fondamentale perché, mediante le equazioni di congruenza, sono legati alle deformazioni. Quindi, capire cosa accade al modello in termini di spostamento significa capire anticipatamente come esso si deforma.

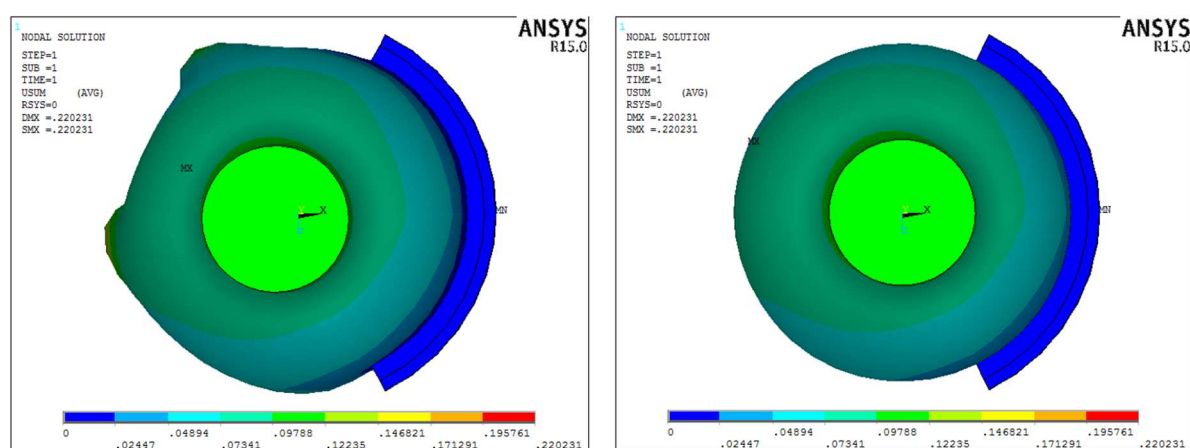


Figura 9.1: (a) spostamenti in scala 1:55.6 ; (b) spostamenti in scala 1:1.

Dalla figura 9.1a si deduce immediatamente che lo spostamento maggiore si ha sulla parte di contatto della bottiglia con la cinghia. Infatti, nella suddetta zona si ha un incurvamento (rientro) della bottiglia verso l'interno, con la formazione di due rigonfiamenti (sporgenze) laterali. La situazione reale viene mostrata nell'immagine 9.1b in cui il sistema bottiglia-gomma viene

rappresentato in scala reale. Da questa immagine si deduce abbastanza bene che gli spostamenti in gioco sono talmente piccoli da risultare impercipienti dall'occhio umano. Infatti il software ANSYS ci segnala un DMX (spostamento massimo del modello) pari a 0.220 mm. Questo, come detto in precedenza, è presente sulla zona di contatto cinghia-bottiglia su cui andiamo a realizzare un ingrandimento per meglio analizzarla. Per selezionare tale zona bisogna inserire i seguenti comandi:

! Selezione zona di contatto tra cinghia e gomma

Nsel, s, loc, y, 0, 106.5

Nsel, r, loc, x, -21.76, -44.15

Script 9.1: comandi per la selezione della zona di contatto cinghia-bottiglia.

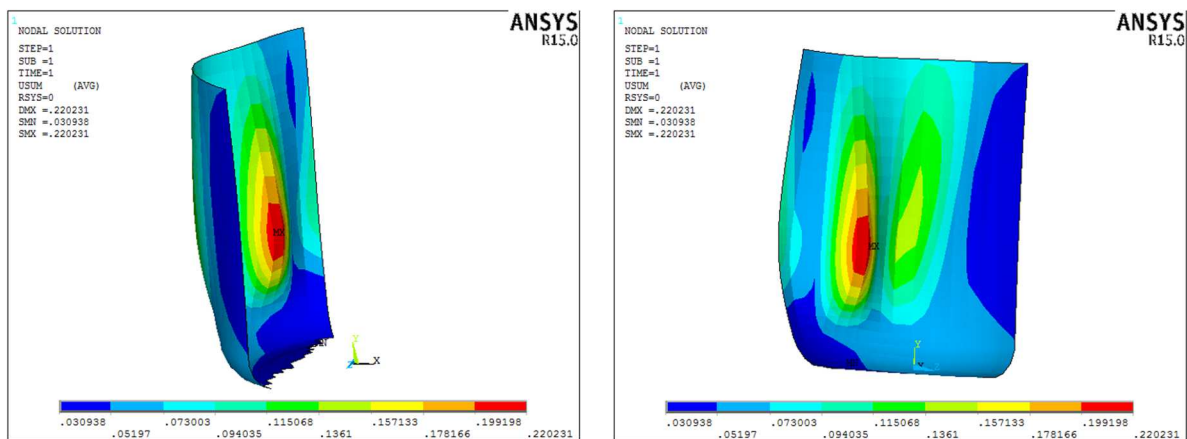


Figura 9.2: (a) zona di contatto con la cinghia; (b) rigonfiamento laterale della zona di contatto cinghia-bottiglia.

Le immagini di figura 9.2 (in scala 1:55.6) evidenziano bene il contatto della bottiglia con la cinghia. Nella prima si vede come la cinghia, premendo sul contenitore, crea il rientro di 0.220 mm (spostamento massimo all'interno di tutto il modello). Inoltre, la spinta della cinghia, essendo la bottiglia un elemento circolare, crea dei piccoli rigonfiamenti laterali (figura 9.2b) di cui solo uno risulta maggiore. Siccome quest'ultimo non raggiunge valori troppo elevati, non risulta pericoloso dal punto di vista progettuale. Se, invece, aumenta perché si incrementa la spinta esercitata, si potrebbe produrre una piegatura nella plastica che rende di scarso valore estetico il prodotto finito.

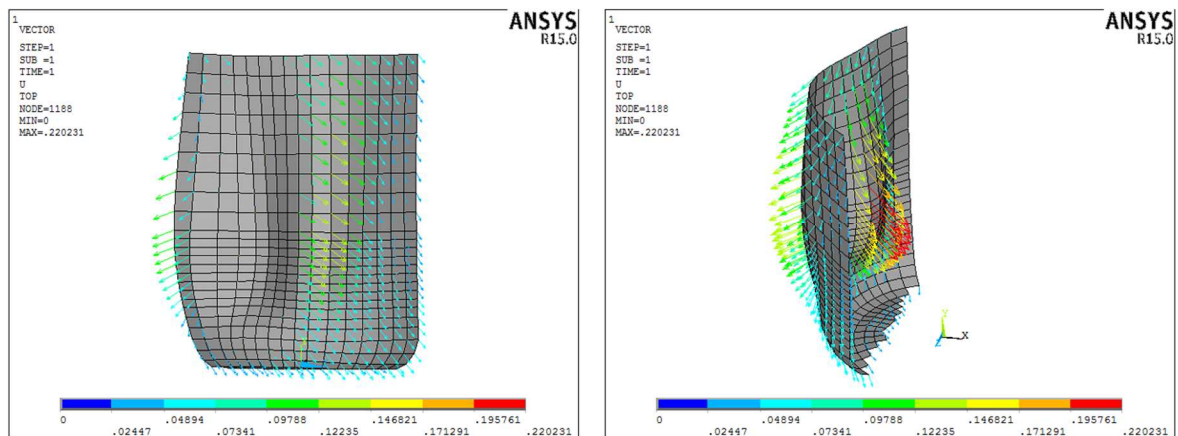


Figura 9.3: visualizzazione con modalità freccia (*vector plot*) della zona di contatto cinghia-bottiglia.

