



**UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE**  
**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

*Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche*

---

*Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica*

**Ottimizzazione numerica di un sistema di assorbimento di  
energia per un sedile ad uso elicotteristico**

*Numerical optimization of an energy absorption system for a  
helicopter seat*

Relatore:

Prof. Sasso Marco

Laureando:

Gentile Alessio





## INDICE DEI CONTENUTI

|                                                                                          |           |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>INTRODUZIONE.....</b>                                                                 | <b>17</b> |
| <b>1 STATO DELL'ARTE .....</b>                                                           | <b>20</b> |
| <b>1.1 Sistemi di assorbimento urti ad uso aeronautico .....</b>                         | <b>21</b> |
| 1.1.1 Sistemi di assorbimento energia a carico fisso (FLEA).....                         | 24        |
| 1.1.2 Sistemi di assorbimento energia a carico variabile (VLEA).....                     | 27        |
| 1.1.3 Sistemi di assorbimento energia con profilo carico-deformazione fisso (VPEA) ..... | 29        |
| 1.1.4 Sistemi avanzati.....                                                              | 30        |
| <b>1.2 Schiume ad uso ingegneristico .....</b>                                           | <b>31</b> |
| 1.2.1 Metodi di produzione delle schiume .....                                           | 36        |
| 1.2.2 Proprietà meccaniche delle schiume .....                                           | 41        |
| <b>1.3 Caratterizzazione del comportamento del materiale .....</b>                       | <b>45</b> |
| 1.3.1 Macchina di trazione-compressione.....                                             | 46        |
| 1.3.2 Test di caduta .....                                                               | 49        |
| <b>1.4 Dati di progetto e normativa di riferimento .....</b>                             | <b>51</b> |
| <b>1.5 Analisi agli elementi finiti.....</b>                                             | <b>57</b> |
| 1.5.1 Analisi dinamiche.....                                                             | 58        |
| 1.5.2 Tipologie di solutori: impliciti ed espliciti.....                                 | 63        |
| 1.5.3 Analisi non lineari .....                                                          | 66        |
| 1.5.3.1 Non linearità geometrica.....                                                    | 66        |
| 1.5.3.2 Non linearità del materiale.....                                                 | 67        |
| 1.5.4 Non linearità dovuta al contatto .....                                             | 68        |
| 1.5.5 Errori di accuratezza nell'analisi agli elementi finiti.....                       | 70        |

|                                                                                                                        |            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>2 CARATTERIZZAZIONE DEL CASO DI STUDIO.....</b>                                                                     | <b>73</b>  |
| 2.1 Geometria iniziale del sistema di assorbimento.....                                                                | 74         |
| 2.2 Realizzazione dei provini per test di caduta.....                                                                  | 76         |
| 2.3 Realizzazione del test con torre di caduta .....                                                                   | 79         |
| 2.4 Discussione dei risultati.....                                                                                     | 84         |
| <br><b>3 INFLUENZA DELLA GEOMETRIA DEI FORI .....</b>                                                                  | <b>90</b>  |
| 3.1 Preparazione dei provini.....                                                                                      | 91         |
| 3.2 Prova di compressione secondo ASTM D1621 .....                                                                     | 96         |
| 3.2.1 Campioni con foro circolare .....                                                                                | 100        |
| 3.2.2 Campioni con foro ellittico orizzontale .....                                                                    | 101        |
| 3.2.3 Campioni con foro ellittico verticale .....                                                                      | 103        |
| 3.3 Discussione dei risultati.....                                                                                     | 105        |
| <br><b>4 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI .....</b>                                                                        | <b>109</b> |
| 4.1 Geometria dei fori ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di carico senza collare contenitivo..... | 110        |
| 4.1.1 Generazione della Geometria.....                                                                                 | 111        |
| 4.1.2 Creazione della mesh .....                                                                                       | 114        |
| 4.1.3 Definizione dei materiali e delle proprietà.....                                                                 | 116        |
| 4.1.4 Definizione delle condizioni al contorno .....                                                                   | 120        |
| 4.1.5 Imposizione dei parametri dell'analisi.....                                                                      | 122        |
| 4.1.6 Analisi dei risultati.....                                                                                       | 125        |

|                                                                                                     |                |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| <b>4.2 Geometria dei fori ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di carico.....</b> | <b>128</b>     |
| 4.2.1 Analisi dei risultati.....                                                                    | 131            |
| <b>4.3 Comportamento statico .....</b>                                                              | <b>134</b>     |
| <br><b>5 CONCLUSIONI.....</b>                                                                       | <br><b>140</b> |
| <br><b>6 SVILUPPI FUTURI .....</b>                                                                  | <br><b>144</b> |
| <br><b>7 BIBLIOGRAFIA .....</b>                                                                     | <br><b>146</b> |



## INDICE TABELLE

|                                                                                |     |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabella 1 - Caratteristiche dei processi di produzione della schiuma .....     | 40  |
| Tabella 2 - Applicazioni in funzione delle velocità di deformazione [19] ..... | 45  |
| Tabella 3 - Percentuali in peso dei vari segmenti del corpo umano .....        | 52  |
| Tabella 4 - Condizioni test di caduta provino 1 .....                          | 80  |
| Tabella 5 - Risultati test di caduta 1 .....                                   | 81  |
| Tabella 6 - Condizioni test di caduta provino 2 .....                          | 82  |
| Tabella 7 - Risultati test di caduta 2 .....                                   | 83  |
| Tabella 8 - Classificazione provini test di compressione .....                 | 94  |
| Tabella 9 - Dimensionamento fori passanti per provini di compressione .....    | 95  |
| Tabella 10 - Condizioni test di compressione .....                             | 98  |
| Tabella 11 - Caratteristiche meccaniche PVC .....                              | 118 |
| Tabella 12 - Caratteristiche meccaniche PES.....                               | 118 |
| Tabella 13 - Contatti simulazione FEM senza collare.....                       | 121 |
| Tabella 14 - Contatti simulazione FEM con collare.....                         | 130 |

## INDICE DELLE FIGURE

|                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 - Evoluzione del crashworthiness design.....                                | 22 |
| Figura 2 - Modello "KRASH".....                                                      | 23 |
| Figura 3 - curva carico-deformazione sistema FLEA .....                              | 24 |
| Figura 4 - Sistemi FLEA .....                                                        | 26 |
| Figura 5 - Sistemi VLEA con matrice a rulli ed inversion tube .....                  | 28 |
| Figura 6 - Risposta dell'occupante con sistema FLEA (sx) e FPEA (dx).....            | 29 |
| Figura 7 - Schiuma a celle aperte .....                                              | 32 |
| Figura 8 - Schiuma a celle chiuse.....                                               | 33 |
| Figura 9 - Vantaggi delle schiume in campo aerospaziale .....                        | 34 |
| Figura 10 - Processo di schiumatura in autoclave.....                                | 38 |
| Figura 11 - Processo fisico di estrusione della schiuma.....                         | 39 |
| Figura 12 - Processo di iniezione di schiuma.....                                    | 39 |
| Figura 13 - Curva sforzo-deformazione di una schiuma.....                            | 42 |
| Figura 14 - Comportamento di una schiuma soggetta a compressione.....                | 43 |
| Figura 15 - Macchinario per test di caduta.....                                      | 50 |
| Figura 16 - Comportamento scocca-sedile in caso di impatto .....                     | 53 |
| Figura 17 - Test di validazione assorbitore .....                                    | 55 |
| Figura 18 - Manichino Hybrid III .....                                               | 56 |
| Figura 19 - Schematizzazione metodo penalty-based .....                              | 69 |
| Figura 20 - Schematizzazione sherar locking .....                                    | 71 |
| Figura 21 - Assorbitore con geometria dei fori circolare .....                       | 74 |
| Figura 22 - Schema realizzativo sistema di assorbimento con foratura circolare ..... | 76 |
| Figura 23 - Sistema di assorbimento con fori circolari e collare esterno.....        | 78 |

|                                                                                                                                                              |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 24 - Assorbitori per test di caduta .....                                                                                                             | 79  |
| Figura 25 - Decelerazione test di caduta 1 .....                                                                                                             | 80  |
| Figura 26 - Decelerazione media test di caduta 1 .....                                                                                                       | 81  |
| Figura 27 - Decelerazione test di caduta 2 .....                                                                                                             | 82  |
| Figura 28 - Decelerazione media test di caduta 2 .....                                                                                                       | 83  |
| Figura 29 - Fenomeno di instabilità nel test di caduta 1 .....                                                                                               | 85  |
| Figura 30 - Grafico decelerazione-tempo simulazione FEM assorbitore a fori circolari.....                                                                    | 86  |
| Figura 31 - Simulazione FEM geometria a fori circolari .....                                                                                                 | 87  |
| Figura 32 - Condizione dei campioni post test di caduta .....                                                                                                | 88  |
| Figura 33 - Provini di compressione senza fori.....                                                                                                          | 93  |
| Figura 34 - Geometria provini forati per test di compressione .....                                                                                          | 95  |
| Figura 35 - Provini di compressione appena realizzati .....                                                                                                  | 95  |
| Figura 36 - Instron® 5969 [26] .....                                                                                                                         | 96  |
| Figura 37 - Setup Instron® 5969 per test di compressione: (1) telaio; (2) sistema di acquisizione;<br>(3) celle di carico; (4) piastre di compressione ..... | 97  |
| Figura 38 - Campioni post test di compressione .....                                                                                                         | 99  |
| Figura 39 - Test di compressione serie 002 .....                                                                                                             | 100 |
| Figura 40 – Test di compressione serie 003 .....                                                                                                             | 101 |
| Figura 41 - Test di compressione serie 004 .....                                                                                                             | 102 |
| Figura 42 - Test di compressione serie 005 .....                                                                                                             | 103 |
| Figura 43 - Test di compressione serie 006 .....                                                                                                             | 104 |
| Figura 44 - Confronto curve test di compressione 6LAB027 .....                                                                                               | 105 |
| Figura 45 - Geometria corpo centrale ellissi orizzontali .....                                                                                               | 111 |
| Figura 46 – Geometrie con forature alternative .....                                                                                                         | 113 |
| Figura 47 – Set-up simulazione ellissi orizzontali senza collare .....                                                                                       | 115 |

|                                                                                                                   |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 48 - Curve $\sigma$ - $\epsilon$ PVC e PES test SHPB (velocità $10^2$ ) .....                              | 117 |
| Figura 49 - Geometria a ellissi orizzontali senza collare pre-simulazione FEM .....                               | 121 |
| Figura 50 - Geometria a ellissi orizzontali senza collare inizio simulazione FEM.....                             | 124 |
| Figura 51 - Decelerazione in funzione del tempo Geometria ellissi orizzontali senza collare ....                  | 125 |
| Figura 52 - Grafico delle energie Geometria ellissi orizzontali senza collare .....                               | 126 |
| Figura 53 - Collare contenitivo in Polietersulfone .....                                                          | 128 |
| Figura 54 - Geometria sistema di assorbimento ellissi orizzontali .....                                           | 129 |
| Figura 55 - Decelerazione in funzione del tempo Geometria ellissi orizzontali .....                               | 131 |
| Figura 56 - Grafico delle energie Geometria ellissi orizzontali .....                                             | 133 |
| Figura 57- Spostamento in direzione Z (sx) e tensione di Von Mises (dx) in caso di carico statico<br>ideale ..... | 135 |
| Figura 58- Spostamento in direzione Z (sx) e tensione di Von Mises (dx) in caso di seduta non<br>controllata..... | 137 |



## NOMENCLATURA

### SIMBOLI LATINI

F – Forza [N]

m – Massa [kg]

a – Accelerazione [ $\frac{m}{s^2}$ ]

G – Energia libera di Gibbs [J]; Modulo di taglio [MPa]

A – Area [ $m^2$ ]

V – Volume [ $m^3$ ]; Velocità [ $\frac{m}{s}$ ]

J – Velocità di nucleazione. [ $\frac{nuclei}{(cm^3)s}$ ]; Joule [ $\frac{kgm^2}{s^2}$ ]

Z – Fattore di non-equilibrio di Zeldovich.

N – Numero di siti di nucleazione per unità di volume.

k – Costante di Boltzmann

W – Lavoro svolto per unità di volume [J]

L – Lunghezza [m]

E – Modulo di Young [MPa]

K – Energia cinetica [J]

S – Spostamento [m]

B – Modulo di bulk [MPa]

t – Spessore [m]

P – Pressione [Pa]

## NOMENCLATURA

### SIMBOLI GRECI

$\Delta$  – Delta

$\sigma$  – Tensione [MPa]

$\varepsilon$  – Deformazione

$\rho$  – Densità [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

$\nu$  – Coefficiente di Poisson

$\dot{\varepsilon}$  – Velocità di deformazione [ $s^{-1}$ ]

### APICI E PEDICI

$F_r$  – Forza di reazione

$G_v$  – Energia libera di Gibbs per unità di volume

$G^*$  – Energia libera di Gibbs necessaria a creare nuovi nuclei

$V_b$  – Volume delle bolle

$\beta^*$  – Velocità con cui le molecole di gas vengono aggiunte al nucleo critico

$V_0$  – Velocità iniziale

$a_{lim}$  - Accelerazione limite

$F_t$  – Forza tangenziale

$F_n$  – Forza normale

$v_t$  – Velocità tangenziale

## ACRONIMI

ATD – Anthropomorphic test dummy

CAD – Computer assisted design

CCC – Closed Cell Content

CNC – Controllo numerico computerizzato

DIC – Digital Image Correlation

DIISM – Dipartimento di ingegneria industriale e scienze  
matematiche

EASA – European Union Aviation Safety Agency

FEA – Finite element analysis

FEM – Finite element analysis

FLEA – Fixed load energy absorbers

HDPE – High-density polyethylene

IMML – Impact and Material Mechanics Laboratory

LaST – Laboratorio di sicurezza trasporti

LDPE – Low-density polyethylene

MAG – Mecaer Aviation Group

MPC – Multi-point constraint

MREA – Magnetorheological energy absorbers

PA – Poliammide

PES – Polietersulfone

PET – Polietilene tereftalato

PS – Polistirene

## ACRONIMI

PTFE – Politetrafluoroetilene

PVC – Polivinilcloruro

R&D – Research and Development

SAE – Society of Automotive Engineers

SHPB – Split Hopkinson Pressure Bar

UHMWPE – Ultra high molecular weight polyethylene

VLEA – Variable load energy absorbers

VPEA – Fixed load-deflection profile energy absorbers

WAM – Weighing and Adjusting Module



# INTRODUZIONE

Nella seguente trattazione verrà esposto il risultato dell'attività di tirocinio curricolare svolto presso il reparto R&D dell'azienda Mecaer Aviation Group (MAG). L'azienda nasce nel 1995 come spin-off da AgustaWestland nella sede di Borgomanero (NO) e nella sede di Monteprendone (AP), già Breda Nardi. I campi di interesse principali sono: la progettazione e costruzione di equipaggiamenti tecnologici primari (sistemi di atterraggio, sistemi di controllo di volo, sistemi di attuazione idraulica, meccanica, elettroidraulica ed elettromeccanica) e di sistemi tecnologico-funzionali di cabina (allestimento, infotainment, riduzione del rumore e delle vibrazioni), destinati al settore elicotteristico e ad aerei di medio-piccole dimensioni (business jet e velivoli addestratori).

L'attività ha avuto luogo nella sede aziendale di Monteprendone, specializzata principalmente nella progettazione e nell'allestimento degli interni di cabina e nella manutenzione di velivoli privati, militari e delle forze dell'ordine. Il know-how dell'azienda si estende a tutti gli elementi chiave del design degli interni di una cabina: comfort ed ergonomia, qualità e dettagli, sistemi di intrattenimento e controllo acustico [1].

Il fulcro della ricerca è quello di ottimizzare, validare e successivamente brevettare un dispositivo, da posizionare nella parte inferiore di un sedile ad uso elicotteristico, che risulti in grado di assorbire l'energia cinetica sviluppata in direzione verticale in caso di urto derivante da atterraggio di emergenza.

Il sistema, a differenza dei competitors disponibili, verrebbe integrato direttamente sulla paratia anteriore o posteriore della cabina, così da comportare una diminuzione del peso totale del velivolo ed una conseguente riduzione dei consumi ed incremento della capacità di carico.

La tendenza principale è quella di prediligere una forma semplice, a doppio tronco di cono rovesciato, allo scopo di lasciare spazio a forme delle sedute più articolate ed ergonomiche. Si prevede inoltre la presenza di una serie di fori, utili a diminuire ulteriormente il peso complessivo del sistema. In aggiunta ai vantaggi ingegneristici citati, è possibile apprezzarne anche alcuni dal punto di vista economico, come la diminuzione della quantità di pezzi acquistati da fornitori esterni.

Brevettando il sistema, inoltre, si immetterebbe sul mercato una soluzione innovativa e molto più vantaggiosa di quelle attualmente presenti, il cui monopolio risulterà proprio nelle mani dell'azienda.

La seguente trattazione fornirà inizialmente una serie di concetti utili alla definizione della problematica in esame, permettendo così anche ad un lettore non informato sulla materia di acquisire una conoscenza di base delle tematiche trattate. Verranno, infatti, presentati dei report relativi alle schiume ad uso aerospaziale, materiale costituente il sistema di assorbimento, coadiuvati da specifiche prestazionali richieste dalle normative e da nozioni di base per il metodo agli elementi finiti.

Conclusa la sezione introduttiva, raggruppata all'interno del primo capitolo, si passerà alla caratterizzazione del caso di studio. Si fornirà, infatti, una breve descrizione della geometria del sistema di assorbimento ad uso elicotteristico identificata come migliore. Tale configurazione risulta sviluppata a partire dalle simulazioni FEM svolte da precedenti tesisti durante le relative attività curricolari. Sulla base delle informazioni a disposizione del lettore, a questo punto, si passerà alla descrizione delle analisi sperimentali svolte dal sottoscritto senza rilevanti ostacoli comprensivi.

Si procederà all'illustrazione della realizzazione e dei risultati derivanti da test di caduta svolti sulla geometria di partenza dell'assorbitore. Basandosi sull'analisi di tali dati, verranno poi sviluppate alcune considerazioni fondamentali per il proseguo dell'attività come, ad esempio, la valutazione dell'influenza della geometria dei fori sul comportamento del sistema. Quest'ultimo aspetto, nello specifico, verrà indagato attraverso dei test di compressione svolti su provini in schiuma rappresentanti differenti tipologie di foratura.