Con la modalità di “visualizzazione freccia” (figura 9.3) si può analizzare meglio come si presentano gli spostamenti del modello. Tale modalità non ci permette solo di capire quanto vale l’intensità dello spostamento delle singole zone ma anche la direzione e il verso di spostamento. Questa modalità di visualizzazione permette di capire meglio se il campo degli spostamenti può essere accettato o meno. Una delle zone del modello di forte interesse è quella del collo bottiglia. Un elevato spostamento di questa rispetto alla situazione di riposo (senza azione della cinghia) potrebbe provocare un disallineamento tra l’asse bottiglia e l’asse della testa di chiusura della torretta di tappatura. Nel caso in esame si ha uno spostamento prossimo a 0.17 mm. Per poter dire se tale spostamento è accettabile o meno bisogna confrontarlo con la tolleranza di disallineamento considerata in fase di progettazione della macchina capsulatrice.

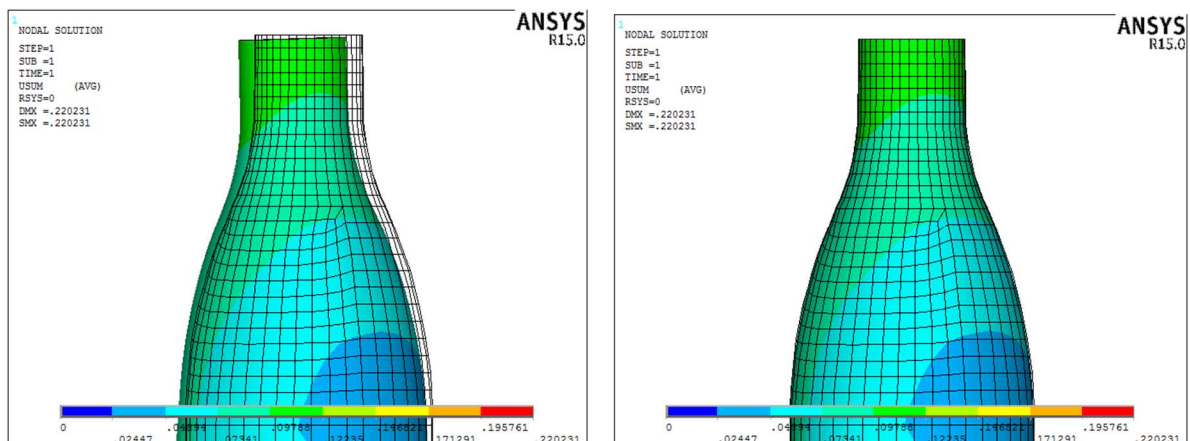


Figura 9.4: spostamento della zona del collo bottiglia: (a) scala 1:55.6 ; (b) scala 1:1.

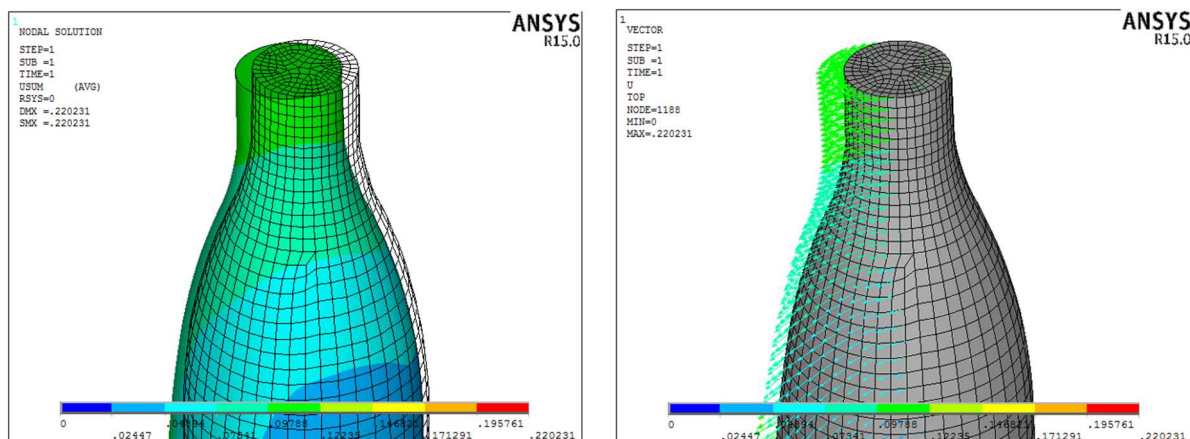


Figura 9.5: (a) visualizzazione normale; (b) visualizzazione in modalità freccia.

Altra zona di interesse all'interno del modello è quella di contatto tra la bottiglia e l'elemento in gomma EPDM. Per visualizzarla meglio si effettua una selezione mediante i seguenti comandi:

! Selezione zona di contatto tra cinghia e gomma

Nsel, s, loc, y, 10, 80

Nsel, r, loc, x, 17, 80

Script 9.2: comandi per la selezione della zona di contatto bottiglia-gomma.

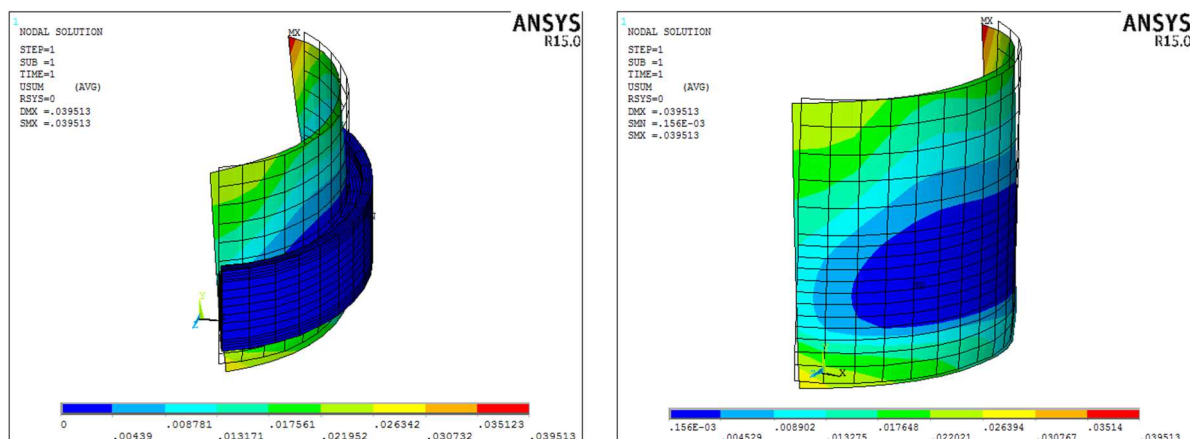


Figura 9.6: zona di contatto bottiglia-gomma EPDM.

Tale zona è quella in cui si hanno (sulla bottiglia) gli spostamenti più bassi e prossimi allo 0 perché l'elemento in gomma EPDM (con modulo di Young basso) assorbe lo spostamento della bottiglia. Questa situazione si evidenzia molto bene nella figura 9.7a in cui non sussiste grande differenza tra la configurazione indeformata e deformata.