Sulla base dei risultati delle prove, infine, si renderà possibile la definizione della migliore geometria dei fori e l'implementazione di un modello agli elementi finiti. Tale simulazione avrà, infatti, il fine di riprodurre il comportamento del nuovo sistema di assorbimento in condizioni di utilizzo simili alle reali, permettendo così il calcolo della decelerazione sviluppata sull'occupante.



# 1 STATO DELL'ARTE

In questo primo capitolo si andranno a fornire delle informazioni generali relative alle tematiche che verranno poi approfondite nel seguito della trattazione, così da garantire una conoscenza di base al lettore.

Si partirà esponendo a grandi linee l'evoluzione temporale dei sistemi di assorbimento urti in campo elicotteristico, se ne fornirà una classificazione e, in conclusione, si valuteranno eventuali pregi e difetti.

Successivamente verranno approfondite le caratteristiche dei materiali viscoelastici, con particolare attenzione riservata alle schiume polimeriche. Si esporrà la motivazione per cui vengano considerate la tipologia di materiale più adatta per eseguire la funzione di assorbimento energetico, i processi produttivi ed i test svolti per ricavarne le proprietà.

Infine, si forniranno informazioni generali sulla formulazione agli elementi finiti, utilizzata per la generazione di una simulazione atta a riprodurre le condizioni di esercizio del componente e del supporto (realizzato anch'esso in schiuma polimerica).

Per quanto riguarda la normativa di riferimento, tutti i componenti costruttivi in ambito aeronautico sono vincolati da stringenti regolamentazioni, atte ad implementare l'affidabilità dei velivoli e, conseguentemente, tutelare la sicurezza degli occupanti. Questa tendenza, tuttavia, porta a limitare notevolmente la libertà dei progettisti, rendendo i processi di ottimizzazione del peso e della geometria fondamentali e laboriosi.

Nello specifico, la normativa SAE AS8049B, in accordo con le norme EASA CS-27 ed EASA CS-29, limita quella che è la massima forza trasmessa alla colonna vertebrale degli occupanti in caso di urto verticale. Lo scopo della normativa è quello di ridurre il rischio di infortuni gravi, quali paraplegie o in generale danni permanenti, in caso di impatto con il suolo. [2], [3], [4]

## 1.1 Sistemi di assorbimento urti ad uso aeronautico

Con crashworthiness si identifica la capacità di proteggere gli occupanti di un veicolo in caso di urto. I primi studi a riguardo, nel campo aeronautico, furono condotti da Hugh DeHaven nel 1940. DeHaven, unico sopravvissuto ad un incidente aereo, dimostrò per primo la possibilità di ridurre le lesioni gravi agli occupanti del velivolo attraverso una diminuzione delle forze prodotte nell'urto, proprio grazie all'utilizzo di assorbitori di energia.

Inizialmente, in caso di incidente aereo, il fulcro delle indagini era rivolto alla determinazione delle cause che avevano prodotto il crash, mentre l'analisi delle lesioni riportate dagli occupanti veniva posta in secondo piano.

Soltanto in seguito, spostando il focus sulla sicurezza dei passeggeri, si è giunti alla conclusione che, collegando in maniera rigida e salda i sedili al telaio del velivolo, e vincolando gli occupanti ai sedili attraverso sistemi di ritenzione, fosse possibile diminuire ingentemente la gravità delle lesioni riportate in caso di impatto.

Dal 1970 iniziano ad essere sviluppate le prime documentazioni definenti le linee guida per l'assorbimento dell'urto da parte del sedile. Ad oggi tutti i sedili ad uso elicotteristico soddisfano i requisiti di crashworthiness riportati dalle normative citate nel capitolo precedente. [5]

Studi successivi al 1970 permisero di evidenziare quelle che fossero le condizioni critiche durante l'impatto, tali da generare danni significativi agli occupanti vincolati al sedile. Da specifici test è emersa una buona predisposizione dei passeggeri a resistere ad impatti provenienti dalle direzioni frontali (X) e laterali (Y). Questa capacità non viene garantita, tuttavia, nel caso in cui ci si trovi in condizioni di urto verticale (Z), in cui è stata riscontrata un'enorme sensibilità, con conseguente incremento della gravità delle lesioni.

I principi di base per il design finalizzato alla resistenza agli urti hanno lo scopo di garantire un minimo di spazio vitale sufficiente per gli occupanti e limitare le forze generate nell'impatto, mantenendole ad un livello ammissibile per il corpo umano. [6]

La seguente figura ripercorre l'evoluzione della ricerca finalizzata all'incremento della sicurezza degli occupanti nei velivoli. Si può notare come tutt'ora questo processo di sviluppo sia ancora in corso ed anzi rappresenti una delle principali frontiere in campo aeronautico.

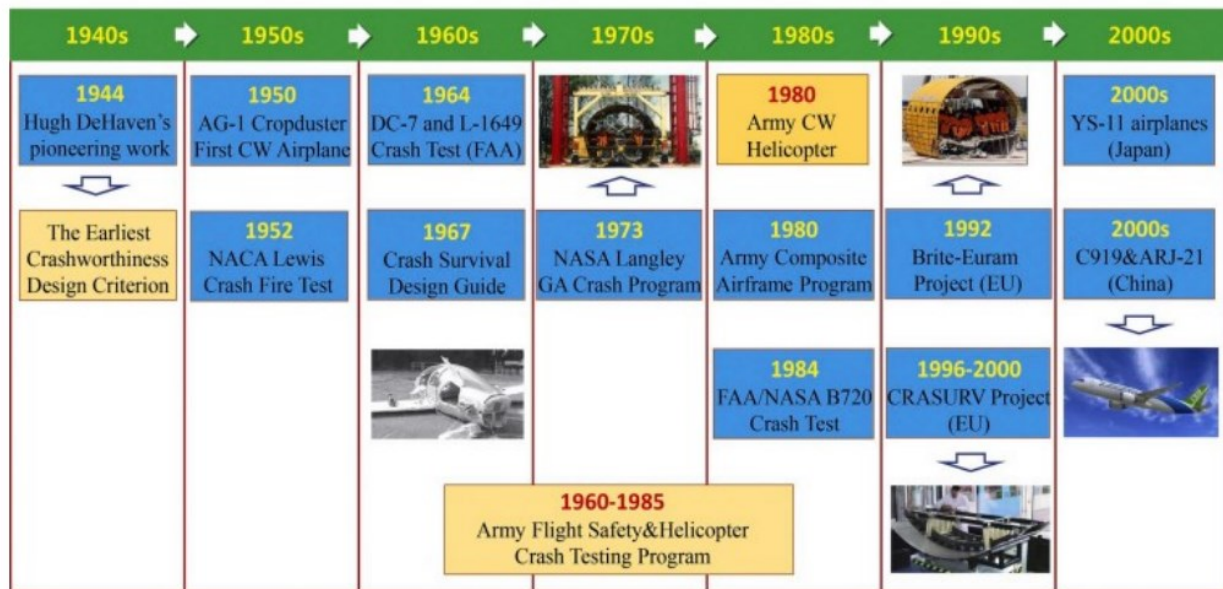


Figura 1 - Evoluzione del crashworthiness design

L'importanza di un adeguato sistema smorzante, da interporre fra sedile e fusoliera del velivolo, è esaurientemente esplicitata nel modello cinematico "KRASH", sviluppato da M. Votaw & J. Sen. Tale modello viene sfruttato in fase progettuale per una prima valutazione analitica delle forze trasmesse durante l'urto. [7]

In caso di impatto con il suolo, la decelerazione viene per prima attenuata dal carrello di atterraggio, con ruote, oppure con pattini per il solo ambito elicotteristico. Successivamente entra in gioco la fusoliera e, infine, attraverso il sedile rigidamente collegato ad essa, viene trasmessa al passeggero. Tale sistema di trasmissione della forza, che parte dal suolo e arriva fino al passeggero, può essere schematizzato come un classico sistema massa-molla-smorzatore.

La stima analitica del danno arrecato agli occupanti in caso di collisione può essere effettuata attraverso modelli matematici che tengono in considerazione la risposta dinamica del corpo umano al momento dell'impatto. Esempi di tali modelli possono essere: DRI (Dynamic Response Index), HIC (Head Injury Criteria) e IARVs (Injury Assessment Reference Values). [8]

Nella figura sottostante viene presentata una schematizzazione del modello “KRASH”, riportando il velivolo sottoforma di sistema massa-molla-smorzatore.

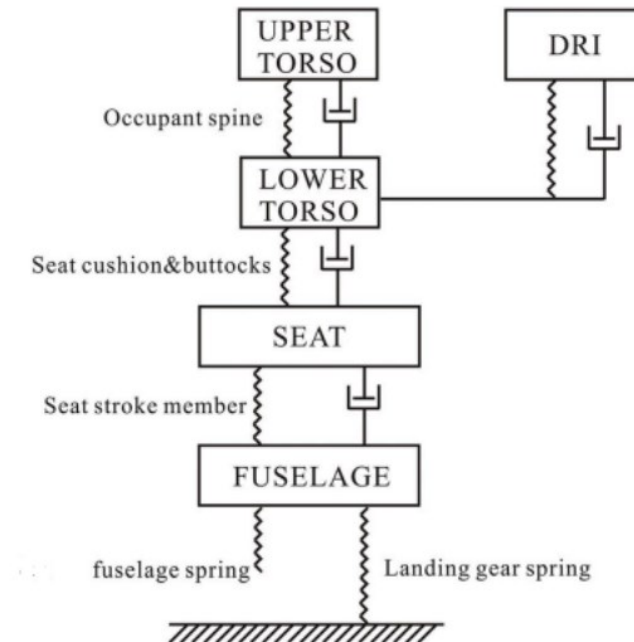


Figura 2 - Modello "KRASH"

Nonostante la varietà di sistemi per l’assorbimento dell’energia in ambito elicotteristico attualmente disponibili sul mercato ed in uso, l’idea alla base per la progettazione è la medesima e le differenze risiedono solitamente in piccoli dettagli costruttivi. Tutti gli assorbitori, infatti, sono progettati con l’obiettivo di collassare su sé stessi in maniera prevedibile e controllata.

Tale principio prende il nome di “Tube and Die”. Viene sfruttata l’energia di deformazione plastica dei tubi che sostengono il sedile allo scopo di assorbire l’energia cinetica sviluppata nel caso di urto verticale. [9]

Per quanto riguarda gli assorbitori attualmente in uso, è possibile una classificazione in quattro diverse categorie, che verranno approfondite nei prossimi sottocapitoli:

- Sistemi di assorbimento di energia a carico fisso (FLEA).
- Sistemi di assorbimento di energia a carico variabile (VLEA).
- Sistemi di assorbimento di energia con profilo di carico-deformazione fisso (VPEA).
- Sistemi di terza generazione.

### 1.1.1 Sistemi di assorbimento energia a carico fisso (FLEA)

In ordine cronologico, i FLEA rappresentano la prima tipologia di sistemi di assorbimento ad essere stati sviluppati. Tali sistemi sono venuti alla luce con l'obiettivo progettuale di massimizzare l'area sottesa dalla curva carico-deformazione, la quale rappresenta l'energia assorbita durante l'urto.

Al fine di limitare le lesioni riportate dagli occupanti del velivolo in condizioni d'impatto, è di importanza fondamentale il fatto che il picco di carico rimanga al di sotto di un valore critico imposto.

Di seguito viene riportata la curva carico-deformazione caratteristica di un assorbitore di tipo FLEA.

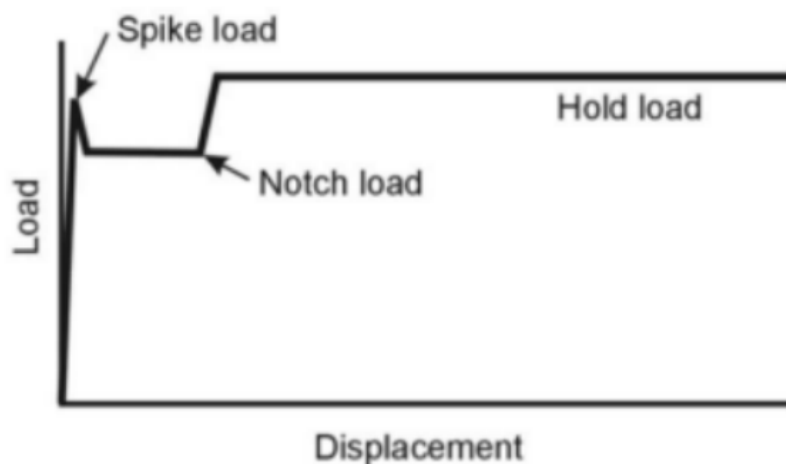


Figura 3 - curva carico-deformazione sistema FLEA

Questi sistemi, come suggerito dalla denominazione, vennero impostati su valori di carico fisso, ricavati attraverso analisi effettuate su un occupante dotato di struttura corporea pari al 50° percentile maschio. Questa scelta è stata compiuta in maniera tale da rappresentare la tipologia media di occupanti del velivolo.

L'approccio progettuale sopra presentato, comporta, tuttavia, delle notevoli limitazioni legate alla tipologia di occupante. Se sul sedile, infatti, fosse seduto un passeggero con un peso minore rispetto alla media attraverso cui è stato tarato il carico, esso sarebbe soggetto ad una maggiore decelerazione. Stesso ragionamento ma in senso opposto può essere ampliato al caso di occupante con un peso superiore alla media. In termini pratici, quanto espresso comporterebbe una maggiore probabilità di lesioni spinali per i passeggeri più leggeri a causa della maggiore decelerazione a cui

sono soggetti. Per quelli più pesanti invece, essendo sottoposti ad una minore decelerazione, andrà ad aumentare lo spazio d'arresto. Proprio lo spazio d'arresto risulta essere limitato a causa della distanza fra sedile e pianale inferiore; pertanto, in questo caso potrebbero venirsi a presentare differenti tipologie di infortuni.

La normativa di riferimento in campo militare, per gli assorbitori di energia, impone che la forza di reazione massima generata nell'urto sia minore di quella massima che un occupante maschio adulto, corrispondente al 50° percentile, è in grado di ricevere senza riportare lesioni. Risulta necessario, dunque, garantire un valore massimo della decelerazione pari a 14.5G. [10]

Attraverso la seconda legge di Newton è possibile ricavare la forza di reazione che si viene a sviluppare durante l'urto come segue:

$$F_r = m * a \quad (1)$$

Dove:

m = massa dell'occupante;

a = decelerazione che si sviluppa in caso di urto verticale.

Di seguito si procede con lo svolgimento del calcolo relativo alla forza di reazione, considerando una tipologia standard di occupante e il valore massimo ammissibile di decelerazione. La  $F_r$  derivante dall'impatto risulta essere pari a 1330.52N.

Procedendo in maniera inversa, a partire dal valore della forza appena ricavato è possibile apprezzare come, al diminuire della massa dell'occupante, la decelerazione tende ad aumentare e viceversa. Le criticità del sistema FLEA vengono ancor più messe in luce considerando il 5° ed il 95° percentile per un passeggero donna.

Nella seguente figura vengono riportate alcune soluzioni basate su sistemi FLEA con le relative curve di carico.

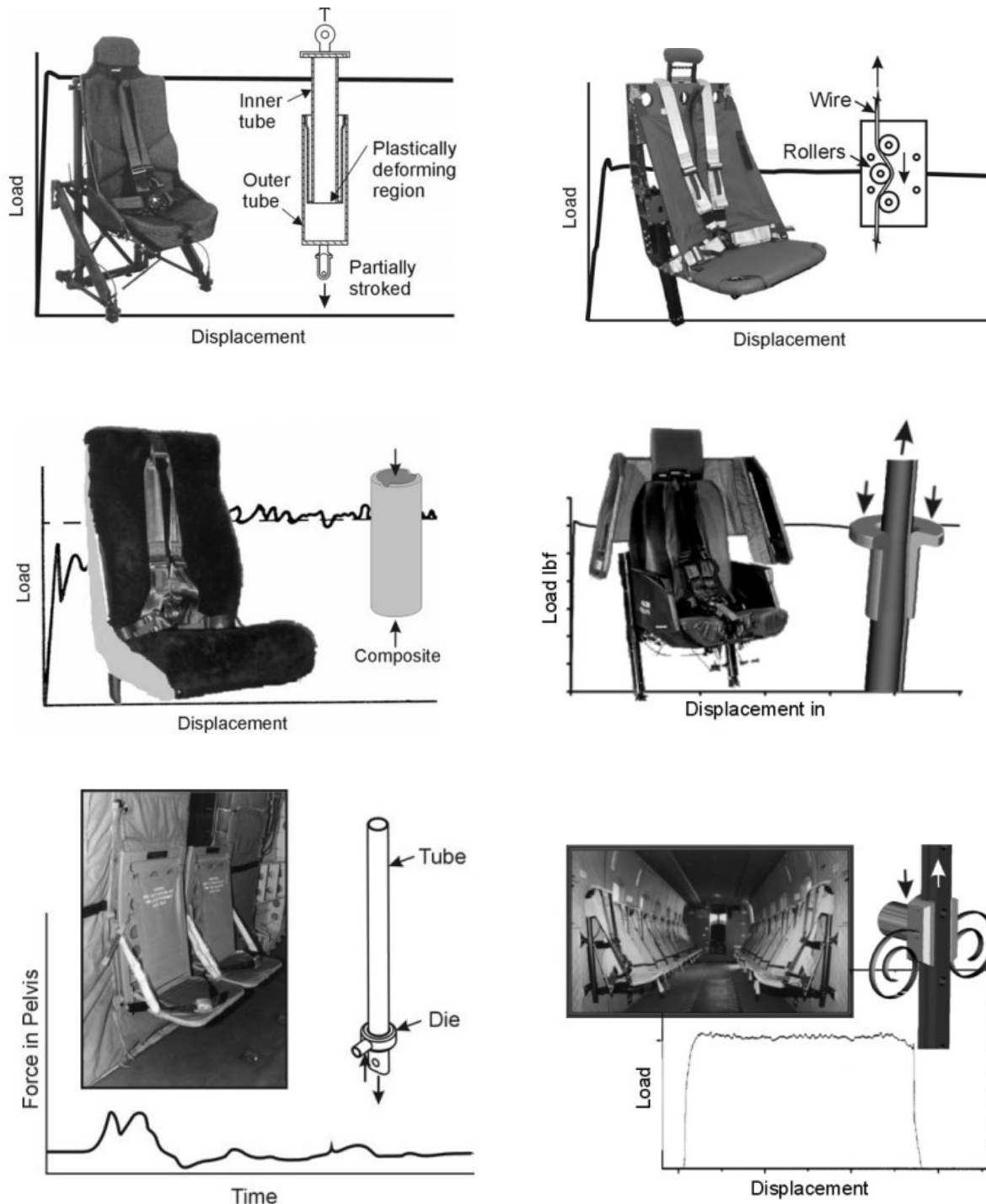


Figura 4 - Sistemi FLEA

## 1.1.2 Sistemi di assorbimento energia a carico variabile (VLEA)

I sistemi di assorbimento a carico variabile nascono con lo scopo di risolvere le problematiche, elencate in precedenza, emerse con i sistemi FLEA. L'idea di base che sta dietro a questi assorbitori è quella secondo cui il carico debba essere dimensionato in base al peso effettivo dell'occupante del velivolo, in maniera tale da garantire lo stesso livello di protezione per tutte le tipologie di passeggero.

Si cerca dunque di fornire gli stessi carichi definiti per un occupante al 50° percentile, indipendentemente dalle dimensioni e dal peso dello stesso, puntando a variare le forze di reazione che si sviluppano.

È infatti possibile notare come gli occupanti più leggeri subiscano una decelerazione ad una velocità maggiore rispetto al 50° percentile maschio. I passeggeri più pesanti, d'altro canto, saranno decelerati ad una velocità inferiore.

Per la progettazione del sistema si fa riferimento, oltre che al 50° percentile maschio, anche al 5° ed al 95° percentile, riferiti a soggetti operanti nel settore militare. Di seguito vengono riportate le masse corrispondenti a tali percentili:

- 5° percentile:  $m_{5^\circ} = 78,2 \text{ kg}$
- 50° percentile:  $m_{50^\circ} = 91,76 \text{ kg}$
- 95° percentile:  $m_{95^\circ} = 106,68 \text{ kg}$

Sfruttando ancora una volta l'equazione (1), risulta possibile ricavare il valore della decelerazione per i 3 casi di studio, nel caso di assorbitore a carico fisso. Ricordando come per il 50° percentile la decelerazione sia fissata a 14.5G dalla normativa.

- $F_r = 1.330.52 \text{ N}$
- $G_{5^\circ} = F_r / m_{5^\circ} = 17G$
- $G_{95^\circ} = F_r / m_{95^\circ} = 12.5G$

A parità di decelerazione, invece, è possibile osservare come il passeggero con un peso corrispondente al 95° percentile sia in grado di sopportare una forza di reazione  $F_r$  maggiore rispetto a quella sopportabile da un occupante di peso pari al 50° percentile. Allo stesso modo il discorso può essere esteso con facilità agli occupanti con peso pari al 5° percentile, i quali saranno in grado di sopportare una forza di reazione minore.

In termini di funzionamento, gli assorbitori VLEA, sfruttano gli stessi principi osservati per quelli a carico fisso, con la possibilità, tuttavia, di modulare le forze che si sviluppano in funzione del peso dell'occupante.

Di seguito viene presentato, come esempio, il sistema di regolazione del carico per un assorbitore VLEA con matrice di deformazione a rulli. La regolazione avviene andando a modificare la posizione orizzontale del rullo centrale. Così facendo si impartirà una diversa deformazione al cavo passante, in maniera tale da spostare il picco della forza di reazione, garantendo diversi livelli di assorbimento energetico.

Le posizioni del rullo centrale vengono poi indicizzate, mediante traguardi visivi, in funzione del peso degli occupanti, così da permettere una rapida e corretta regolazione a seconda dei casi.

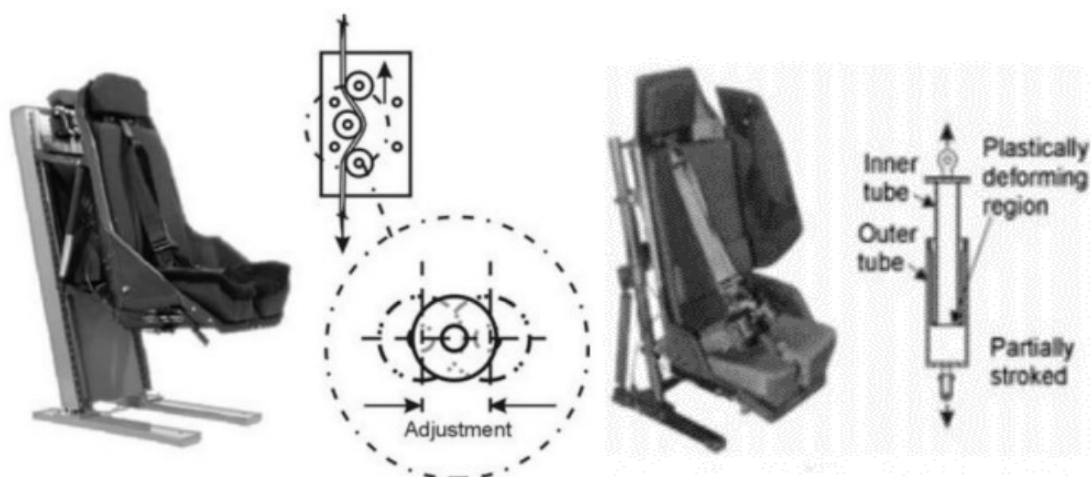


Figura 5 - Sistemi VLEA con matrice a rulli ed inversion tube

A titolo di ulteriore esempio di sistemi VLEA, vengono presentati i sistemi ad *inversion tube*. Il principio di funzionamento, come precedentemente osservato per gli assorbitori con matrice a rulli, è del tutto identico a quello dei sistemi FLEA. L'unica differenza sta nella possibilità di regolare l'energia di deformazione attraverso una ghiera graduata.

### 1.1.3 Sistemi di assorbimento energia con profilo carico-deformazione fisso (VPEA)

I sistemi di assorbimento energia con profilo di carico-deformazione fisso vengono alla luce intorno al 1970 grazie ad un'idea di Carr e Phillips, i quali puntarono ad ottimizzare l'efficienza dei sistemi in uso all'epoca.

Alla base della progettazione, vi era la convinzione che si potesse adattare la curva carico-deformazione, relativa al materiale costitutivo del sistema di assorbimento, con la risposta dinamica del corpo umano, allo scopo così di ottenere una maggiore attenuazione delle forze in gioco rispetto al caso di curva costante.

Con un profilo di carico "ondulato", infatti, si genererebbe un picco di carico che permetterebbe al corpo umano di molleggiare. Tale picco, decrescerebbe poi rapidamente per risalire successivamente ad un plateau di carico più elevato.

La seguente figura mostra come questo tipo di soluzione permetta di decelerare il corpo ad un carico medio più elevato rispetto agli assorbitori presentati in precedenza, ma, allo stesso tempo, riduca il carico sulla colonna, andando così ad evitare la zona con il picco di decelerazione più alto, responsabile delle maggiori sollecitazioni.

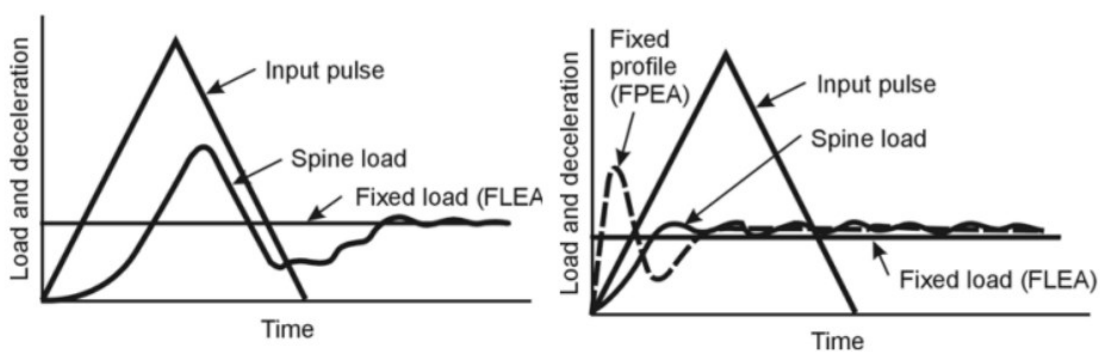


Figura 6 - Risposta dell'occupante con sistema FLEA (sx) e FPEA (dx)

## 1.1.4 Sistemi avanzati

Sotto la denominazione di sistemi avanzati, o sistemi di terza generazione, vanno ad essere racchiusi quei prodotti sviluppati tra il 1992 ed il 1997. Il fine ultimo di tale ricerca consisteva nel realizzare un sistema in grado di ottimizzare l'efficienza nell'operazione di assorbimento energetico indipendentemente dalla tipologia di occupante, riducendo drasticamente le possibili problematiche legate all'errore umano durante l'utilizzo.

Per sistemi avanzati altro non si intende se non un'implementazione dei sistemi descritti in precedenza, dove si tende ad eliminare l'errore umano durante l'operazione di settaggio del peso dell'occupante.

Al fine di raggiungere questo traguardo, si è proceduto allo sviluppo di un sistema di pesatura e correzione della modalità WAM (Weighing and Adjusting Module), in grado di calcolare il peso degli occupanti e di conseguenza regolare, in modo del tutto automatico, la configurazione dell'assorbitore, così da ottenere di volta in volta le curve carico-deformazione ottimali per ogni passeggero. Questa tipologia di dispositivi è chiamata anche Automatic Energy Absorbers (AEA).

Nonostante i buoni risultati ottenuti durante i test, i sistemi AEA non hanno riscosso grande successo sul mercato. La causa principale può essere considerata proprio la loro elevata complessità.

Per concludere la trattazione relativa a questa tipologia di assorbitori, a titolo di esempio, si presenta il sistema di assorbimento energia magnetoreologico (MREA). Tale sistema, sfrutta una particolare tipologia di olio, il quale, qualora fosse soggetto ad un campo magnetico, aumenterebbe notevolmente la propria viscosità, assumendo la conformazione di solido viscoelastico. Lo schema di funzionamento per questo tipo di sistema può essere descritto come un sistema di controllo con retroazione. [11]

## 1.2 Schiume ad uso ingegneristico

Questa tipologia di materiali, soprattutto negli ultimi anni, è stata soggetta ad una intensa campagna di ricerca. Lo scopo principale è stato quello di implementarne l'utilizzo nei settori aeronautico ed aerospaziale, sia per applicazioni ad uso civile che militare, viste le ottime prestazioni dal punto di vista meccanico in termini di rapporto resistenza/peso.

Il mercato globale della schiuma aerospaziale è stato valutato pari a \$ 5,3 miliardi nel 2020 e si prevede che raggiungerà \$ 9,5 miliardi entro il 2030.

Le schiume in questione sono generate partendo da materiali aventi una struttura cellulare a bassa densità. I campi di utilizzo spaziano dall'isolamento termico ed acustico, fino all'ammortizzamento degli impatti, soprattutto in ambito automobilistico. Proprietà caratteristiche quali rigidità, durata e resistenza al calore, inoltre, permettono di aumentarne la richiesta in numerose applicazioni aeronautiche come parti di fusoliera e pale dei rotori.

La crescita della domanda di schiume aerospaziali è imputabile ad una serie di fattori che hanno portato ad un aumento del numero di velivoli viaggianti, come:

- Incremento delle iniziative governative nell'ambito dei velivoli militari.
- Incremento del numero di tratte di viaggio per il trasporto aereo civile, soprattutto nei paesi in via di sviluppo.
- Espansione del commercio intercontinentale con conseguente incremento della richiesta di velivoli per il trasporto merci.

Di seguito si procede a fornire una breve classificazione delle schiume in base alla loro struttura ed alle conseguenti caratteristiche:

- Schiume a celle aperte.
- Schiume a celle chiuse.

La prima tipologia di schiume analizzata sono le schiume a celle aperte, esse rappresentano la classe di materiale di gran lunga più in uso, con campi di applicazione anche molto differenti fra loro. Le caratteristiche peculiari sono l'elevata leggerezza e flessibilità, le quali favoriscono l'impiego di queste schiume in differenti applicazioni industriali, come la realizzazione di tappezzerie, cuscini, apparecchiature mediche, elettroniche e molto altro ancora.

Fra le schiume a celle aperte, una delle più utilizzate in campo ingegneristico è la schiuma di poliuretano, che trova applicazione come isolante termico, acustico e assorbimento degli urti.

Questa tipologia di celle è identificabile direttamente a livello visivo, poiché presenta sulla superficie un'elevata porosità. Tale conformazione superficiale risulta dovuta alla presenza di micro-cavità al cui interno è intrappolata dell'aria.

Il processo generativo di queste schiume, come anche per quelle a celle chiuse, verrà analizzato nello specifico nel capitolo seguente. Per ora si conclude questa breve introduzione constatando che la particolare composizione permette al materiale di essere facilmente compresso, per poi tornare alla forma originale una volta eliminato il carico.



*Figura 7 - Schiuma a celle aperte*

La seconda tipologia di schiume che si viene a presentare è quella a celle chiuse. Questi materiali sono caratterizzati da una struttura interna formata da molte cavità non interconnesse fra loro, a differenza di quanto visto per le schiume a celle aperte. Le cavità vengono ottenute attraverso l'intrappolamento di gas durante il processo di generazione del materiale.

Proprio a causa della loro struttura interna, queste schiume non risultano essere abrasive ed offrono un'elevata protezione e durabilità, rendendole adatte per la fabbricazione di inserti e coperture di protezione. Sono inoltre in grado di garantire un'ottima resistenza all'umidità, agli urti, alle vibrazioni ed agli agenti chimici.

La presenza di gas all'interno delle cavità, infine, garantisce un'azione isolante dal punto di vista termico superiore rispetto a quella realizzabile con le schiume a celle aperte. Inoltre, non essendo le celle interconnesse, si impedisce l'innescio di moti convettivi del gas, aumentando ulteriormente l'isolamento.

Questa tipologia di schiume trova applicazione in tutti quei settori dove sono richieste elevate performance in termini di resistenza ed isolamento come, ad esempio, l'industria degli imballaggi, aeronautica, dei componenti elettrici e nel settore automotive.

A causa della composizione e del metodo di produzione, le schiume a celle chiuse, essendo molto più dense rispetto a quelle a celle aperte, risultano più costose.



*Figura 8 - Schiuma a celle chiuse*

Concluso il breve excursus relativo alla classificazione delle schiume, ci si torna a focalizzare sul loro impiego in campo aeronautico.

Le soluzioni composte da materiali polimerici si prestano, come già anticipato, a vari utilizzi all'interno delle industrie aeronautiche ed aerospaziali, soprattutto negli ultimi anni. Gli isolanti a base di schiume, a celle aperte o chiuse, impiegati come isolanti per vibrazioni e rumore, sono caratterizzati da elevata leggerezza e resistenza alla fiamma. Tali proprietà migliorano sia il comfort per i passeggeri del velivolo, sia l'efficienza del mezzo stesso in termini di consumo di carburante e costi di installazione dei sistemi.

La suddivisione del mercato relativo alla schiuma aerospaziale si sviluppa sulla base della tipologia di prodotto ed alla sua applicazione. Per quanto riguarda la prima classificazione, essa avviene in base al componente costituente: poliuretano, polietilene, ceramica, schiuma, metallica e altri. Mentre la classificazione in base all'applicazione avviene suddividendo tre diverse categorie: aviazione generale, commerciale e militare. [12]

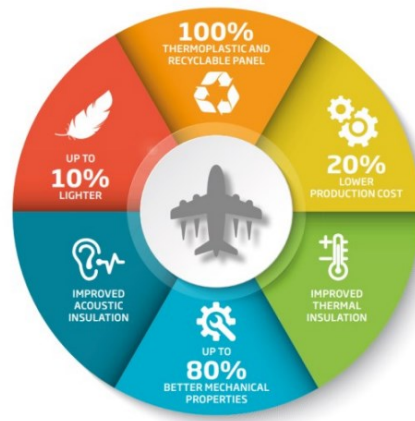


*Figura 9 - Vantaggi delle schiume in campo aerospaziale*

La normativa antincendio EASA CS 23.853, 25.853, 27.853, 29.853, viene utilizzata allo scopo di certificare le schiume che verranno installate sui velivoli. Essa va a definire differenti parametri, quali:

- Resistenza alla fiamma: in funzione della loro capacità di resistenza alla fiamma le schiume si suddividono in schiume autoestinguenti, ritardanti di fiamma, poco infiammabili o intrinsecamente autoestinguenti.
- Calore rilasciato.
- Tossicità dei fumi.
- Densità dei fumi.

La tipologia di polimeri utilizzati per la produzione di schiume aerospaziali è quella dei polimeri termoplastici. Le materie termoplastiche si presentano come polimeri amorfi o parzialmente cristallini. Sono composte da macromolecole lineari o ramificate e si ammorbidiscono in modo ripetibile al riscaldamento fino a fondere. Si solidificano invece raffreddando.

I materiali termoplastici, inoltre, possono essere saldati fra loro. I semilavorati ottenuti da quest'operazione risultano caratterizzati da una buona durezza, ma presentano la possibilità di essere agevolmente deformati a caldo. [13]

A seconda del campo di applicazione, le materie termoplastiche vengono suddivise in:

- Polietilene: ad alta densità (HDPE), caratterizzato da un'elevata resistenza agli urti, a bassa densità (LDPE) e ad alto peso molecolare (UHMWPE).
- Polistirene (PS) e polistirene espanso: il primo caratterizzato da durezza e rigidità, il secondo è una resina in forma schiumosa con basso peso specifico.
- Polietilene tereftalato (PET): materiale lavorabile per ottenere fogli molto sottili e leggeri, dotato di grande resistenza al calore e impermeabilità ai gas.
- Polivinilcloruro (PVC): materia plastica più utilizzata per via delle sue proprietà meccaniche.
- Poliammide (PA o nylon): resistente all'usura e non infiammabile.
- Politetrafluoroetilene (PTFE): comunemente noto come Teflon.
- Polietersulfone (PES): materiale termoplastico ad elevate prestazioni, noto per la sua tenacità e stabilità ad alte temperature.