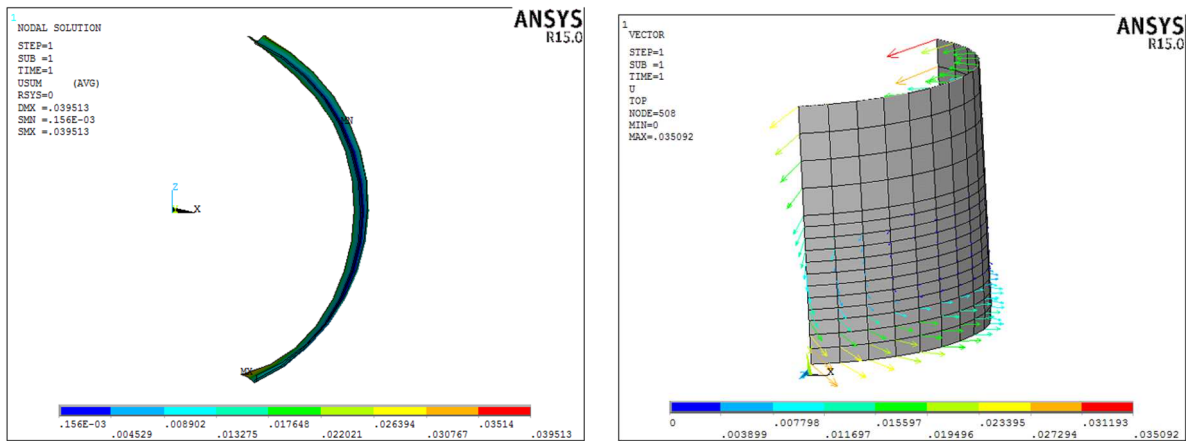


Figura 9.7: zona di contatto bottiglia-gomma EPDM: (a) modalità normale; (b) vector plot.

Analizziamo l'elemento in gomma EPDM. Per rendere maggiormente visibili gli spostamenti si utilizza un fattore scala di 500 perché sono molto più piccoli rispetto a quelli rilevati sulla bottiglia. Dalle immagini di figura 9.8 e 9.9 si nota non solo un modulo piccolo ma anche una distribuzione simmetrica su tutta la geometria. Questo risultato è un punto di vantaggio per il sistema gomma perché, con il passare del tempo, si produce una usura simmetrica. Si noti che lo spostamento massimo è presente in corrispondenza dello spigolo diametralmente opposto alla zona di contatto della cinghia con la bottiglia.

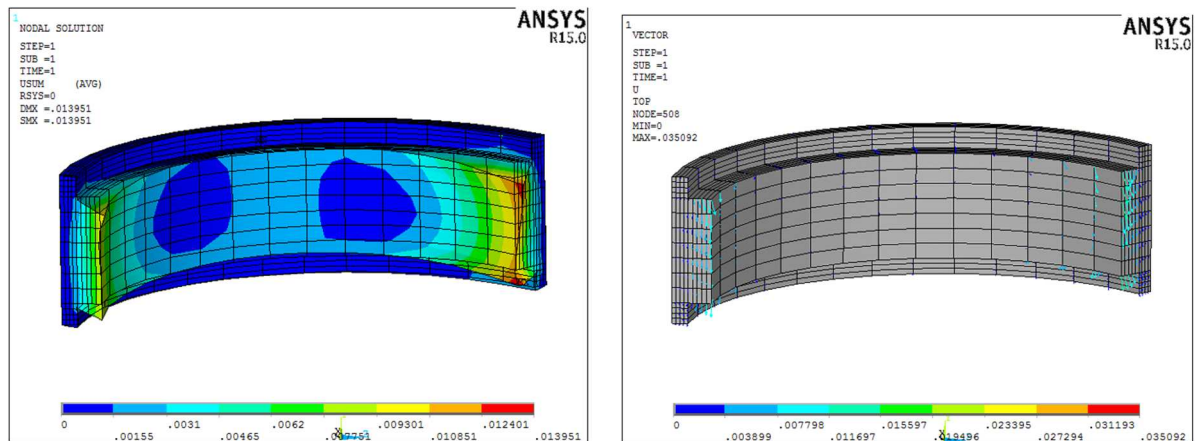


Figura 9.8: spostamenti elemento in gomma EPDM: (a) modalità normale; (b) vector plot.

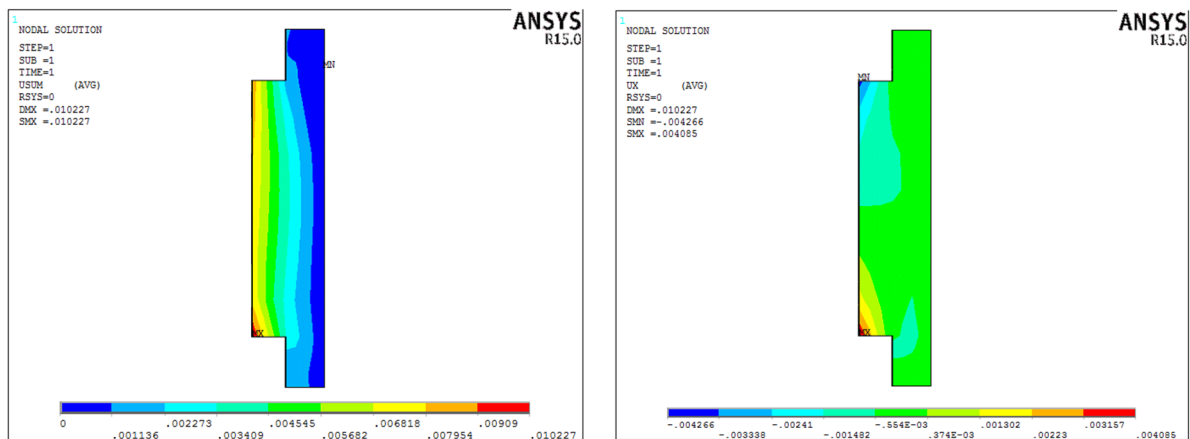


Figura 9.9: spostamenti parte laterale della gomma EPDM: (a) modulo; (b) componente X.

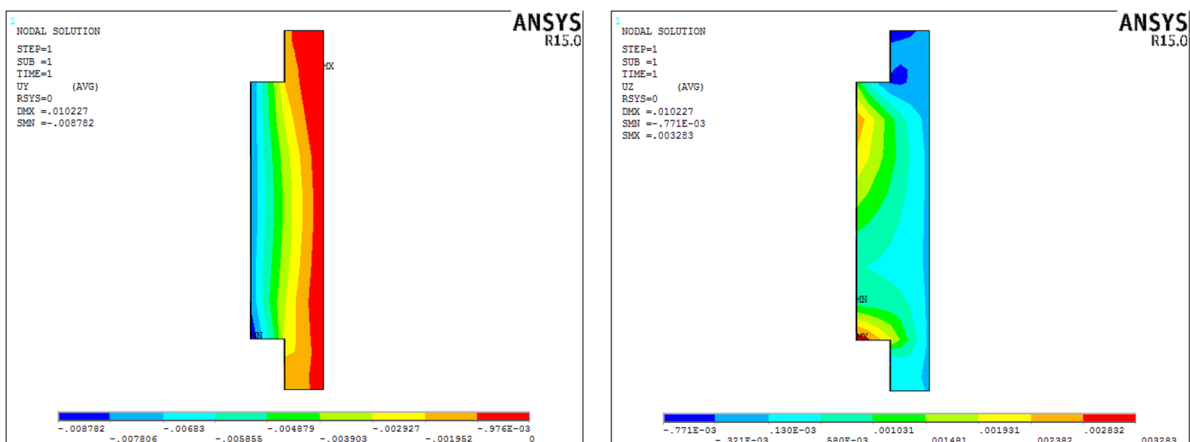


Figura 9.10: spostamenti parte laterale della gomma EPDM: (a) componente Y; (b) componente Z.