## 1.2.1 Metodi di produzione delle schiume

Di seguito verranno indagate le metodologie per la generazione delle schiume ad uso aerospaziale.

Un tipico processo di schiumatura prevede quattro fasi principali:

- Dissoluzione dell'agente schiumogeno.
- Nucleazione delle bolle.
- Crescita delle bolle.
- Stabilizzazione.

Il primo passo, ossia la dissoluzione dell'agente schiumogeno, è un'operazione molto semplice che consiste nell'insufflare un'adeguata quantità di gas all'interno del polimero.

I punti più delicati del processo di schiumatura sono la nucleazione delle bolle e la crescita. Questi passaggi risultano fondamentali, in quanto determinanti le future caratteristiche meccaniche del materiale.

Per nucleazione delle bolle si intende la formazione di piccoli vuoti all'interno del polimero. Nel caso in cui le bolle si formino da un'unica fase omogenea, che non contiene al suo interno sporcizia o impurità, il processo prende il nome di nucleazione omogenea. In caso contrario, si parla di nucleazione eterogenea, quando cioè all'interno della miscela sono presenti delle piccole impurità che favoriscono la formazione di vuoti. Questa tipologia di nucleazione risulta molto più comune rispetto a quella omogenea.

La fisica dietro ai vari meccanismi di nucleazione dipende dai livelli di energia coinvolti nei sistemi. In altre parole, la nascita di bolle in un liquido o solido richiede un aumento dell'energia libera del sistema. L'energia che si libera in fase di nucleazione può essere espressa con la formula che segue:

$$\Delta G = -V_b \Delta G_v + A\sigma \quad (2)$$

dove:

$V_b$  = volume dei nuclei delle bolle;

$\Delta G_v$  = differenza di energia libera di Gibbs per unità di volume tra la fase gassosa e polimerica;

$\sigma$  = tensione superficiale del liquido o del polimero;

$A$  = area all'interfaccia.

Dalla formulazione presentata in precedenza è possibile verificare come, per facilitare la generazione di vuoti, sia sufficiente diminuire il valore della tensione superficiale, andando quindi a far calare l'energia necessaria per la nucleazione.

La teoria della nucleazione classica si basa sui tre seguenti principi di base:

- La probabilità di nucleazione è direttamente proporzionale ad una funzione esponenziale:  $e^{\left(\frac{-W^*}{kT}\right)}$ , dove  $W^*$  è il lavoro minimo richiesto per rendere il sistema instabile e generare un gran numero di bolle in fase continua.
- Vi è la continua creazione di forme stabili di nucleo con conseguente decadimento dello stesso grazie a fluttuazioni di energia.
- Nel 1931, Onsagar sviluppò un'idea che applica leggi macroscopiche a entità microscopiche, come embrioni di bolle contenenti agglomerati di molecole di gas. [14]

Sulla base di tali principi, la nucleazione, in condizioni stazionarie e nel transitorio, può essere descritta come:

$$J_s = Z\beta^* N \exp\left(\frac{-\Delta G^*}{k T}\right) \quad (3)$$

$$J(t) = J_s \exp\left(\frac{-t}{\tau}\right) \quad (4)$$

dove:

$J$  = velocità di nucleazione ( $\frac{nuclei}{cm^3 s}$ );

$Z$  = fattore di non-equilibrio di Zeldovich;

$\beta^*$  = velocità con cui le molecole di gas vengono aggiunte al nucleo critico;

$N$  = numero di siti di nucleazione per unità di volume;

$\Delta G^*$  = Energia libera di Gibbs necessaria a creare nuovi nuclei;

$k$  = costante di Boltzmann;

$t$  = periodo necessario per stabilire le condizioni di nucleazione allo stato stazionario.

Conclusa la prima parte introduttiva, relativa alla teoria della nucleazione, si procede ora all'illustrazione dei tre principali processi per la produzione delle schiume:

- Schiumatura in autoclave.
- Estrusione di schiuma.
- Iniezione di schiuma.

Il processo di schiumatura in autoclave è a sua volta suddiviso in due processi fra loro simili, che prendono il nome di metodo indotto della pressione e metodo indotto della temperatura.

Nel metodo indotto dalla pressione, il polimero è saturato di agente schiumogeno in un'autoclave, e per questo motivo, la nucleazione cellulare viene eseguita mediante variazione improvvisa della pressione del sistema. Si passa, infatti, dalla pressione dell'autoclave alla pressione atmosferica in maniera repentina. La morfologia finale della cella, infine, si ottiene raffreddando il polimero in un solvente, oppure, in via alternativa, raffreddandolo all'aria.

Il metodo indotto della temperatura è del tutto simile al metodo della pressione. L'unica differenza sta nel fatto che l'agente schiumogeno è insufflato all'interno del polimero ad una temperatura più bassa e che, dopo un periodo in autoclave, il polimero viene immerso in un bagno a base di olio bollente che ne permette la nucleazione. [15]

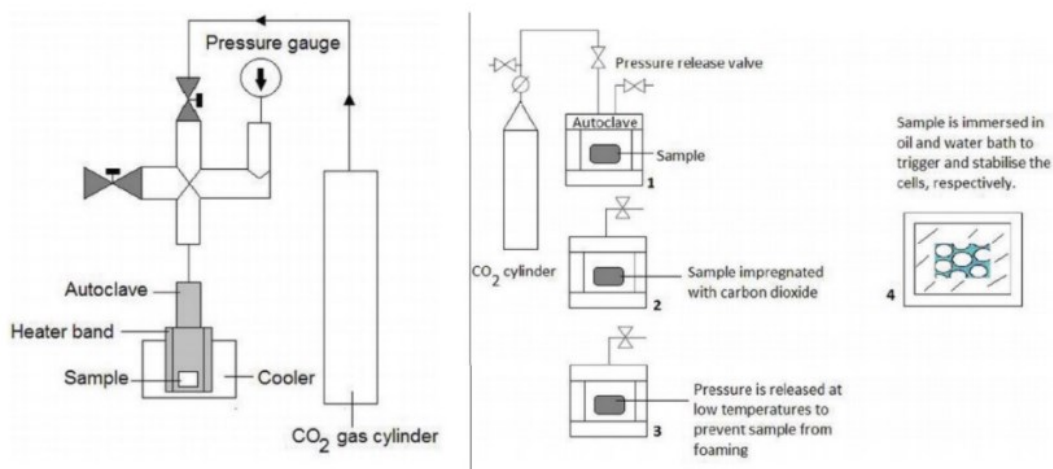


Figura 10 - Processo di schiumatura in autoclave

Per quanto riguarda invece il processo di estrusione della schiuma, anche in questo caso è possibile riconoscere due tipologie di procedimento: estrusione fisica ed estrusione chimica.

Nel processo di estrusione fisico, come mostrato nella seguente figura, il polimero viene introdotto dalla tramoggia in un tubo in pressione e l'agente schiumogeno viene insufflato successivamente. La nucleazione, infine, avviene alla fine del percorso grazie al salto di pressione.

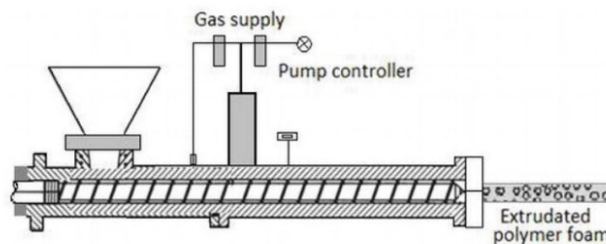


Figura 11 - Processo fisico di estrusione della schiuma

Il processo chimico di estrusione della schiuma, invece, risulta essere più semplice ed economico, a causa del fatto che non si prevede l'aggiunta di gas successivamente. Nella tramoggia, infatti, vengono aggiunti contemporaneamente sia i polimeri che gli agenti schiumogeni. Questi ultimi, grazie all'elevata temperatura e pressione del tubo, si dissolvono nel polimero.

L'ultimo processo che viene presentato è quello dello stampaggio ad iniezione di schiuma. Tale procedimento risulta molto simile allo stampaggio ad iniezione classico e, come per il processo di estrusione di schiuma, anch'esso può essere fisico o chimico, con gli stessi principi di funzionamento. Lo stampaggio ad iniezione di schiuma risulta un tipo di soluzione poco adottato, poiché necessita di una contropressione che moduli il dosaggio del polimero. Ulteriore svantaggio è la difficoltosa scelta di un ugello che non faccia fuoriuscire materiale e gas. [16]

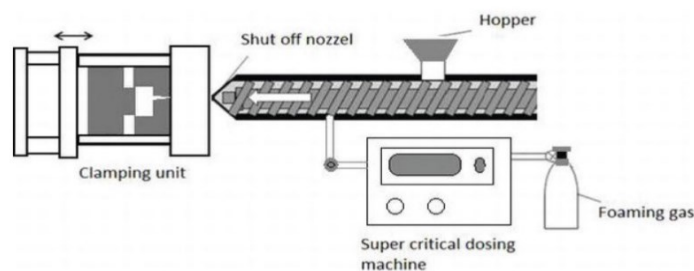


Figura 12 - Processo di iniezione di schiuma

Nella tabella seguente viene riportato il confronto fra le caratteristiche dei vari processi di schiumatura:

| <b>Criteri</b>                                                            | <b>Schiumatura in autoclave</b> | <b>Estrusione di schiuma</b> | <b>Stampaggio ad iniezione di schiuma</b> |
|---------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------|
| <b>Quantità di materiale necessaria</b>                                   | Poco materiale (gr)             | Tanto materiale (kg)         | Tanto materiale (kg)                      |
| <b>Necessità di pre-stampaggio</b>                                        | Necessario                      | Non necessario               | Non necessario                            |
| <b>Stato fisico del polimero durante l'aggiunta di agente schiumogeno</b> | Solido                          | Non necessario               | Liquido                                   |
| <b>Densità delle bolle su cm<sup>3</sup></b>                              | $10^6 - 10^{16}$                | $10^4 - 10^{11}$             | $10^4 - 10^8$                             |
| <b>Distribuzione delle bolle</b>                                          | Uniforme                        | Generalmente uniforme        | Non uniforme                              |
| <b>Qualità della superficie</b>                                           | Buona                           | Buona e lucida               | Generalmente scarsa                       |
| <b>Costo degli utensili per il processo</b>                               | Economico                       | Costoso                      | Costoso                                   |

*Tabella 1 - Caratteristiche dei processi di produzione della schiuma*

## 1.2.2 Proprietà meccaniche delle schiume

L'analisi delle proprietà meccaniche di un materiale consiste nel prevedere ed analizzare il comportamento che esso avrà a seguito di una serie di sollecitazioni, somministrate in termini di carico applicato direttamente o tramite vincoli cinematici. Il comportamento meccanico dei materiali polimerici differisce significativamente da quello classicamente identificato come elastico, anche nel caso di piccole deformazioni. La ragione di ciò deriva principalmente dalla composizione macromolecolare del materiale.

Prima di parlare più nello specifico del comportamento meccanico delle schiume è doveroso indagare più a fondo la distinzione fra schiume a celle aperte e schiume a celle chiuse. Tale differenziazione si è resa fondamentale nel processo di scelta del materiale costituente il sistema di assorbimento energia.

La distinzione tra schiume a celle aperte e schiume a celle chiuse si definisce attraverso un indice chiamato Closed Cell Content (CCC), il quale provvede a specificare il numero di celle completamente chiuse all'interno del materiale. Nel caso di celle aperte il CCC non supera il 20%, mentre una schiuma a celle chiuse non deve mai essere minore del 90%.

L'apertura delle celle è causata dalla rottura dei vuoti durante il processo di produzione, con conseguente fuoriuscita del gas dal materiale, quest'ultimo verrà poi rilasciato in atmosfera.

Le principali proprietà influenzate dal valore dell'indice CCC sono [17]:

- Costo del materiale.
- Resistenza.
- Densità.
- Isolamento acustico.
- Permeabilità all'aria e resistenza all'acqua.

La scelta di questo tipo di materiale in ambito ingegneristico è dovuta all'elevata capacità di assorbimento energetico, combinata con una bassa densità e ad un costo contenuto. Inoltre, le schiume possiedono un'elevata adattabilità dal punto di vista progettuale, essendo in grado di generare prodotti dalla geometria anche molto complessa. Le schiume possono assorbire grandi quantità di energia, rispetto al polimero costituente allo stato solido, perché sfruttano la flessione, l'instabilità e la rottura delle celle vuote prima del vero e proprio schiacciamento.

In presenza di una sollecitazione meccanica, è possibile osservare una risposta associata a meccanismi di deformazione, quali ad esempio allungamenti e variazioni angolari di legami intramolecolari, che possono far divergere di molto il comportamento del materiale da quello lineare elastico descritto dalla legge di Hooke.

Considerando il caso di studio analizzato durante l'attività di tesi, verrà indagato nello specifico il comportamento di questi materiali qualora sottoposti a carichi di compressione. In particolare, si valuteranno gli effetti dell'inserimento di fori circolari ed ellittici sulla risposta del materiale, allo scopo di definire la tipologia di foratura migliore.

La curva caratteristica risultante da una prova di compressione svolta su una schiuma viene di seguito riportata:

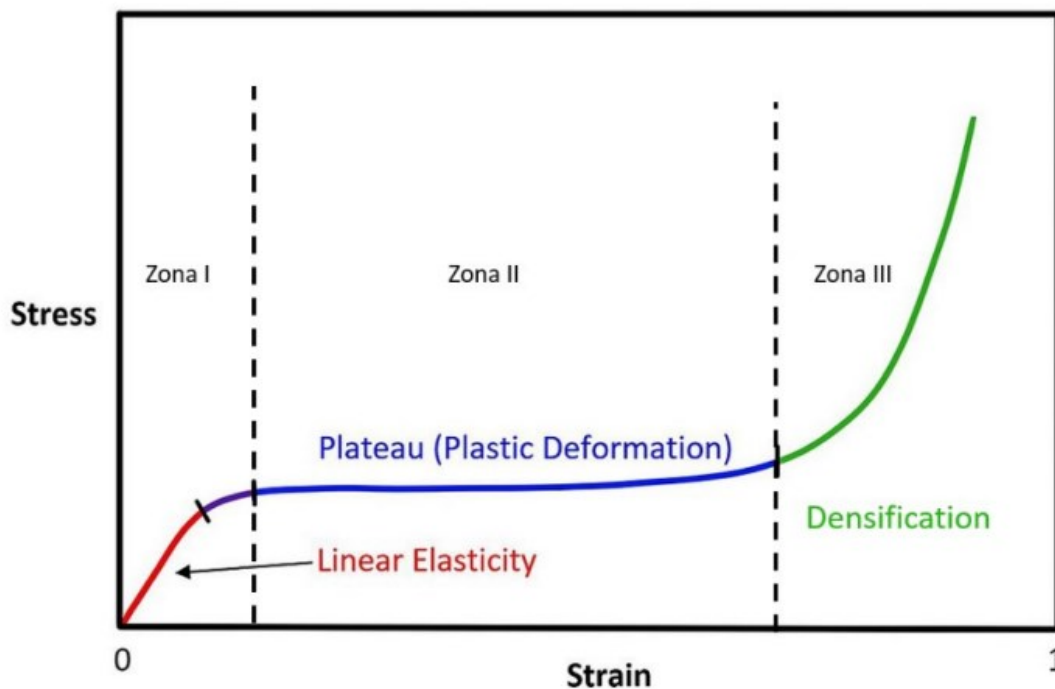


Figura 13 - Curva sforzo-deformazione di una schiuma

Come mostrato dal grafico, risulta possibile identificare tre differenti zone:

- Zona I: in questa zona il materiale si comporta in modo pseudo-elastoplastico.
- Zona II: zona estesa del plateau.
- Zona III: zona finale in cui abbiamo una rapida crescita dello sforzo dovuta alla densificazione del materiale a seguito della compressione.

Nella Zona I, detta zona elasto-plastica, risulta possibile riscontrare un andamento della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  descrivibile attraverso la legge lineare di Hooke, con pendenza del tratto lineare pari al modulo elastico della schiuma. Peculiare di questa zona è il fatto che, interrompendo la prova ed annullando così la sollecitazione meccanica, il provino non presenterebbe deformazioni residue.

Raggiunto il valore di tensione di picco alla fine della zona elastica, inizia la zona plastica. In questo tratto è possibile osservare come la forza esercitata sulla schiuma è talmente elevata da determinare il collasso delle pareti interne delle cavità per flessione o instabilità. Il collasso della struttura interna del materiale comporta un andamento delle tensioni che, una volta raggiunta la tensione di plasticizzazione, resta pressoché costante all'aumentare della deformazione. Tutto ciò si traduce in un andamento visualizzabile nella figura precedente all'interno della Zona II, ossia la regione del plateau. Proprio all'interno di tale regione avviene il maggior assorbimento energetico da parte del materiale, rendendolo utile allo scopo prefissato.

Nella Zona III si sviluppa la fase di densificazione. In tale regione le pareti, già collassate, vengono ulteriormente compattate, fino a toccarsi. Tale comportamento si traduce in un repentino, quasi verticale, aumento della tensione, fino al raggiungimento di un valore di picco.

Per quanto concerne la fase di scarico, sopra non riportata, è possibile apprezzare una variazione non lineare della tensione in funzione della deformazione.

Nella figura seguente viene raffigurato il comportamento meccanico di una schiuma nelle varie fasi della compressione:

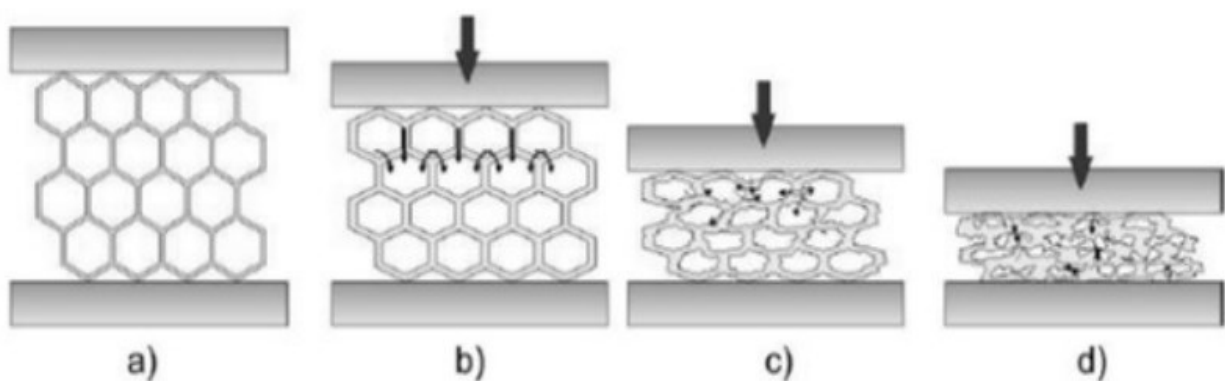


Figura 14 - Comportamento di una schiuma soggetta a compressione

- a) Struttura iniziale.
- b) Fase elastica.
- c) Plateau.
- d) Densificazione.

Il comportamento meccanico della schiuma dipende principalmente dalla composizione delle celle, in particolare dalla densità. Allo scopo di massimizzare l'assorbimento energetico risulterà necessario, dunque, agire su quest'ultimo parametro. Aumentando la densità, infatti, l'energia cinetica da dissipare si esaurirebbe in corrispondenza di un valore di deformazione minore rispetto a quello riscontrabile in un materiale a bassa densità. Allo stesso modo si genererebbero delle forze di reazione maggiori. Tale ragionamento, con considerazioni opposte, può essere esteso al caso di schiuma a bassa densità.

Il lavoro svolto, per unità di volume, allo scopo di deformare la schiuma fino ad una specifica deformazione, è pari all'energia assorbita dal materiale. Risulta, inoltre, identificabile come l'area sottesa al grafico. [18]

$$W = \int_0^{\varepsilon} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon \quad (5)$$

dove:

$W$  = lavoro svolto per unità di volume;

$\sigma$  = tensione;

$\varepsilon$  = deformazione.

## 1.3 Caratterizzazione del comportamento del materiale

Per conoscere il reale comportamento del materiale, esso deve essere testato tramite apposite prove. Ogni materiale, infatti, presenta una risposta differente in funzione delle condizioni di utilizzo.

In questo caso di studio, ad esempio, il tipo di prova, come riportato nella tabella che segue, deve essere scelto in funzione della velocità di deformazione in cui il materiale andrà ad operare.

| Velocità                 | Bassissime<br>velocità di<br>deformazione | Quasi<br>statico                   | Velocità di<br>deformazione<br>intermedie | Elevate<br>velocità di<br>deformazione | Molto elevate<br>velocità di<br>deformazione |
|--------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------------|----------------------------------------|----------------------------------------------|
| Range [s <sup>-1</sup> ] | <10 <sup>-4</sup>                         | 10 <sup>-4</sup> -10 <sup>-1</sup> | 10 <sup>-1</sup> -10 <sup>2</sup>         | 10 <sup>2</sup> -10 <sup>4</sup>       | >10 <sup>4</sup>                             |
| Test                     | Test mediante<br>pesi                     | Test di<br>trazione                | Test di caduta                            | Split<br>Hopkinson<br>Pressure Bar     | Flyer plate<br>Expansion ring                |
| Applicazione             | Creep                                     | Carichi<br>statici                 | Crash                                     | Crash                                  | Balistica<br>Esplosivi                       |

Tabella 2 - Applicazioni in funzione delle velocità di deformazione [19]

La velocità di deformazione è definita come segue:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (6)$$

dove:

$\dot{\varepsilon}$  = velocità di deformazione;

$\frac{d\varepsilon}{dt}$  = deformazione nell'intervallo di tempo.

Sulla base delle analisi svolte dai precedenti tesisti, si è optato per una caratterizzazione del comportamento del materiale, PVC, considerando i risultati derivanti da una prova sviluppata attraverso la Split Hopkinson Pressure Bar ad una velocità di deformazione pari a 10<sup>2</sup> [s<sup>-1</sup>].

Di seguito vengono riportate delle informazioni generali riguardanti le prove a cui è stato sottoposto il materiale nel corso dell'attività sperimentale.

### **1.3.1 Macchina di trazione-compressione**

La prova di trazione è una delle prove di caratterizzazione del comportamento dei materiali più importanti in ambito ingegneristico. Essa, infatti, permette di ricavare la resistenza a snervamento e a rottura di una vasta classe di materiali.

Per quanto concerne l'attività di tesi, tale prova, nel caso della compressione, è stata sviluppata con lo scopo di ricavare la migliore tipologia di geometria dei fori dal punto di vista deformativo, così da implementarla all'interno dell'assorbitore.

L'obiettivo finale, dunque, non sta nella determinazione effettiva dei valori di tensione e deformazione; quanto più in una valutazione qualitativa del processo di deformazione e di danneggiamento delle varie geometrie proposte.

Tornando alla trattazione generale, nel corso di tale prova meccanica, il provino viene assoggettato ad un carico monoassiale di trazione/compressione via via crescente al passare del tempo, innescando un processo di deformazione, il quale si sviluppa solitamente attraverso le seguenti fasi:

- Comportamento elastico.
- Snervamento.
- Comportamento plastico.
- Strizione.
- Rottura.

Il campione viene interposto fra due piastre opportunamente livellate, una delle quali è collegata ad una traversa mobile, mossa da un cilindro idraulico, che va ad impartire il carico desiderato. La forza generata dal cilindro idraulico ed applicata al provino viene registrata attraverso una cella di carico e, successivamente, caricata nell'apposito software di campionamento dati. Lo spostamento della traversa, invece, viene rilevato in tempo reale attraverso degli estensimetri posti sulle colonne del macchinario.

È possibile ricavare la deformazione che si sviluppa nel campione a seguito dell'applicazione del carico come:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (7)$$

dove:

$\varepsilon$  = deformazione del provino;

$L_0$  = lunghezza iniziale del provino;

$\Delta L$  = differenza tra lunghezza iniziale e finale.

Per quanto riguarda invece la tensione, essa risulta calcolabile come:

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad (8)$$

dove:

$\sigma$  = tensione sul provino;

$F$  = forza generata [N];

$A_0$  = area iniziale del provino [mm<sup>2</sup>].

Mediante queste semplici formulazioni, il software risulta in grado di fornire, in tempo reale, la curva tensione-deformazione del materiale. Come anticipato in precedenza, nel caso di studio in esame, il carico deve essere invertito in modo da sviluppare una prova di compressione.

La normativa ASTM D162 regola i test con carico di compressione per i materiali viscoelastici, definendo alcune condizioni fondamentali tali da considerare la prova come valida. Si riportano di seguito alcuni passaggi fondamentali relativi alla normativa, che verranno successivamente ripresi ed analizzati nei capitoli seguenti.

La norma recita che: prima di iniziare la prova, i provini a sezione circolare o quadrata debbano essere condizionati. Per condizionamento si intende il processo che permette di mantenere il provino ad una data temperatura, umidità e purezza dell'aria ben definiti, per un dato intervallo di tempo. [20]

Sempre secondo la normativa, la prova può essere eseguita in laboratorio a patto che si sviluppi in condizioni atmosferiche standard, se non diversamente specificato, di  $23 \pm 2^\circ\text{C}$  e  $50 \pm 5\%$  di umidità relativa.

Infine, allo scopo di ottenere un buon campionamento di dati anche dal punto di vista statistico, i provini devono garantire delle sezioni trasversali non inferiori rispetto ad un valore minimo, ed essere misurati come media di tre rilievi prima dell'inizio della prova. [21]

Le soluzioni ingegneristiche che generano la movimentazione della traversa possono essere di tre tipi:

- Elettrica.
- Idraulica.
- Pneumatica.

La scelta dell'alimentazione della macchina deriva da ragionamenti legati:

- ai requisiti di forza richiesti delle varie prove;
- all'ambiente di lavoro in cui la macchina si troverà ad operare;
- al controllo ed alla precisione richiesti alla traversa che andrà ad applicare la forza;
- ai costi del sistema e della manutenzione.

Approfondendo, in conclusione, il discorso relativo alla scelta dell'alimentazione in funzione dei requisiti di prova tipici, risulta chiaro che la dimensione del motore elettrico o del serbatoio di accumulo dell'aria compressa siano direttamente proporzionali alla forza che si intende generare.

Questo discorso, tuttavia, non è valido per i sistemi idraulici, i quali, sfruttando le proprietà di incomprimibilità degli oli di lavoro, risultano in grado di generare forze elevate mantenendo dimensioni relativamente compatte.

In termini di costo di acquisto, manutenzione dell'impianto ed anche velocità di movimentazione della traversa, le considerazioni precedenti tendono ad essere ribaltate. Tutti gli impianti che utilizzano fluidi idraulici, infatti, sono caratterizzati da ritardi nella risposta e costi di acquisto e manutenzione relativamente elevati.

Per quanto riguarda la velocità di movimentazione della traversa, quindi, di conseguenza, la velocità di deformazione, una macchina di trazione pneumatica risulta essere la scelta più adeguata.

### 1.3.2 Test di caduta

Tutta la trattazione relativa all'attività di tesi sperimentale si è basata sui risultati provenienti da tale tipologia di prova, svolta su un prototipo di assorbitore con foratura circolare e geometria a doppio tronco di cono, realizzato in PVC. Per tale ragione, risulta doveroso approfondirne il principio di funzionamento e fornire alcune informazioni generali.

Alla pari dei test dinamici, anche questa tipologia di prova non possiede una vera e propria documentazione di riferimento. La norma che deve essere severamente seguita è la SAE J-211, la quale fornisce valori relativi alle caratteristiche minime possedibili dagli strumenti di misura utilizzati all'interno di una prova di caduta.

Il test viene sviluppato attraverso l'utilizzo di una torre di caduta strumentata. Nella scelta della torre si deve garantire che il quantitativo di energia cinetica sviluppato sia almeno pari all'energia che si genera in condizioni di impatto, ossia 1086 J.

Sulla base di quanto appena esposto, si è optato per la realizzazione del test presso il laboratorio LaST dell'Università Politecnica di Milano.

Il laboratorio in questione, infatti, risulta dotato di una torre di caduta in grado di sviluppare una corsa della massa battente pari a 6 m. Da ciò si ricava che attraverso tale struttura è possibile testare componenti fino ad una velocità di  $10 \frac{m}{s}$ .

La traversa può essere caricata con una massa massima di 300kg, dunque, il massimo dell'energia cinetica sviluppabile corrisponde a circa 15000 J.

Per effettuare le misurazioni si utilizzano: due accelerometri posizionati sulla massa battente, allo scopo di valutare la decelerazione, ed un potenziometro a filo per poter valutare l'abbassamento del componente testato.

Al fine di valutare il reale comportamento dell'assorbitore ed aumentare la precisione nella misurazione degli spostamenti, si è effettuata una correlazione fra i valori misurati dagli strumenti e le immagini riprese da una fast cam. Tali filmati verranno poi proposti, assieme ai dati derivanti dalla prova, nel capitolo relativo alla geometria dell'assorbitore con fori circolari.

Nella seguente immagine viene riportato un esempio del setup appena descritto:

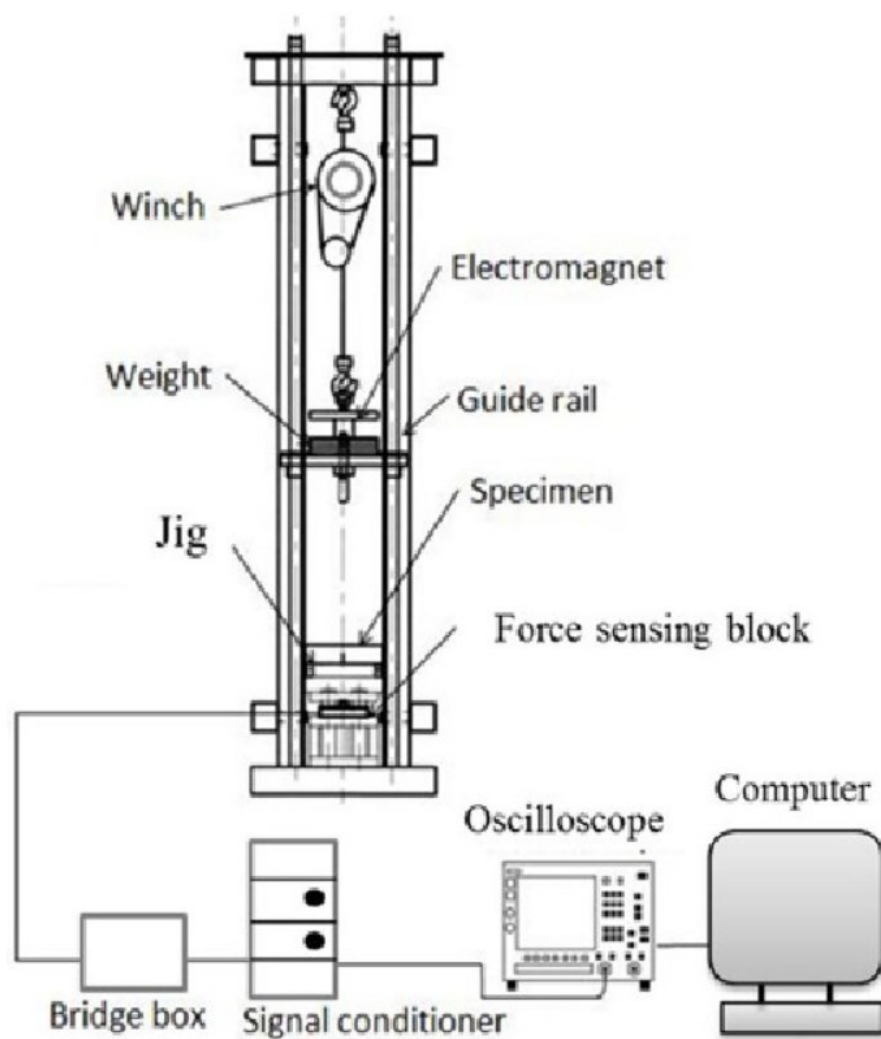


Figura 15 - Macchinario per test di caduta

## 1.4 Dati di progetto e normativa di riferimento

Nel seguente capitolo si andranno ad analizzare, sulla base delle normative di riferimento, quelli che sono i range entro cui devono rimanere contenute le grandezze in gioco durante l'assorbimento di un urto, al fine di prevenire lesioni gravi agli occupanti del velivolo.

Le normative CS-27-29.561 definiscono le condizioni generate durante l'impatto, sia nel caso di piccoli che nel caso di grandi elicotteri. Per velivoli ad uso civile, si afferma che:

“Ogni occupante e ogni oggetto di massa potenzialmente pericoloso devono essere mantenuti saldi alla struttura del velivolo e sottoposti alle seguenti decelerazioni:

- Verso l'alto: 4 G
- Frontale: 16 G
- Laterale: 8 G
- Verso il basso: 20 G, una volta esaurito lo spostamento previsto.
- Posteriore 1.5 G”.

Vengono inoltre definite le forze reattive massime sviluppate durante la decelerazione: “Il carico massimo di compressione misurato tra il bacino e la colonna lombare dell'ATD non deve superare 6674 N (1500 lb).” [3],[4]

La normativa SAE AS8049 B, la quale definisce le caratteristiche standard che i sedili devono soddisfare, nel riferimento 5.3.2, indica che i test di validazione dei sistemi devono essere eseguiti obbligatoriamente con un manichino che rappresenti il cinquantesimo percentile maschio. [2]

Il valore di decelerazione massimo a cui può essere sottoposto ogni occupante, pari a 20G, deriva da semplici considerazioni di carattere matematico. Una volta definita la forza di reazione massima che la colonna può sopportare, e conoscendo il peso dell'occupante di 77 kg, infatti, è possibile ricavare facilmente la decelerazione.

Per il calcolo della decelerazione massima si deve considerare la massa corrispondente alla parte del corpo sopra la seduta, quindi: addome, torace, braccia, collo e testa. Le percentuali in peso rispetto al totale per ogni segmento del corpo umano sono riportate nella seguente tabella: [22]

| One segment   | Men N = 35 |       | Women N = 100 |        |
|---------------|------------|-------|---------------|--------|
|               | Mean       | SD    | Mean          | SD     |
| Hand          | 0.65%      | 0.06% | 0.5%          | 0.026% |
| Forearm       | 1.87       | 0.2   | 1.57          | 0.1    |
| Upper arm     | 3.25       | 0.49  | 2.9           | 0.32   |
| Foot          | 1.43       | 0.13  | 1.33          | 0.02   |
| Shank         | 4.75       | 0.53  | 5.35          | 0.47   |
| Thigh         | 10.5       | 1.21  | 11.75         | 1.86   |
| Whole trunk   | 55.1       | 2.75  | 53.2          | 4.64   |
| Head and neck | 8.26       |       | 8.2           |        |
| Thorax        | 20.1       |       | 17.02         |        |
| Abdomen       | 13.06      |       | 12.24         |        |
| Pelvis        | 13.66      |       | 15.96         |        |

Tabella 3 - Percentuali in peso dei vari segmenti del corpo umano

Si noti come per la realizzazione di tale calcolo, la percentuale sia del 52.6%, corrispondente quindi ad un peso di 40.5 kg. Secondo la normativa, infatti, risulta possibile considerare un valore di 35 kg per rappresentare il peso dell'occupante. Tale diminuzione viene effettuata allo scopo di tener conto degli effetti smorzanti difficilmente modellabili, quali l'imbottitura del sedile e l'intrinseca capacità di assorbimento degli urti del corpo umano.

Con questi dati, facendo il rapporto tra la forza massima ammissibile e la massa effettiva da rallentare, si ottiene una decelerazione consentita pari a  $190.7 \frac{m}{s^2}$ , ovvero 19.44G.

La normativa di riferimento definisce una velocità d'impatto pari a  $9.1 \frac{m}{s}$ , con un'inclinazione di 30° rispetto alla verticale, il che equivale ad una velocità di  $7.881 \frac{m}{s}$  in direzione Z.