9.2 Analisi delle deformazioni

La deformazione è legata allo spostamento mediante le equazioni di congruenza. Risulta fondamentale fare una attenta analisi dello stato deformativo perchè se questo diventa troppo grande si ottiene un prodotto di scarsa qualità estetica oltre alla probabile non corretta chiusura del contenitore. Essendo la deformazione legata allo spostamento, le distribuzioni che andremo ad analizzare ora ricalcano quelle già viste nel precedente paragrafo. Infatti, le immagini di figura 9.11 sono simili a quelle di figura 9.1. Come sottolineato nella precedente sezione, si ha una rientranza della bottiglia nella zona di contatto con la cinghia. Questa provoca due sporgenze che, a causa dei bassi valori di deformazione, non risultano pericolose.

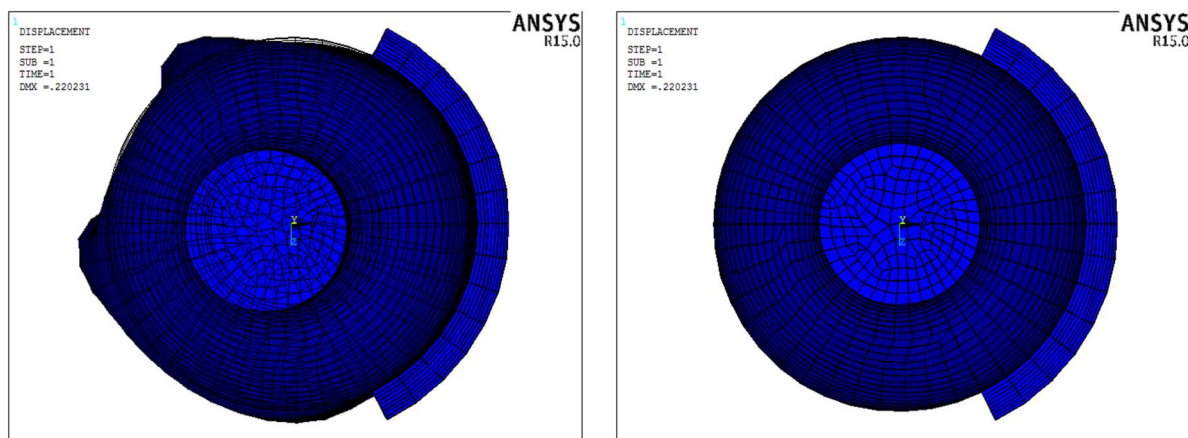


Figura 9.11: (a) deformazione in scala 1:55.6; (b) deformazione in scala 1:1.

Dalle immagini di figura 9.12 si vede la deformazione presente sulla parte del collo bottiglia che potrebbe provocare un disallineamento tra l'asse bottiglia e l'asse della testa di chiusura della macchina tappatrice. Tuttavia, il valore di questa deformazione risulta molto basso (figura 9.12b).

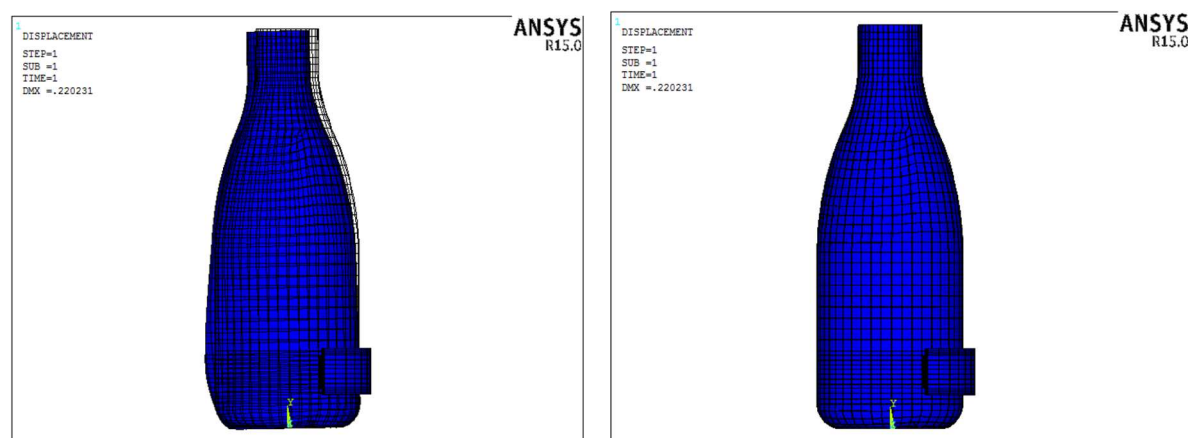


Figura 9.12: (a) deformazione in scala 1:55.6 ; (b) deformazione in scala 1:1.

Analizziamo lo stato deformativo della bottiglia attraverso la *nodal* ed *element solution*. Dalle immagini si deduce che la deformazione si concentra maggiormente nella zona in cui avviene il contatto con la cinghia e nella zona circostante il contatto con l'elemento in gomma EPDM. In quest'ultima non è presente una grande deformazione perché, come sottolineato in precedenza, avendo la gomma un modulo di Young piccolo, assorbe la deformazione della bottiglia.

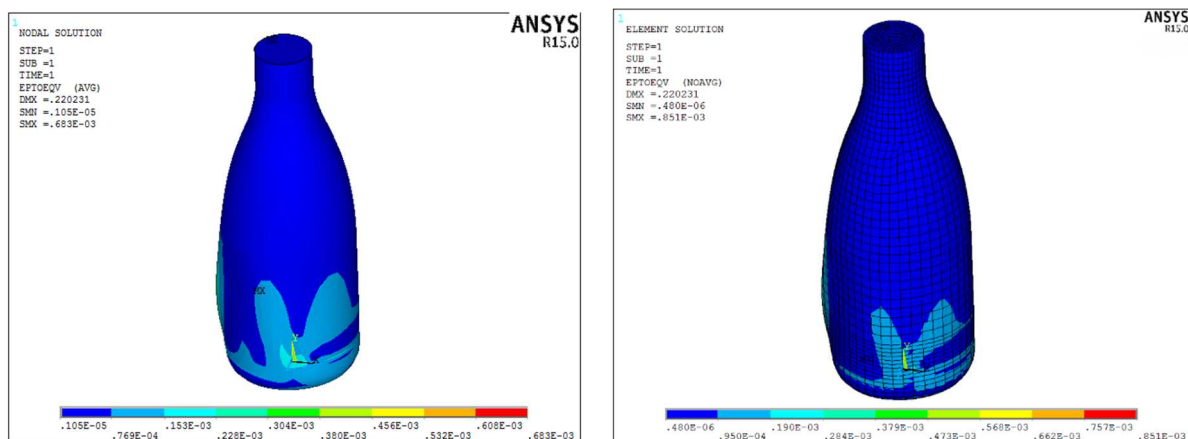


Figura 9.13: deformazione lato gomma EPDM: (a) nodal solution; (b) element solution.