Nota la massa effettiva da decelerare e la velocità di impatto, si può calcolare l'energia che dovrà essere assorbita come segue:

$$K = \frac{1}{2} m v^2 \quad (9)$$

Tale energia, sulla base dei dati sopra presentati, risulta essere pari a 1086 J.

L'obiettivo della progettazione di un sistema di assorbimento di energia è rappresentato dall'immagine seguente. In particolare, la figura, riporta tre grafici: accelerazione-tempo; velocità-tempo; spazio-tempo. Tali diagrammi mettono a confronto il comportamento della scocca durante un impatto verticale (linea continua) con il comportamento ideale di un sistema sedile-passeggero (linea tratteggiata).

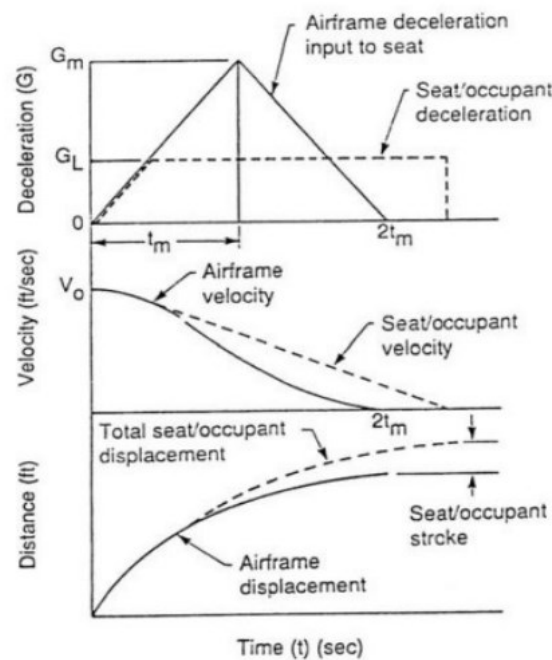


Figura 16 - Comportamento scocca-sedile in caso di impatto

Il grafico più indicativo è quello raffigurante l'accelerazione in funzione del tempo, dalla sua analisi è possibile osservare come la scocca impartisca al sedile un picco di accelerazione. Tale andamento risulta in contrasto con l'obiettivo progettuale, il quale, si ribadisce, è quello di ottenere un andamento costante, con valore di picco al più corrispondente al valore limite.

Si nota come, in caso di comportamento ideale del sistema sedile-passeggero, quest'ultimo sia caratterizzato da un tempo di arresto molto maggiore rispetto al tempo di arresto della scocca. Gli altri due grafici affermano che, a partire da un certo istante di tempo, il sedile rispetto alla scocca possiederà una velocità ed uno spostamento maggiore. Proprio la possibilità di subire uno spostamento maggiore rispetto all'intera struttura rappresenta la motivazione per cui il picco di accelerazione percepito dall'occupante risulti minore.

Una volta calcolato il valore massimo di decelerazione, tale da non sviluppare gravi lesioni agli occupanti del velivolo, si può passare alla valutazione dei valori relativi allo spazio ed al tempo di arresto.

Le relazioni presentate di seguito hanno l'obiettivo di fornire valori indicativi, utili per avere un'idea di massima delle dimensioni e delle grandezze in gioco nel problema. Il comportamento reale del sistema verrà valutato in seguito, analizzando i dati relativi al test di caduta ed all'analisi agli elementi finiti.

Il tempo necessario all'arresto può essere definito invertendo la formulazione relativa alla velocità nel caso di moto rettilineo uniformemente decelerato:

$$V = V_0 - a_{lim}t \quad (10)$$

dove:

$V$  = velocità iniziale d'impatto, da normativa pari a  $7.88 \frac{m}{s}$ ;

$V_0$  = velocità finale d'impatto, chiaramente pari a  $0 \frac{m}{s}$ ;

$a_{lim}$  = decelerazione limite ammissibile dal corpo umano, pari a 19.44 G;

$t$  = tempo di arresto.

Si procede ora alla trasformazione del valore della decelerazione limite in metri al secondo quadrato:

$$a_{lim} = 19.44 * 9.8 \frac{m}{s^2} = 190.7 \frac{m}{s^2} \quad (11)$$

Invertendo l'equazione (10) è ora possibile ricavare il valore del tempo di arresto:

$$t = \frac{V}{a_{lim}} = 0.041 s \quad (12)$$

Note tutte le grandezze in gioco, risulta di conseguenza possibile ricavare il valore dello spazio d'arresto. Si procede al calcolo sfruttando nuovamente l'equazione del moto rettilineo uniformemente decelerato:

$$S = V_0 t - \frac{1}{2} a_{lim} t^2 = 0.163m \quad (13)$$

Per quanto concerne la validazione del sistema di assorbimento, la normativa SAE AS8049 B definisce un minimo di due prove dinamiche da eseguire:

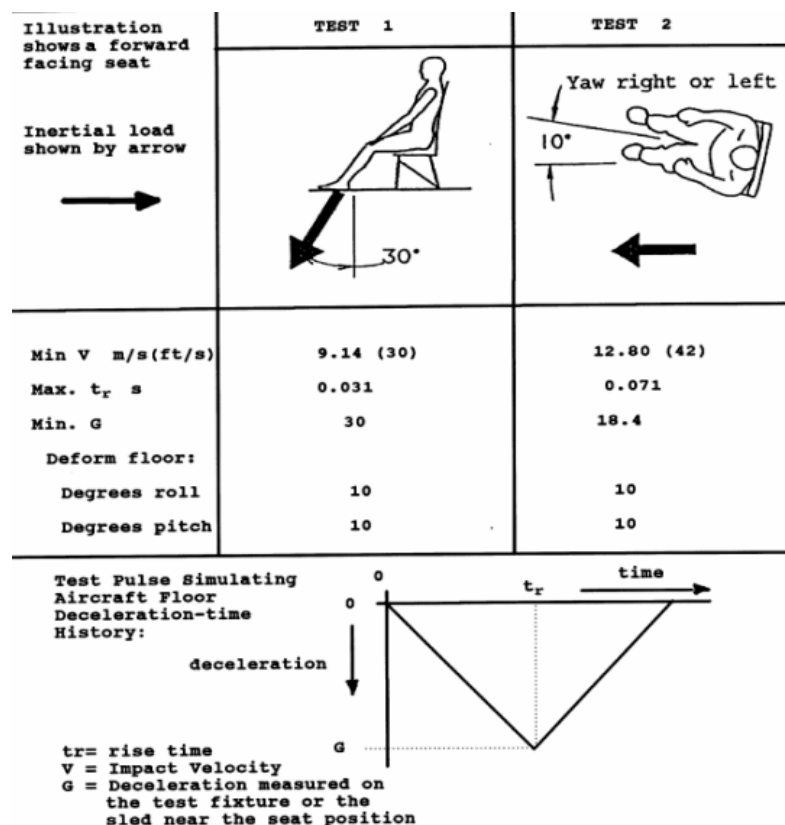


Figura 17 - Test di validazione assorbitore

Il manichino riportato in figura, simulante l'ipotetico occupante del velivolo, deve necessariamente essere equivalente ad un soggetto maschio adulto corrispondente, sia per dimensioni che per peso, al 50° percentile.

Affinché la prova venga condotta in maniera corretta, risulta necessario sottoporre a costante manutenzione e controllo i manichini da crash test, con il fine di sostituire eventuali componenti

danneggiate. Tale protocollo viene eseguito allo scopo di replicare fedelmente la risposta dinamica tipica di un corpo umano, minimizzando eventuali scostamenti dal caso reale.

La normativa impone che, prima e durante la prova, gli ATD siano condizionati per un minimo di 4 ore ad una temperatura compresa tra i 19 e i 26°C ed un'umidità relativa compresa tra il 10% ed il 70%.

I manichini, appartenenti alla famiglia Hybrid III, devono inoltre indossare maglie con maniche corte in cotone elasticizzato, pantaloni corti e scarpe taglia 45; il tutto per un peso totale di circa 1.1 kg. I colori degli indumenti non sono specificati in partenza, tuttavia risulta consigliabile utilizzare colori che mettano in risalto il sistema di assorbimento, così da ottenere immagini più nitide del test.

Al fine di misurare i carichi assiali che si sviluppano durante l'impatto tra la colonna ed il bacino, risulta necessario inserire una cella di carico nella zona del bacino. Grazie all'elevata diffusione e standardizzazione dei manichini Hybrid III, è possibile reperire in commercio celle di carico già predisposte per essere montate senza dover apportare modifiche, le quali potrebbero alterare i risultati della prova.

Di seguito viene riportata un'immagine informativa relativa alla composizione di un manichino Hybrid III:



*Figura 18 - Manichino Hybrid III*

## 1.5 Analisi agli elementi finiti

L'analisi agli elementi finiti rappresenta uno degli strumenti indispensabili e più utilizzati per la risoluzione di problemi strutturali relativi a geometrie complesse. Attraverso la contemporanea implementazione di sistemi CAD, molte limitazioni legate alla forma dei prodotti da realizzare in ambito industriale sono andate via via scomparendo, lasciando libero sfogo alla fantasia dei progettisti. Proprio a causa di questo fatto, un processo come l'analisi strutturale per via analitica risulta oramai applicabile ed usufruibile solo nel caso di geometrie molto semplici, presentate solitamente per scopi accademici.

Le prime tipologie di analisi agli elementi finiti nacquero agli inizi del 1940 grazie agli studi portati avanti da Hrennikoff, McHenry e Newmark. Tali approcci prevedevano l'utilizzo di un reticolo di elementi con forma semplice, allo scopo di calcolare le tensioni all'interno di un solido continuo. Soltanto intorno agli anni 50', con l'avvento dei primi calcolatori, si è stati finalmente in grado di sviluppare un metodo che implementasse in automatico una discretizzazione del dominio solido.

Il metodo agli elementi finiti (FEM), discretizza il componente reale in un numero finito di sottostrutture, gli elementi, di semplice forma e dimensioni contenute rispetto a quelle del modello di partenza. La struttura, classificabile nella realtà come un continuo tridimensionale, è dunque schematizzata come un reticolo, denominato mesh, di elementi solidi, la cui rigidità dipende dalle caratteristiche elastiche del materiale e dalla cinematica dei singoli elementi costituenti.

Punto focale per l'utilizzo dell'analisi FEM sono i nodi. Con questo termine si intendono dei punti materiali, condivisi fra elementi adiacenti, sui quali vengono definite tutte le condizioni del sistema: congruenza, carichi, vincoli e gradi di libertà. [23]

L'analisi agli elementi finiti, a differenza di quella ai volumi finiti, sfrutta un approccio lagrangiano per la risoluzione dei problemi strutturali, definendo l'oggetto come composto da una serie di punti materiali.

Una volta completamente caratterizzato il modello nel software di simulazione, imponendo cioè vincoli, carichi e definendo il contatto, risulterà possibile risolvere il problema strutturale attraverso formulazioni polinomiali.

## 1.5.1 Analisi dinamiche

Facendo riferimento al caso di studio presentato all'interno del seguente documento, risulta necessario fornire delle informazioni generali relative al metodo agli elementi finiti nel campo delle analisi dinamiche.

Tale tipologia di approccio risolutivo, si rende necessaria nel caso in cui gli effetti inerziali nel problema non possano essere trascurati. Gli obiettivi finali di un'analisi di tipo dinamico sono principalmente due:

- Determinazione delle frequenze proprie della struttura, ossia la cosiddetta Analisi Modale.
- Determinazione del comportamento dinamico della struttura in seguito all'applicazione di un carico.

Nella seguente trattazione ci si concentrerà proprio su quest'ultimo punto, ossia l'analisi dell'evoluzione temporale del moto della struttura soggetta ad un carico di compressione.

Il metodo dell'integrazione diretta rappresenta il classico approccio per la generazione di un'analisi temporale. Con il termine analisi temporale, inoltre, si intende la valutazione della variazione delle grandezze in gioco al susseguirsi dei vari intervalli di tempo.

Durante un'analisi dinamica, il sistema di partenza viene riportato ad un modello equivalente del tipo massa-molla-smorzatore con forzante esterna. Ciò avviene allo scopo di poter risolvere il problema in maniera più rapida, in termini computazionali, senza tuttavia perdere di veridicità. L'equazione che dovrà essere risolta durante l'analisi, in forma matriciale, sarà del tipo:

$$\{F(t)\} = [M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} \quad (13)$$

dove:

$\{F(t)\}$  = vettore delle forze variabili, o meno, nel tempo;

$[M]$  = matrice di massa;

$[C]$  = matrice di smorzamento;

$[K]$  = matrice di rigidezza.

Gli spostamenti del sistema, con le rispettive derivate temporali, vengono racchiusi all'interno del vettore  $\{\delta\}$ , ed andranno a moltiplicare scalarmente le matrici come sopra riportato.

Di seguito verranno analizzate nello specifico le caratteristiche delle varie tipologie di matrice presentate nell'equazione (13).

La formulazione relativa alla matrice di massa  $[M]$  costituisce la rappresentazione discretizzata della distribuzione di massa del sistema. In termini numerici, può essere ricavata a partire dalla formulazione generale degli elementi finiti come segue:

$$[M] = \rho \int [N]^T [N] dV \quad (14)$$

dove:

$\rho$  = densità del materiale;

$[N]$  = matrice delle funzioni di forma del sistema;

$V$  = volume di riferimento.

La matrice di massa utilizzabile durante analisi dinamiche può essere di due tipi: congruente (consistent) o a masse concentrate (lumped).

L'assemblaggio di una matrice a masse concentrate (lumped), si basa sull'assegnazione di un valore di massa a tutti i nodi  $i$ -esimi dell'elemento, in maniera tale che la loro sommatoria rappresenti la massa reale del componente da descrivere. Tale matrice, essendo per definizione sempre diagonale, semplifica pertanto la risoluzione del sistema alleggerendo il peso computazionale.

Una matrice di massa congruente, denominata "consistent" poiché coerente con la formulazione ad elementi finiti, sfrutta invece le funzioni di forma per la propria caratterizzazione. La matrice delle funzioni di forma rappresenta al suo interno tutte le possibili configurazioni, a livello di spostamenti nodali, assumibili da ogni singolo elemento facente parte della mesh. La matrice di massa derivante dall'utilizzo delle funzioni di forma, pertanto, non risulterà necessariamente diagonale. Tale aspetto porterà ad una maggiore accuratezza del calcolo, a discapito tuttavia del costo computazionale, il quale risulterà essere maggiore in termini di tempistiche.

La seconda matrice presentata all'interno dell'equazione (13) è la matrice di smorzamento  $[C]$ . Il concetto di smorzamento è di difficile esplicazione dal punto di vista pratico. Esso, infatti, può essere descritto in maniera semplicistica come una dissipazione energetica legata all'attrito e ad eventuali fenomeni d'isteresi all'interno del materiale. Non si è tuttavia in grado di fornirne una caratterizzazione più precisa.

Sulla base di tali problematiche già a livello concettuale, passando alla modellazione, è preferibile sfruttare degli approcci approssimati quali lo smorzamento modale o, in maniera equivalente, lo smorzamento proporzionale.

Nella trattazione si procederà alla caratterizzazione del modello con smorzamento proporzionale, non essendosi interessati al comportamento modale del sistema di assorbimento.

Con l'ipotesi di smorzamento proporzionale, il software di calcolo provvede a costruire la matrice di smorzamento  $[C]$  come combinazione lineare della matrice di massa  $[M]$  e di rigidezza  $[K]$ , attraverso una relazione del tipo:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (15)$$

dove:

$\alpha$  = costante di proporzionalità della massa;

$\beta$  = costante di proporzionalità della rigidezza.

Tali costanti possono essere facilmente definite a seguito della caratterizzazione di un rapporto di smorzamento  $\zeta$  (damping ratio) e di due frequenze caratteristiche, corrispondenti alla frequenza naturale della struttura ed alla frequenza del carico applicato. La legge che permette tale calcolo risulta essere:

$$\zeta = \frac{1}{2} \left( \alpha\omega + \frac{\beta}{\omega} \right) \quad (16)$$

L'utilizzo della matrice di smorzamento proporzionale permette di disaccoppiare il sistema risolutivo di equazioni, riducendo così ulteriormente il tempo di calcolo.

In conclusione di questo sottocapitolo si procede ora alla descrizione della matrice di rigidezza  $[K]$  del sistema.

Allo scopo di assemblare la matrice di rigidezza totale del componente, risulterà necessario definire prima quelle relative ai singoli elementi componenti la mesh. Per il conseguimento di tale obiettivo è bene ricordare la definizione di matrice di rigidezza. Per matrice di rigidezza dell'elemento si va ad intendere un operatore in grado di collegare il vettore degli spostamenti nodali con il vettore delle forze nodali, attraverso una relazione del tipo:

$$\{F\} = [K]\{f\} \quad (17)$$

dove:

$\{F\}$  = vettore delle forze nodali;

$\{f\}$  = vettore degli spostamenti nodali.

Le dimensioni di tali vettori, come anche quelle della matrice  $[K]$  dipendono ovviamente dalle dimensioni del problema, ossia dal numero di gradi di libertà di ogni elemento che si va a considerare.

La matrice appena ricavata risulta espressa, nella maggior parte dei casi, nel sistema di riferimento solidale all'elemento. Per la costruzione della matrice globale sarà dunque necessario esprimere tali matrici, e di conseguenza anche forze e spostamenti, in riferimento ad un sistema globale, così da permettere la correlazione delle varie grandezze in gioco.

A tal proposito si prevede la definizione di una matrice di rotazione  $[L]$ , tale da legare la terna di riferimento locale a quella globale. La correlazione avviene attraverso l'angolo compreso fra gli assi appartenenti alle diverse terne. Definendo con  $[K']$  la matrice di rigidezza dell'elemento espressa in coordinate locali, essa può essere sfruttata per legare il vettore delle forze e degli spostamenti nodali nel sistema globale, attraverso:

$$\{F\} = [L]^T [K'] [L] \{\delta\} \quad (18)$$

Conclusa l'operazione di cambio delle coordinate, sarà dunque possibile procedere all'assemblaggio della matrice di rigidezza globale della struttura. Come per quella relativa al singolo elemento, anche  $[K]$  globale sarà caratterizzata da una dimensione pari al numero di gradi di libertà totali della struttura stessa.

Dalla relazione che lega il vettore delle forze agli spostamenti nodali, attraverso la matrice di rigidezza globale, sarà possibile valutare, una volta noti i vincoli e le forzanti esterne alla struttura, le forze ed i corrispettivi spostamenti applicati sui nodi dei singoli elementi.[24]

La trattazione appena seguita in merito alla matrice di rigidezza, deriva da considerazioni relative all'analisi statica di sistemi discretizzati con il metodo agli elementi finiti. Per quanto riguarda la dinamica, tuttavia, tale formulazione risulta allo stesso modo veritiera. Sarà dunque possibile sfruttare la matrice di rigidezza derivante dalla statica all'interno del sistema dinamico massa-molla-smorzatore.

## 1.5.2 Tipologie di solutori: impliciti ed espliciti

Avendo caratterizzato a dovere tutte le matrici ed i vettori presenti all'interno dell'equazione della dinamica, si passa ora alla trattazione relativa alle tipologie di solutore con cui risolvere tale sistema.

Si parla di analisi transiente riferendosi ad una tipologia di problema in cui i termini presenti all'interno delle equazioni risultano essere dipendenti dal tempo.

Il metodo dell'integrazione diretta, citato in precedenza, consiste nella risoluzione dell'equazione del moto (13) per ogni istante temporale. Tale metodologia viene considerata come la migliore per la risoluzione di problemi con variabili dipendenti dal tempo, anche in caso di forti non linearità.

Il principio alla base dello schema risolutivo è rappresentato dalla discretizzazione del dominio temporale in un numero finito di punti. La risoluzione per ogni istante di tempo, senza ricorrere ad altre manipolazioni dell'equazione, è valida solo in caso di problemi lineari. Qualora si avesse invece a che fare con problemi non lineari, il vettore  $\{F\}$ , racchiudente le forzanti interne ed esterne alla struttura, non risulterà obbligatoriamente costante per tutta la sequenza temporale. Allo stesso modo, anche la matrice di rigidezza  $[K]$  potrebbe dipendere dal tempo, rendendo impossibile la risoluzione del sistema.

Allo scopo di risolvere tale problematica si è pervenuti allo sviluppo di diverse tipologie di integrazione, quali solutori impliciti ed espliciti. La differenza fra le due modalità è insita nella descrizione degli spostamenti in funzione del tempo.

Di seguito verranno, in breve, presentati gli aspetti fondamentali di ambedue i solutori.

La forma caratteristica di un metodo di integrazione esplicito è la seguente:

$$\{D\}_{t+1} = f\left(\{D\}_t, \{\dot{D}\}_t, \{\ddot{D}\}_t, \{D\}_{t-1}, \dots\right) \quad (18)$$

Tale formulazione permette di definire lo spostamento all'istante  $t+1$  in relazione agli istanti di tempo precedenti.

Per quanto riguarda la forma implicita del metodo d'integrazione diretta, essa risulta esprimibile nella forma:

$$\{D\}_{t+1} = f\left(\{\dot{D}\}_{t+1}, \{\ddot{D}\}_{t+1}, \{D\}_t, \dots\right) \quad (19)$$

Come facilmente osservabile dalla relazione (19), la metodologia implicita richiede, per il calcolo degli spostamenti all'istante  $t+1$ , la conoscenza delle accelerazioni e delle velocità nello stesso istante, in aggiunta al valore dello spostamento all'istante precedente.

Grazie alla precedente trattazione, è ora possibile osservare come metodi espliciti ed impliciti presentino differenze alquanto marcate, le quali porteranno a proprietà e situazioni di applicazione del metodo differenti.

Rimanendo del campo dell'integrazione diretta, è bene sottolineare l'importanza di un parametro, ossia il passo temporale fra un istante di calcolo e quello successivo. Da tale parametro, infatti, potrebbe dipendere la stabilità dell'intera simulazione.

Per stabilità si intende la capacità del modello numerico di non far propagare un eventuale errore, ossia aumentarne il valore, al procedere della simulazione. In caso contrario si parlerà di simulazione instabile. L'instabilità potrebbe portare all'invalidamento dei risultati derivanti dal calcolo numerico, rappresenta dunque una problematica non di poco conto all'interno di un'analisi FEM.

La determinazione dell'ampiezza massima del passo temporale, al fine di rispettare la condizione di stabilità della simulazione, si effettua con la formula seguente:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (20)$$

dove:

$\omega_{max}$  = frequenza massima che sollecita la struttura.

In alternativa alla formulazione appena presentata, è possibile calcolare l'ampiezza minima del passo temporale come:

$$\Delta t \leq \frac{L}{c} \quad (21)$$

dove:

$L$  = lunghezza caratteristica dell'elemento;

$c$  = velocità del suono del materiale.

Risulta doveroso specificare come entrambe le formulazioni, sia implicita che esplicita, convergano alla stessa soluzione se ben impostate. Si distinguono piuttosto casi d'uso in cui un solutore si rivela più adatto rispetto all'altro.

I solutori impliciti risultano infatti incondizionatamente stabili: ciò significa che le condizioni date dalle equazioni (20) e (21) non devono essere necessariamente verificate. La stabilità sarà infatti garantita per qualunque passo temporale; tuttavia, tanto più il passo temporale risulterà ampio, tanto più la soluzione perderà in accuratezza.

Un aspetto negativo dei solutori impliciti è rappresentato dall'elevato costo computazionale necessario per la risoluzione dell'equazione del moto.

I solutori espliciti, d'altro canto, vengono definiti condizionatamente stabili, in quanto richiedono che vi sia un'ampiezza massima del passo temporale affinché il sistema possa essere definito come stabile. Solitamente tale ampiezza risulta essere estremamente piccola. Rispetto ai solutori impliciti, tuttavia, il costo computazionale è molto minore, riducendo così il tempo necessario alla simulazione [24].

Quanto sopra citato giustifica il fatto che la scelta di un metodo piuttosto che un altro è funzione soltanto del caso di studio. Ad esempio, in simulazioni strutturali di lunga durata risulterà più semplice utilizzare un solutore implicito con un passo temporale sufficientemente elevato, mentre, se si volessero simulare fenomeni quasi istantanei, un solutore esplicito risulterebbe il più adatto.

Dovendo nella seguente trattazione analizzare un fenomeno istantaneo, quale una condizione di crash per un elicottero, la tipologia di solutore utilizzata per la simulazione ad elementi finiti sarà di tipo esplicito.

## 1.5.3 Analisi non lineari

Le ipotesi fondamentali caratterizzanti un'analisi in campo lineare sono:

- Deformazioni infinitesime.
- Carichi applicati costanti nel tempo.
- Relazione sforzo-deformazione nel materiale di tipo lineare.

Qualora venisse meno una solda delle precedenti, si entrerebbe dunque nel campo delle analisi non lineari. Dalla trattazione agli elementi finiti risulta possibile ricavare tre cause principali di non linearità:

- Non linearità dovute alla geometria.
- Non linearità dovute al contatto.
- Non linearità dovute al materiale.

Ognuna delle cause di non linearità coincide con la casistica in cui non risulti rispettata una delle varie ipotesi di linearità. Si procede ora alla caratterizzazione delle singole casistiche.

La trattazione generale può ritenersi conclusa affermando che le analisi non lineari vengono spesso implementate nel momento in cui sia necessario tener conto degli effetti inerziali, dello smorzamento e della dipendenza del carico dal tempo. Un tipico esempio è il crash test, nel quale si possono riscontrare casi di non linearità geometrica e del materiale.

### 1.5.3.1 Non linearità geometrica

Si parla di non linearità geometrica nel caso in cui gli spostamenti della struttura dovuti all'applicazione del carico non siano più considerabili come piccoli, ma assumano invece dimensioni comparabili a quelle della struttura. Un esempio calzante può essere quello della canna da pesca, nel quale, una volta preso all'amo il pesce, la struttura subisce delle ragguardevoli deformazioni che ne modificano significativamente la configurazione.

Il sostanziale mutamento della configurazione provoca una variazione nella rigidità della struttura, arrivando, nel caso di grandi deformazioni, a modificare la direzione del carico durante la fase deformativa.

Dalla trattazione agli elementi finiti risulta possibile ricavare una formulazione per la matrice di rigidezza globale del sistema, nella forma:

$$[K] = \int [B]^T [D] [B] dV \quad (22)$$

dove:

$[B]$  = matrice delle deformazioni, che lega direttamente le deformazioni agli spostamenti nodali;

$[D]$  = matrice di elasticità del materiale.

Nel caso lineare sia  $[B]$  che  $[D]$  risultano essere indipendenti dalla deformazione e dagli spostamenti nodali. La non linearità geometrica si presenta nel momento in cui la matrice delle deformazioni risulti essere dipendente dal vettore  $\{f\}$  degli spostamenti nodali.

### 1.5.3.2 Non linearità del materiale

A livello matematico, la non linearità del materiale si viene a presentare nel momento in cui, riprendendo la relazione (22), la matrice dell'elasticità  $[D]$  risulti essere descritta in funzione del vettore della deformazione  $\{\varepsilon\}$ . A livello grafico, invece, tale fenomeno risulta valutabile osservando un andamento della curva sforzo-deformazione curvilineo, per l'appunto non lineare.

Tale tipologia di non linearità si viene solitamente a presentare in materiali elastoplastici, iperelastici, viscoelastici e viscoplastici. Altre cause potrebbero essere legate alla temperatura o a fenomeni di danneggiamento progressivo.

La risoluzione del problema non lineare agli elementi finiti viene svolta attraverso un processo iterativo, quale il metodo di integrazione diretta o il metodo di Newton Raphson, con lo scopo di ricavare, istante per istante, gli elementi costituenti la matrice di rigidezza tangenziale  $[K_t]$ . Tale matrice verrà poi sfruttata per la risoluzione dell'equazione (17) nel caso di analisi non lineare, permettendo di ricavare il valore degli spostamenti nodali.

## 1.5.4 Non linearità dovuta al contatto

La modellazione del contatto rappresenta uno degli aspetti critici e fondamentali nella realizzazione di una simulazione agli elementi finiti. Si è dunque scelto di riservare un apposito sottocapitolo alla caratterizzazione di tale fenomeno.

Il contatto può essere descritto come una non linearità di “cambiamento di stato”. La rigidezza totale del sistema dipende dalle interazioni fra le varie parti dello stesso. Risulta dunque funzione dello stato del contatto.

Due superfici in contatto reciproco risultano caratterizzate dalle seguenti condizioni:

- Impossibilità di compenetrazione.
- Possibilità di trasmettere fra loro solamente forze di compressione normali e/o forze tangenziali legate all'attrito.
- A meno di contatto attraverso saldatura, impossibilità di trasmissione di forze normali di trazione.
- Le superfici risultano libere di separarsi l'una dall'altra in caso di assenza di carico.

Una corretta simulazione agli elementi finiti deve stabilire una relazione fra due o più superfici in contatto, allo scopo di prevenire la compenetrazione degli elementi durante l'analisi.

Qualora il programma risulti in grado di prevenire la compenetrazione e rispettare dunque le condizioni sopra elencate, verrebbe classificato come rispettante la compatibilità di contatto.

I principali metodi per la modellazione del contatto sono:

- Metodo penalty-based.
- Normal Lagrange Formulation.
- Multi-points constrain.

Il metodo penalty-based è il più utilizzato per la modellazione. Si basa sulla definizione di una forza normale di contatto  $F_n$  come prodotto fra lo spazio di compenetrazione delle superfici  $x_p$  e la rigidezza in direzione normale del materiale  $k_n$ .

L'immagine esemplificativa proposta nella pagina seguente fornisce una più chiara visione del problema e delle grandezze in gioco nel processo di modellazione.

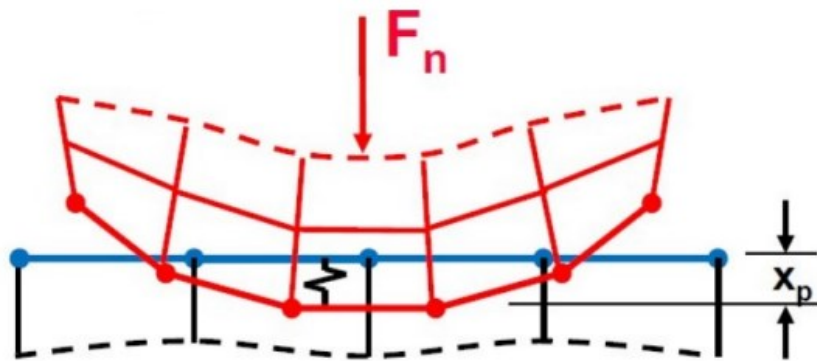


Figura 19 - Schematizzazione metodo penalty-based

La Normal Lagrange Formulation, d'altro canto, considera la forza di contatto come un ulteriore grado di libertà della struttura. Tale metodologia può essere vista come un'alternativa al metodo penalty-based, ma, aspetto da non sottovalutare, risulta caratterizzato da una minore facilità di convergenza.

Il metodo MPC (multi-points constrain), utilizzato nel caso di contatto incollato, rappresenta una funzionalità avanzata che permette di vincolare tra di loro diversi nodi e gradi di libertà. Tale schema di modellazione del contatto è spesso usato, inoltre, per impostare le condizioni al contorno nel caso in cui i vincoli standard non replichino correttamente la situazione voluta. Un utilizzo tipico del sistema MPC è la situazione “master and slave” in cui si definisce come nodo “slave” il punto materiale che dovrà seguire gli spostamenti del nodo “master” appartenente ad un altro corpo. [24]

## 1.5.5 Errori di accuratezza nell'analisi agli elementi finiti

Per concludere il capitolo relativo alla teoria di base del metodo agli elementi finiti, risulta doveroso presentare alcune problematiche inerenti alle simulazioni che potrebbero portare al fallimento delle stesse.

È bene specificare che l'integrazione numerica risulta esatta solo per elementi regolari (rettangoli, parallelepipedi...), in quanto  $[N]$ , ossia la matrice contenente le funzioni di forma, fondamentale per l'assemblaggio della matrice di rigidezza, è costante in tutto l'elemento.

La soluzione della matrice di rigidezza, in caso di elementi esaedrici non regolari, non sarà mai esatta. Si osserva come la precisione del calcolo aumenti in maniera proporzionale rispetto al numero di punti di integrazione, tale tendenza tuttavia confluisce in un incremento del costo computazionale.

Una mancanza di precisione nel calcolo della rigidezza della struttura può causare errori di hourglassing, shear locking e volumetric locking.

L'errore di hourglassing rappresenta una condizione tipica del caso in cui si utilizzi una integrazione ridotta del primo ordine. In questa tipologia di approccio, infatti, si prevede di sfruttare un solo punto di integrazione, solitamente posto al centro dell'elemento. Nella situazione di momento flettente, uguale in modulo e opposto in verso, l'elemento si deformerà ma, rimanendo stabile il punto di integrazione, non sarà possibile determinare l'energia utilizzata per la deformazione. Si parla pertanto in questo caso di campi di spostamento o campi di deformazione a energia nulla.

Con il termine shear locking si intende invece una situazione che si verifica nel caso in cui si sviluppi una deformazione di taglio artificiale a causa dell'incapacità dei bordi dell'elemento di flettersi.

A causa di tale fenomeno, a parità di angolo di deformazione dei lati, l'elemento che si deforma in modo realistico, quindi con la flessione dei bordi, sarà sottoposto ad energia di deformazione maggiore. Nell'elemento finito emerge invece una deformazione di taglio fittizia che irrigidisce la risposta dell'elemento stesso rispetto al comportamento reale del materiale. Una simulazione affetta da shear locking può portare ad una rigidezza strutturale totale superiore a quella del componente reale, invalidando così i risultati.

Nella seguente figura viene schematizzato il fenomeno dello shear locking, mostrando la differenza fra comportamento reale (sopra) e comportamento dell'elemento finito (sotto):

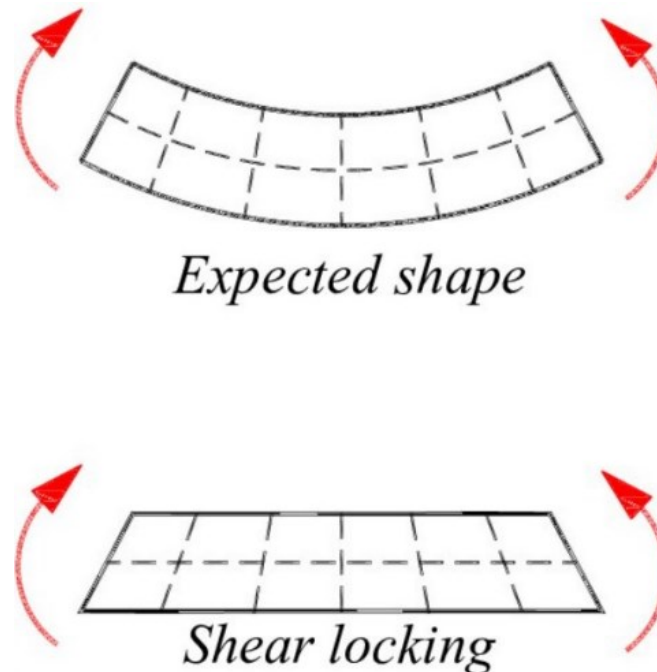


Figura 20 - Schematizzazione shear locking

La tipologia di errore che prende il nome di volumetric locking, è una situazione che si verifica frequentemente quando si ha a che fare, soprattutto, con materiali incompressibili, ovvero quando il coefficiente di Poisson  $\nu$  tende al valore di 0,5.

Allo scopo di fornire una spiegazione più dettagliata del fenomeno, viene di seguito presentata l'equazione che definisce il modulo di comprimibilità o modulo di bulk:

$$B = \frac{E}{3(1 - 2\nu)} \quad (23)$$

dove:

$E$  = modulo di elasticità del materiale;

$\nu$  = coefficiente di Poisson.

Si noti come, al tendere al valore di 0.5 del coefficiente di Poisson, il modulo di comprimibilità del materiale tenda ad infinito, causando così un irrigidimento eccessivo nella simulazione numerica rispetto al vero comportamento del materiale.[24]



# 2 CARATTERIZZAZIONE DEL CASO DI STUDIO

All'interno di questo secondo capitolo andranno ad essere presentate le condizioni di partenza relative all'attività di tesi sperimentale portata avanti presso l'azienda Mecaer Aviation Group.