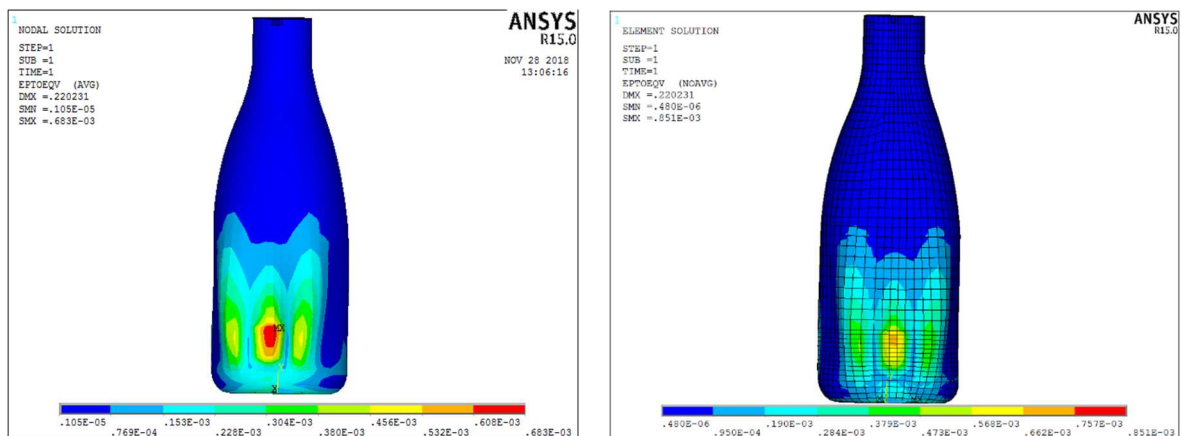


Figura 9.14: deformazione lato cinghia: (a) nodal solution; (b) element solution.

Sulla gomma, come per gli spostamenti, la deformazione è piccola. Il valore massimo si presenta sullo stesso spigolo su cui si è riscontrato lo spostamento massimo.

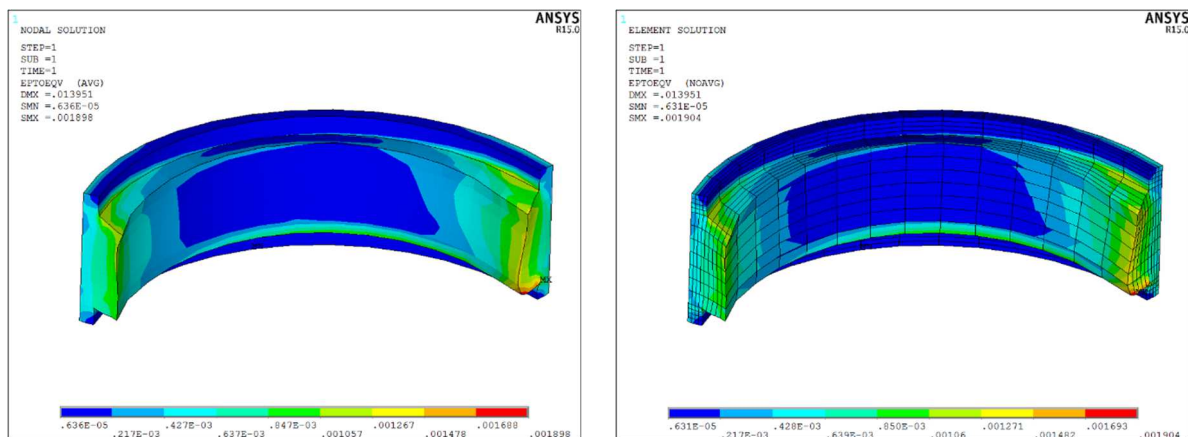


Figura 9.15: deformazione elemento in gomma: (a) nodal solution; (b) element solution.

9.3 Analisi delle tensioni

Lo stato di tensione del modello non può essere uguale a quello determinato nel capitolo di “conferma modello” perché non si rispettano le ipotesi sotto le quali viene effettuato lo studio dei gusci in parete sottili. Tuttavia, un andamento qualitativamente uguale si dovrebbe riscontrare nella zona rettilinea della bottiglia con spessore pari a 0.3 mm. Gli andamenti riportati in figura 9.17 vengono estrapolati andando a considerare le tensioni calcolate sui nodi appartenenti alle linee 55 e 56 (figura 9.16). Per la selezione di tali nodi si possono usare i seguenti comandi:

! Selezione delle linee per il calcolo delle tensioni

```
Nsel, s, loc, y, 44.4, 106.5
```

```
Nsel, r, loc, x, 19.354
```

```
Nsel, r, loc, z, 39.681
```

Script 9.2: comandi per la selezione della zona di contatto bottiglia-gomma.

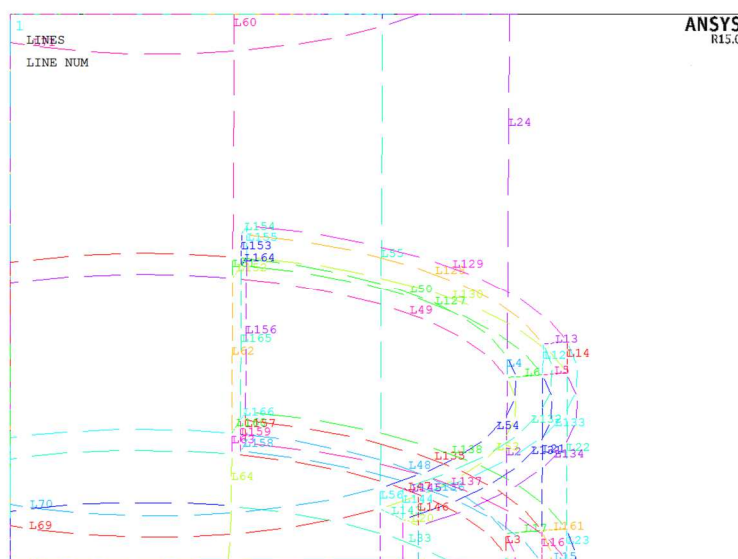


Figura 9.16: linee del modello considerato per la determinazione delle tensioni.

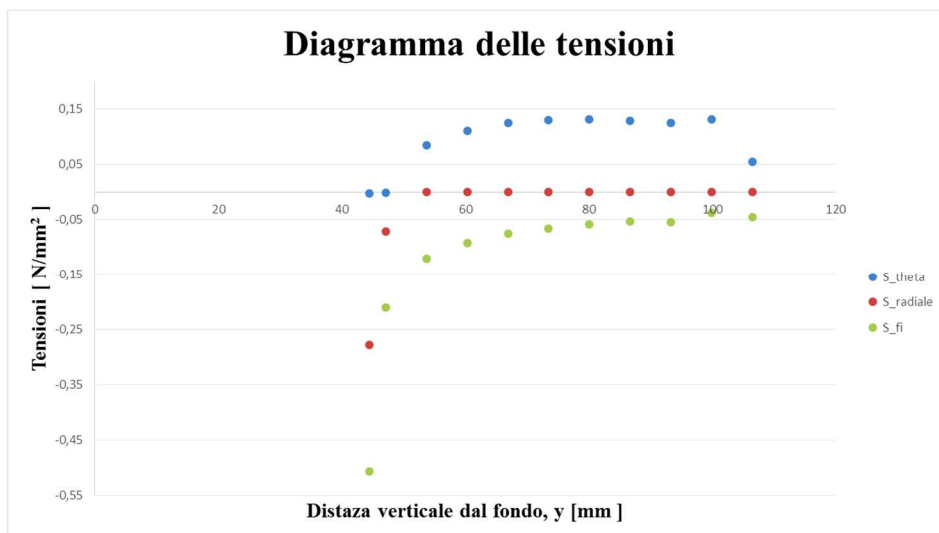


Figura 9.17: andamento delle tensioni calcolate sui nodi delle linee 55 e 56.

Dalla figura 9.17 si nota una certa somiglianza con gli andamenti delle tensioni per un guscio in parete sottile con vincolo alla base. Infatti la tensione radiale risulta essere nulla mentre la tensione meridiaiana tende ad annullarsi. Quest'ultima non sarà perfettamente nulla perché ci sono dei cambiamenti nello spessore della bottiglia e c'è l'influenza del contatto con l'elemento in gomma. Le tensioni maggiori sono presenti sulla zona di contatto con la cinghia di cui andiamo ad analizzare l'andamento della tensione equivalente del Von Mises (figura 9.18 e 9.19). Due picchi tensionali si hanno sulle due sporgenze laterali alla zona di contatto e sono dovute al ripiegamento della bottiglia verso l'interno. Nel complesso non si tratta di uno stato di tensione pericoloso per l'applicazione. Uno stato di tensione nettamente inferiore è osservabile nella zona di contatto con l'elemento in gomma EPDM che conferma il corretto funzionamento della stessa, in grado di assorbire le deformazioni della bottiglia.

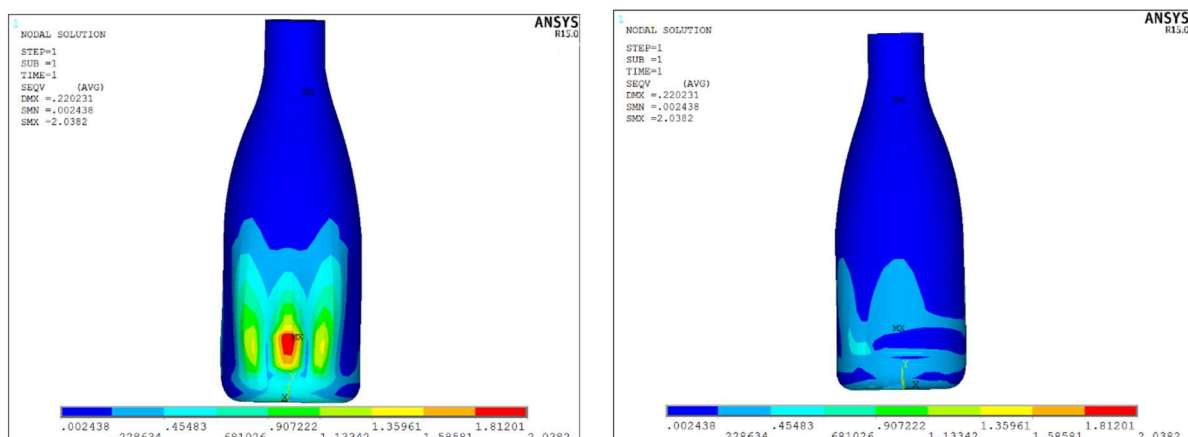


Figura 9.18: tensioni secondo la nodal solution: (a) zona contatto con cinghia; (b) zona contatto con elemento in gomma EPDM.

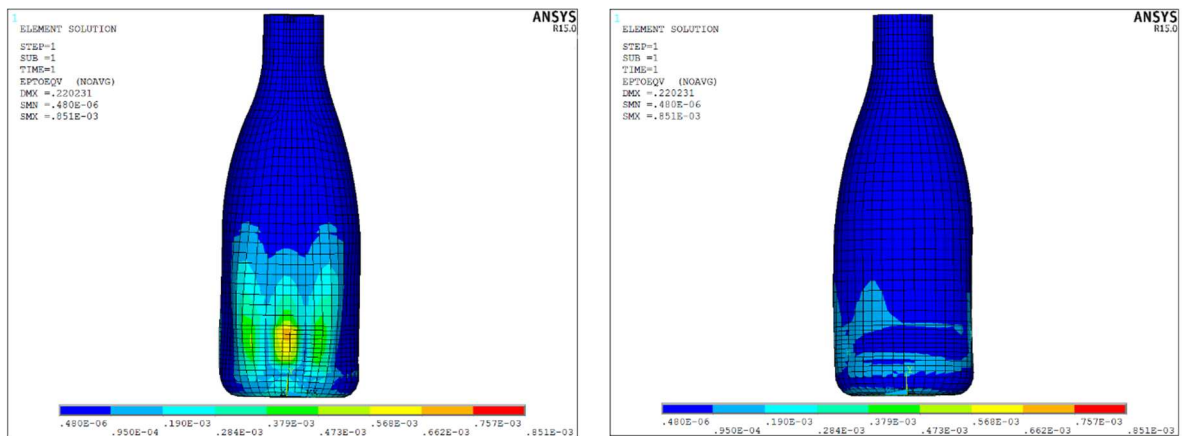


Figura 9.19: tensioni secondo la element solution: (a) zona contatto con cinghia; (b) zona contatto con elemento in gomma EPDM.

Analizzando la tensione equivalente del Von Mises sull'elemento in gomma si nota che il massimo è presente sullo stesso spigolo dove si ha il massimo spostamento e la massima deformazione. Quindi, questa parte è soggetta ad una concentrazione delle tensioni che, tuttavia, risulta non pericolosa dato il basso valore tensionale raggiunto. In generale, si può notare una distribuzione abbastanza simmetrica dello stato di tensione (figura 9.20) che implica un migliore comportamento lavorativo della gomma durante la fase di tappatura della bottiglia.

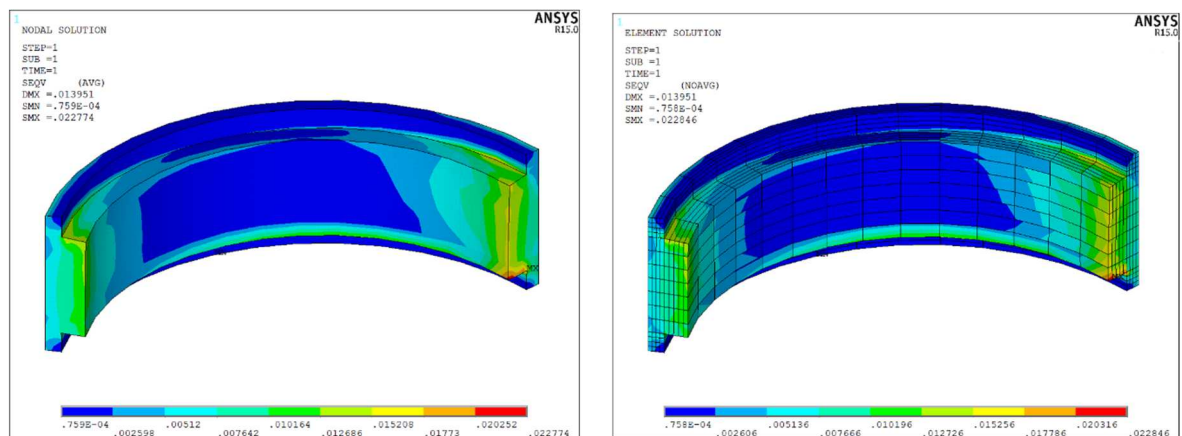


Figura 9.20: tensioni elemento in gomma: (a) nodal solution; (b) element solution.

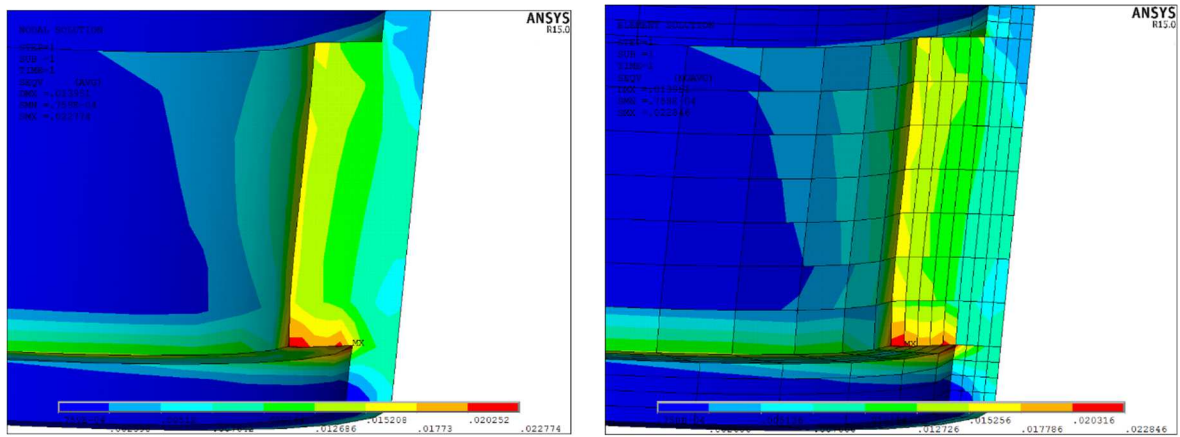


Figura 9.21: tensione massima elemento in gomma EPDM: (a) nodal solution; (b) element solution.

Conclusioni

Il lavoro di tesi qui proposto (svolto presso l'azienda AROL S.p.a) ha come obbiettivo ultimo lo studio mediante elementi finiti di un sistema di bloccaggio per macchine capsulatrici industriali. Nella prima fase di studio si è concentrata l'attenzione sulle principali materie plastiche che vengono utilizzate nel campo del packaging primario (diretto contatto con gli alimenti). In particolare, vengono analizzate le proprietà delle plastiche comunemente utilizzate per la realizzazione dei contenitori (PP, PE e PET) e di parti del sistema di bloccaggio con cinghia (EPDM e PU). Sulla base di criteri di scelta, imposti in funzione delle esigenze aziendali e con garanzia di certificazione FDA, vengono proposte delle soluzioni alternative (EVA, TPE e VMQ) ai materiali già impiegati. In particolare, le gomme siliconiche (VMQ) risultano i principali candidati a garantire le migliori prestazioni del sistema ma, a causa dei costi molto elevati e del poco sviluppo a livello commerciale, non possono essere ancora considerati una soluzione attuabile. A causa di tali motivazioni, sarebbe preferibile optare per un elastomero termoplastico (TPE). Di questi ultimi ne esistono diverse tipologie e le più adatte alla nostra applicazione in termini di durezza ammissibile, temperatura di impiego e resistenza (agli oli, all'abrasione, agli acidi e all'invecchiamento) possono essere i TPV o i TPS. Per una corretta scelta finale si dovrebbero effettuare dei test tribologici per determinare il coefficiente di attrito plastica-plastica e il grado di usura che il materiale subisce nel tempo.

Conclusa tale fase, viene effettuato uno studio di funzionamento del sistema di bloccaggio della macchina capsulatrice "free standing" con matricola 16488 e, in particolare, viene determinato lo stato di tensione che presenta la cinghia. I dati ricavati sono fondamentali per l'impostazione del modello ad elementi finiti successivamente realizzato mediante il software ANSYS Mechanical APDL. Parallelamente viene sviluppata e progettata una piccola macchina di trazione da laboratorio per la caratterizzazione delle plastiche dei contenitori. Tramite quest'ultima si determina il coefficiente di Young (E) da inserire nelle simulazioni agli elementi finiti realizzate nell'ultima fase di studio della suddetta tesi. Purtroppo, a causa della poca deformabilità del provino, non è stato possibile determinare il modulo di Poisson (ν).

Dopo la caratterizzazione dei materiali si passa alla realizzazione del modello ad elementi finiti mediante l'utilizzo del software ANSYS Mechanical APDL. In primis, viene realizzato un modello assialsimmetrico 2D che non rispecchia il corretto funzionamento del sistema di bloccaggio. Infatti il suo unico scopo è quello di mostrare la reazione di un contenitore (una bottiglia di plastica nel nostro caso) sotto l'azione di una pressione di compressione. Tale modello viene realizzato mediante l'uso di elementi diversi con lo scopo di selezionarne il migliore (*shell61*). Si passa così alla realizzazione di un modello tridimensionale mediante l'uso di elementi *shell63* e *solid95* in cui viene rappresentato l'elemento di bloccaggio in gomma EPDM e la bottiglia. L'azione della cinghia viene simulata mediante una pressione uniformemente distribuita su una piccola zona di contatto (primo contatto) determinata mediante uno studio realizzato con il software Solidworks. Il modello non presenta elementi *contact* e *target* nella zona di contatto tra bottiglia e gomma EPDM e analizza una situazione

di “contatto statico”. Inoltre, il fluido contenuto all’interno del contenitore (acqua) viene simulato mediante una pressione idrostatica. Il modello così realizzato viene assoggettato ad un calcolo di verifica variando i parametri caratteristici e vedendo se il risultato finale ottenuto è simile a quello che si predice mediante calcolo analitico secondo la teoria dei gusci in parete sottile. Vengono realizzate anche delle simulazioni di confronto tra il caso in cui il contenuto sia acqua e nel caso in cui sia aria.

Nell’ultima fase di studio viene effettuata l’analisi del campo degli spostamenti e dello stato di tensione e deformazione dell’intero sistema nel caso di primo contatto con la cinghia (condizione critica di progettazione). Da questa si evidenzia che, con i dati di pressione tutt’ora utilizzati in azienda non si ottengono degli spostamenti (quindi deformazioni) rilevanti. La zona di contatto con la cinghia (la più sollecitata all’interno dell’intero modello) subisce uno spostamento di soli 0.22 mm nel caso di fluido acqua. Questo vuol dire che, nel caso in esame, si potrebbe ancora aumentare la pressione (oltre i 3 bar) di comando del pistone del tenditore in modo da garantire un maggiore spinta della bottiglia contro l’elemento in gomma, garantendo così una maggiore azione bloccante. Tuttavia, effettuando una simile manovra, bisogna stare attenti a non avere delle deformazioni molto elevate sulla zona del collo bottiglia che porterebbero ad un disallineamento tra l’asse della stessa e quello della torretta di tappatura comportando un non corretto serraggio della capsula o, addirittura, una ovalizzazione eccessiva della suddetta zona con conseguente completa impossibilità di montaggio.

Bibliografia

- [1] Sito web della Arol S.p.a.; www.arol.com
- [2] Sito web della Food and Drug Administration; <https://www.fda.gov>
- [3] Sito web ANSYS, <https://www.ansys.com>
- [4] Sito web, www.enotecadei50.com
- [5] Sito web della compagnia REJVES machinery, <https://rejves.it>
- [6] Carmine Napoli, *Appunti sulle cinghie*
- [7] Sito web e software SOLIDWORKS, <https://www.solidworks.com>
- [8] Wikipedia, *materie plastiche*, https://it.wikipedia.org/wiki/Materie_plastiche
- [9] Hansjürgen Saechtling, *Manuale delle materie plastiche*, 9^a ed., Tecniche Nuove, 2006, [ISBN 88-481-1671-X]
- [10] Alessandro Salmi, *Introduzione alle materie plastiche*, appunti del corso di progettazione di processo con metodi numerici, 2016
- [11] *International Union of Pure and Applied Chemistry*, <https://iupac.org/>
- [12] *Peso molecolare dei polimeri*, <https://chimicamo.org/chimica-organica/peso-molecolare-dei-polimeri.html>
- [13] Filippo Cangialosi, *Proprietà e lavorazioni delle materie plastiche*, EuroPass, [ISBN 88-89354-00-3]
- [14] Vittoria Villvecchia, Gino Eigenmann, Ivo, Ubaldini, *Nuovo dizionario di merceologia e chimica applicata, volume 5*, Hoepli, 1975, [ISBN 3-527-30578-5]
- [15] Vulcano, *Shore A Shore D*, <https://www.vulcanoonline.it/2017/03/11/shore-a-shore-d/>
- [16] Wikipedia, *polipropilene*, <https://it.wikipedia.org/wiki/Polipropilene>
- [17] Brevetto Leather Tanning Drum, n.°PI98A000085, 30/12/1998
- [18] Sito web ARCOPLEX, www.arcoplex.it/polimeri/pp/
- [19] Valentina Bano, *Materiali e prodotti polimerici, tecnologie costruttive e strategie progettuali*, università degli studi di Ferrara, 2009
- [20] Dispensa di riferimento per corsi a distanza Politecnico di Torino, *Materiali polimerici*, corsiadistanza.polito.it/on-line/Materiali_flv/
- [21] Sito web Engineerplant, www.engineerplant.it
- [22] Sito web Materie Plastiche, musola metallica, <https://www.materieplastiche.eu>

- [23] Wikipedia, *polipropilene*, <https://it.wikipedia.org/wiki/Polietilene>
- [24] Wikipedia, *polietilene tereftalato*, https://it.wikipedia.org/wiki/Polietilene_tereftalato
- [25] Sito web Tecno Plastic Engineering, *catalogo*, www.tecno-plastic.it/catalogo-online.php
- [26] Giuliana Gorrasia, Valeria Bugattia, Candida Miloneb, Emanuela Mastronardob, Elpida Piperopoulosb, Laura Iemmoc, Antonio Di Bartolomeoc, 2016, *Effect of temperature and morphology on the electrical properties of PET/conductive nanofillers composites*
- [27] Wikipedia, *EPDM*, <https://it.wikipedia.org/wiki/EPDM>
- [28] Guarnipol, *Elastomeri, classificazioni, caratteristiche principali e compatibilità chimiche*, www.guarnipol.it/
- [29] Tecnogomma, *EPDM*, www.tecnogomma.com
- [30] Kuno A.J. Dijkhuis, Jacques W.M. Noordermeer, Wilma K. Dierkes, 2009, *The relationship between crosslink system, network structure and material properties of carbon black reinforced EPDM*, Department of Elastomer Technology and Engineering, Faculty of Engineering Technology, University of Twente
- [31] Pieffe, Linea STAMPAGGIO GOMMA, www.pieffesrl.com/linea-stampaggio-gomma/
- [32] Fluortecno, *cataloghi*, www.guastallo.com
- [33] Xiaowen Zhao, Jingking Ding, Lin Ye, 2012, *Structure and solvent-resistant property of fluorinated polyurethane elastomer*, Polymer Research Institute of Sichuan University, Chengdu 610065, China
- [34] Wit Witkiewicz, Andrzej Zieliński, 2006, *PROPERTIES OF THE POLYURETHANE (PU) LIGHT FOAMS*, University of Technology, Department of Materials Science and Engineering, Poland
- [35] Angelo Gennaro, Gianluca Capra, *Criteri di scelta dei polimeri*, Meccanica Plus
- [36] Wikipedia, *Etilene vinil acetato*, https://it.wikipedia.org/wiki/Etilene_vinil_acetato
- [37] Sito web Xpolymers, *EVA*, <https://www.xpolymers.it/eva.html>
- [38] DER- GOM, *AU-EVM (EVA)*, <http://www.dergom.com>
- [39] Sito web Manufacturing Terms, *EVA*, <https://www.manufacturingterms.com/Italian/EVA.html>
- [40] Eni VERSALIS, *catalogo, Greenflex, EVA*, www.distrupol.com
- [41] RESINEX, *telastomero termoplastico – TPE*, <http://www.resinex.it>
- [42] Wikipedia, *Elastomeri termoplastici*, https://it.wikipedia.org/wiki/Elastomeri_termoplastici
- [43] CTS S.r.l., *Ci sono anche io – le gomme siliconiche*, <https://www.ctseurope.com>

- [44] Silvana Serra, Federico Saggio, Aprile 2007, *Istruzioni pratiche e aggiornate sulle novità nel campo dei siliconi*
- [45] ATAG, *gomme siliconiche (VMQ)*, <https://www.atag-europe.com/it/approfondimenti/gomma>
- [46] Wikipedia, *siliconi*, <https://it.wikipedia.org/wiki/Siliconi>
- [47] Help ANSYS, Mechanical APDL
- [48] Leonardo Bertini, 2008, *Progettazione assistita delle strutture meccaniche*, Università di Pisa, Scuola di dottorato in ingegneria “ Leonardo da Vinci ”
- [49] Antonio Gugliotta, 2002, *Elementi finiti*, Otto Editore, Politecnico di Torino, Dipartimento di ingegneria Meccanica e Aerospaziale
- [50] Paola Forte, 2018, *Gusci assialsimmetrici*, Università degli studi di Pisa
- [51] Antonio Gugliotta, 2017, *Gusci assialsimmetrici: teoria membranale*, Politecnico di Torino

Ringraziamenti

Dopo lunghi e intensi anni, finalmente il fatidico giorno in cui si giunge ad uno stupendo traguardo è arrivato. Scrivere queste frasi di ringraziamento non è solo un dovere ma un immenso piacere perché fornisce quel tocco finale a questo lavoro di tesi che chiude il mio ciclo di studi (forse non definitivo). È stato un periodo di profondo apprendimento, non solo a livello scientifico, ma anche personale perché mi ha portato a vivere una delle mie più belle esperienze di vita. Ed è proprio per tale motivo che vorrei spendere due parole di ringraziamento nei confronti di tutte le persone che mi hanno sostenuto e aiutato durante questo periodo.

Prima di tutto, un ringraziamento particolare va al mio professore di tesi Aurelio Somà che mi ha saputo indirizzare nella realizzazione di questo elaborato. Ringraziamento doveroso perché è stato grazie ai suoi piccoli consigli che sono riuscito a raggiungere questo risultato finale e a concepire l'attività di tesi non come una semplice prova finale ma come una sfida e un'avventura da conquistare giorno dopo giorno.

Un immenso grazie va anche al mio supervisore aziendale Andrea che ho potuto conoscere durante questa mia permanenza in AROL. Un grazie è doveroso soprattutto per la pazienza e l'ascolto prestatomi nei momenti in cui ho chiesto un consiglio e per la fantastica collaborazione prestatami al fine di realizzare parti dell'elaborato.

Elencare tutti gli amici che ho incontrato durante questo straordinario percorso mi viene davvero difficile. Ho condiviso con loro le più belle gioie e i più brutti periodi. Ci siamo sostenuti sempre a vicenda e quando qualcuno di noi vedeva il buio, gli altri tiravano luce del traguardo. Nessuno tra me, Fiorello, Rosario, Antonio e Matteo potrà dimenticare le infinite notti passate insieme a fare i progetti di costruzione di macchine e fisica tecnica. Non posso non citare i miei coinquilini Alessandro e Simone con cui ho condiviso straordinari momenti (straordinaria la tradizione della carbonara dell'una di notte dopo il bowling) che mi hanno rilassato mentalmente per poter affrontare i momenti più impegnativi e stressanti.

Un ringraziamento particolare va ai miei genitori. Non potrei essere ciò che sono oggi se loro non esistessero. Mi hanno guidato verso la meta con saggi e banali consigli. Devo ringraziare in particolare mia madre che, con la straordinaria capacità di ascoltare, mi ha fatto superare i momenti oscuri di questo cammino.

Un grazie di cuore a tutti!