Verranno proposti i risultati derivanti dalle analisi relative all'ottimizzazione della geometria del sistema di assorbimento proposte dai precedenti tesisti e, infine, saranno presentati i dati derivanti dal test di caduta svolto presso il laboratorio LaST dell'Università Politecnica di Milano. Proprio sulla base di tali risultati, si procederà all'implementazione della geometria dei fori, ed all'analisi, attraverso prova di compressione, del differente comportamento deformativo del materiale.

Una volta definita la migliore tipologia di foratura, si procederà alla generazione di una simulazione agli elementi finiti, avente lo scopo di valutare l'effettiva validità delle modifiche proposte.

Il seguente capitolo rappresenta dunque un punto focale per la trattazione, ponendo le fondamenta su cui sviluppare la successiva azione di ottimizzazione.

## 2.1 Geometria iniziale del sistema di assorbimento

Le precedenti attività di ricerca hanno portato alla generazione di una geometria a forma di doppio tronco di cono rovesciato. Al fine di ridurre il peso effettivo del componente, si è proceduto alla generazione di un foro passante verticalmente e di cinque fori circolari, anch'essi passanti, sulla superficie laterale. Ognuno dei fori risulta caratterizzato da un determinato valore di diametro, via via crescente, più ci si avvicina all'asse di simmetria.

Nella seguente immagine è possibile apprezzare una vista in assonometria del componente, in maniera tale da avere un'idea di massima della geometria di partenza:

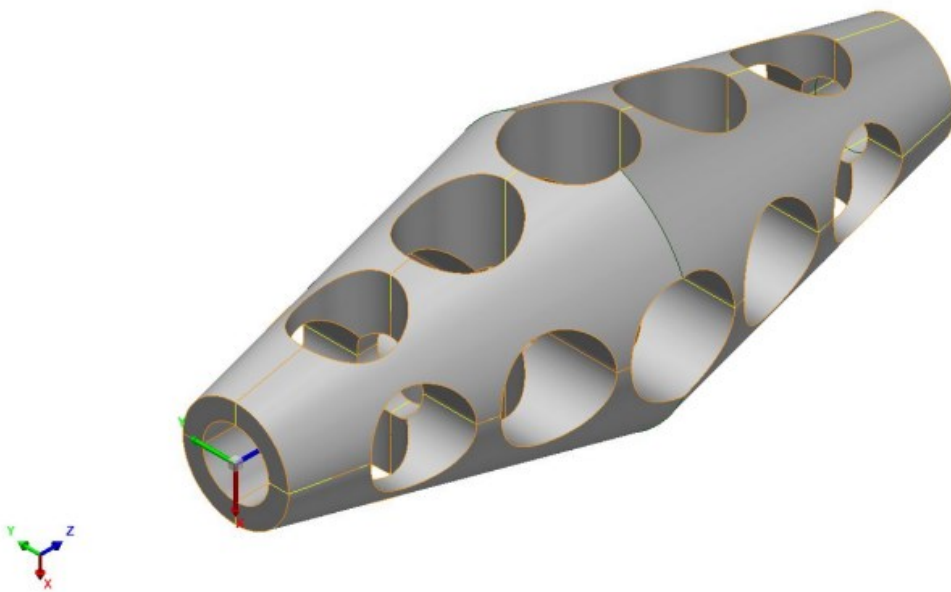


*Figura 21 - Assorbitore con geometria dei fori circolare*

Si procede ora a fornire un dimensionamento generale dei fori e delle superfici appartenenti al sistema di assorbimento.

L'altezza complessiva del componente risulta essere pari a 505mm. Le due superfici circolari all'estremità, invece, possiedono un diametro di 80mm. La sezione circolare a diametro maggiore è posizionata precisamente in mezzzeria lungo l'asse Z ed il diametro ad essa assegnato è pari a 190mm.

Concentrandosi adesso sulle forature, il foro passante lungo l'altezza risulta essere caratterizzato da un diametro di 50mm e si interseca con quelli presenti sulla superficie laterale. Partendo dall'alto verso il basso, questi ultimi avranno dimensione diametrale di 33mm, 36mm e 39mm per poi decrescere in modo simmetrico avvicinandosi alla superficie di base.

La scelta di effettuare fori con diametro maggiore in corrispondenza della sezione maggiore e viceversa, ha permesso di ottenere un valore medio di decelerazione sostanzialmente costante dopo la prima fase di impatto.

Aspetto fondamentale per la progettazione è il valore del rapporto fra il volume pieno del materiale ed il volume vuoto dei fori. Nel caso di studio relativo all'assorbitore di energia si è optato per un rapporto  $\frac{V_{pieno}}{V_{vuoto}}$  pari a 0,6.

Tale parametro rappresenterà il punto di partenza per le successive attività di implementazione. La geometria delle forature, a livello di dimensionamento, verrà infatti modificata in maniera tale da garantire il mantenimento della costanza del presente rapporto rispetto al modello di partenza.

Il volume totale del componente senza forature risulta essere pari a  $7.59E+06 \text{ mm}^3$ , mentre il volume effettivo del pezzo finale risulta pari a  $2.85E+06 \text{ mm}^3$ . Sviluppando un semplice calcolo sottrattivo è dunque possibile ricavare un volume totale delle forature di  $4.74 E+06 \text{ mm}^3$ .

Per quanto concerne invece il materiale costitutivo, a seguito di svariate simulazioni agli elementi finiti, si è optato per l'utilizzo del PVC. Tale materiale polimerico, infatti, risultava garantire un comportamento, a livello deformativo e di assorbimento energetico, in linea con i requisiti di decelerazione previsti dalla normativa di riferimento SAE AS8049B.

Il PVC, essendo una schiuma con utilizzo aerospaziale, permette un'ingente diminuzione del peso totale del componente rispetto ai sistemi tradizionali. A confronto con altri materiali testati sulla stessa geometria, quali PES a  $\rho=50\frac{kg}{m^3}$  e  $\rho=90\frac{kg}{m^3}$ , il PVC presenta una rigidità sufficiente da permettere lo sviluppo di forme snelle e cedevoli senza intaccare l'integrità strutturale di base.

## 2.2 Realizzazione dei provini per test di caduta

Definita la geometria di massima del sistema, risulta ora necessario valutarne l'effettiva realizzabilità. Sulla base dell'analisi condotta dal responsabile di produzione aziendale, non sono state riscontrate criticità a livello costruttivo e si è dunque potuto procedere alla realizzazione di un primo lotto, formato da due provini. I prototipi sono stati sviluppati presso un'azienda specializzata nella lavorazione di prodotti a base polimerica. Di seguito viene riportata un'immagine raffigurante la geometria del prodotto finito:

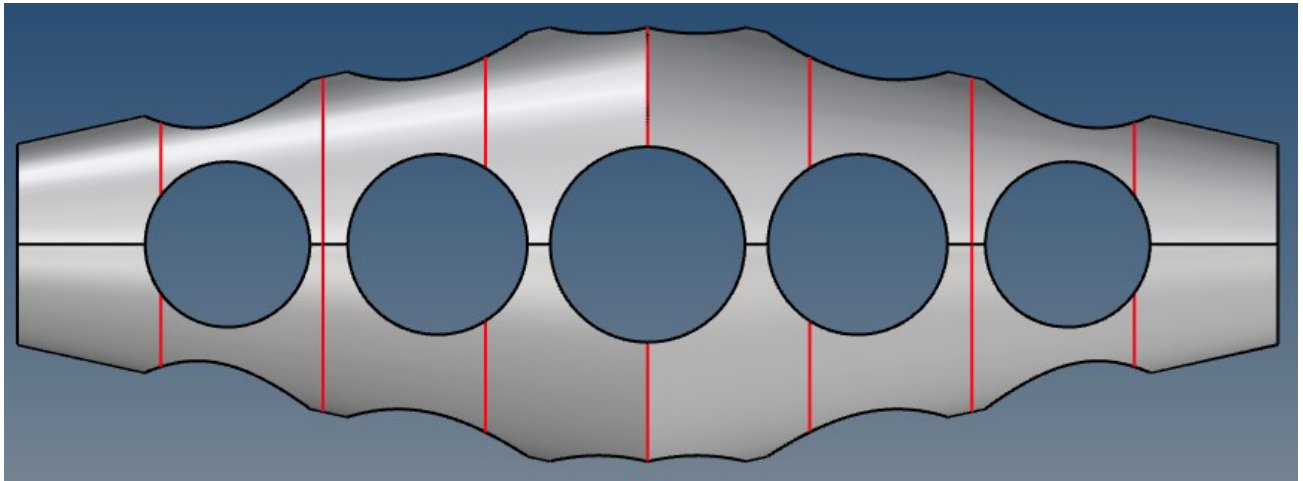


*Figura 22 - Schema realizzativo sistema di assorbimento con foratura circolare*

Per la realizzazione effettiva si è partiti da un guscio avente la forma del componente. Tale operazione, si rende necessaria al fine di distribuire le tensioni applicate in fase di lavorazione e garantire, inoltre, l'immobilizzazione così da evitare errori di lavorazione.

Durante la totalità del processo realizzativo, risulta necessario l'impiego di un macchinario utensile CNC a cinque assi. Per facilitare le operazioni di rimozione del materiale asportato, ed aumentare quindi la precisione della lavorazione, gli step produttivi devono seguire un ordine ben definito: una volta formata la geometria piena del componente, si procederà, come primo passaggio, alla realizzazione dei fori longitudinali e trasversali. Ultimate tali lavorazioni, si potrà infine proseguire con la realizzazione del foro passante lungo l'altezza.

La generazione dello schema di foratura risulta tuttavia particolarmente complessa. Allo scopo di mantenere un elevato grado di precisione dimensionale, senza incrementare le difficoltà realizzative, si è optato per la divisione del componente in più parti. Le varie sezioni così generate vengono poi incollate fra loro attraverso l'utilizzo di resina epossidica fenolica DP100FR [25].

All'interno della precedente immagine, le linee di taglio risultano visibili in rosso. Proprio in quella zona andrà ad essere posizionato il materiale adesivo.

Punto fondamentale per la trattazione successiva è il fatto che nelle simulazioni agli elementi finiti, che hanno portato alla validazione della geometria a doppio tronco di cono, non siano stati modellati gli strati adesivi. Tale aspetto, in aggiunta al contributo del sistema di supporto, può aver causato la discordanza fra risultati sperimentali e dati teorici.

Il test con la torre di caduta rappresenta una simulazione delle reali condizioni d'impiego del sistema di assorbimento. Per questo motivo è risultata necessaria la progettazione di un sistema di supporto per il corpo centrale precedentemente descritto. Lo scopo principale del supporto è la prevenzione di fenomeni d'instabilità legati a carico di punta, condizione sviluppabile nell'assorbitore a causa del carico di compressione. L'instaurazione di tali fenomeni porterebbe ad una modifica della modalità deformativa del componente, la quale, a sua volta, porterebbe a valori di decelerazione ben oltre quelli previsti dalla normativa di riferimento, invalidando così il sistema.

Di seguito vengono riportate le due tipologie di supporti pensate per il componente.

In prima battuta si è pensato di sviluppare un supporto interno con funzionamento telescopico. Il componente, di forma cilindrica, sarebbe stato posizionato all'interno della foratura verticale ed avrebbe così impedito la generazione di eventuali configurazioni sbandate del corpo principale. L'utilizzo di tale soluzione avrebbe, inoltre, mantenuto pressoché costante l'ingombro totale del sistema di assorbimento.

Le problematiche relative alla presente tipologia di supporto, che hanno portato alla successiva dismissione, risultano essere prettamente di carattere realizzativo: nel sistema in analisi, infatti, le dimensioni del foro verticale sono relativamente contenute, risulta dunque complesso generare un meccanismo telescopico che funzioni correttamente in relazione alla deformazione del componente principale. Ulteriore problematica è identificabile nel materiale con cui realizzare il supporto. Esso, infatti, deve essere tale da non interferire nell'assorbimento energetico del corpo centrale in maniera rilevante, garantendo il rispetto dei parametri imposti dalla normativa. Sulla base di tali considerazioni, si è dunque virato su una soluzione alternativa.

La geometria finale del supporto, sfruttata durante il test di caduta, risulta costituita da un collare esterno realizzato sempre in materiale polimerico, in questo caso Polietersulfone.

La seguente immagine permette di avere una visione chiara del sistema di assorbimento nella sua interezza, ossia corpo centrale e supporto esterno:

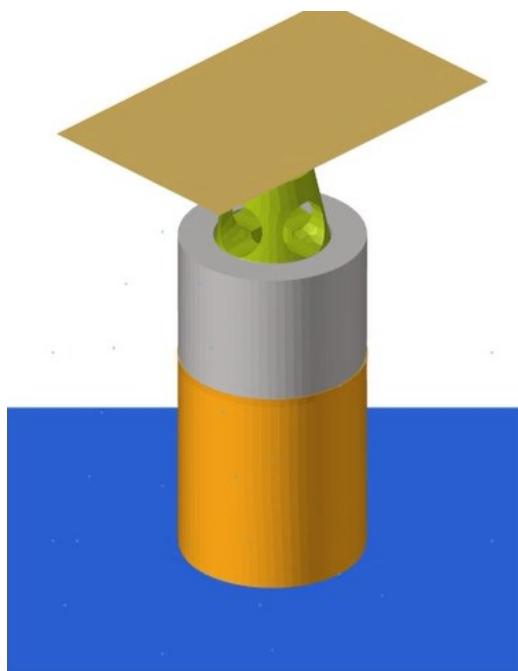


*Figura 23 - Sistema di assorbimento con fori circolari e collare esterno*

L'aggiunta del collare esterno comporta ovviamente un incremento dell'ingombro totale, ma, d'altro canto, garantisce, sulla carta, il corretto sviluppo del processo deformativo del corpo centrale. La scelta del materiale costitutivo è ricaduta sul Polietersulfone per due ragioni fondamentali:

- Disponibilità di dati relativi al comportamento a compressione, derivati da pregressi test di impatto realizzati mediante Split Hopkinson Pressure Bar. Tali analisi caratterizzano il materiale come estremamente cedevole, dunque adatto a soddisfare le richieste, sopra presentate, di minima interferenza nel processo di assorbimento energetico.
- Disponibilità, all'interno del magazzino aziendale, di un quantitativo sufficiente di materiale per la realizzazione del componente in loco, attraverso processo di taglio alle macchine utensili.

## 2.3 Realizzazione del test con torre di caduta

Una volta completata la fase realizzativa dei prototipi si può passare al test vero e proprio. Di seguito verranno riportate, ed analizzate, due simulazioni sviluppate attraverso la torre di caduta sita presso il laboratorio LaST dell'Università Politecnica di Milano.

Al fine di distinguere in maniera esatta i risultati, i prototipi vengono opportunamente numerati come segue:

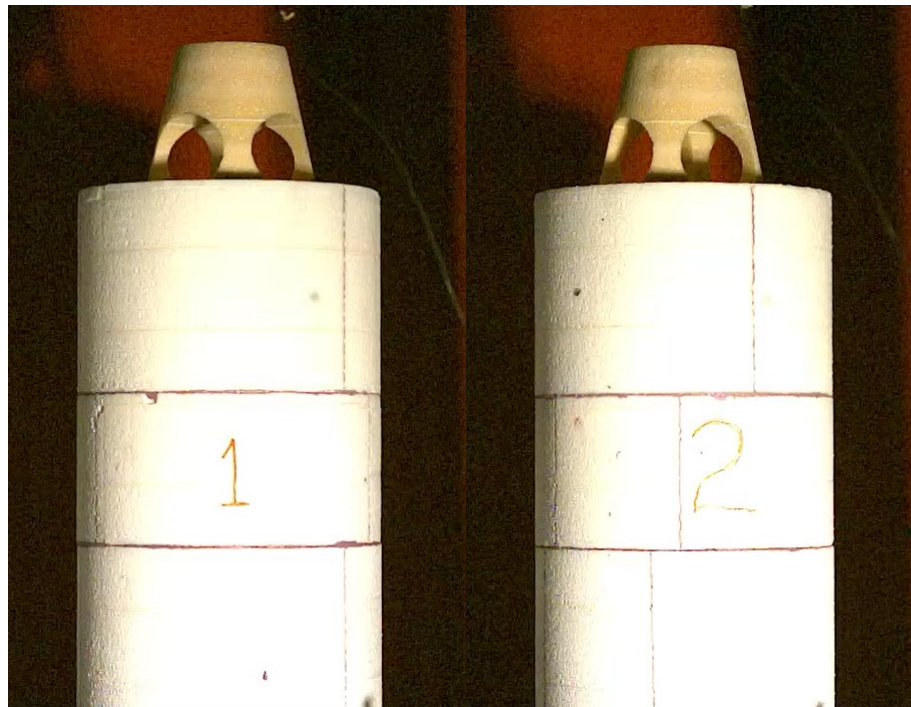


*Figura 24 - Assorbitori per test di caduta*

Il processo di funzionamento dei test con torre di caduta è stato esplicito e descritto in maniera esaustiva al capitolo 1.3.2, per questo motivo si procederà direttamente all'analisi dei risultati.

Le curve relative alla decelerazione dei due provini sono state ottenute attraverso due accelerometri con fondo scala rispettivamente di 100G e 50G, posizionati sulla massa battente.

In entrambi i casi la massa battente risulta essere caratterizzata da un peso pari a 34.8kg e la velocità d'impatto è fissata a  $7.72 \frac{m}{s}$ , in accordo con le condizioni di funzionamento finali.

Di seguito vengono riportate le tabelle riassuntive delle condizioni di test ed i grafici relativi alla decelerazione misurata nelle due prove.

| Test di caduta 1   |                    |
|--------------------|--------------------|
| Massa impattante   | 34.8 kg            |
| Altezza di caduta  | 3140 mm            |
| Velocità d'impatto | $7.71 \frac{m}{s}$ |

Tabella 4 - Condizioni test di caduta provino 1

Il primo grafico riportato raffigura il rispettivo valore dell'accelerazione misurato dai due accelerometri presenti sulla massa battente. Le curve tratteggiate rappresentano i valori grezzi della misurazione. Attraverso un'operazione di fitting il sistema di acquisizione dati è stato poi in grado di eliminare eventuali fenomeni di rumore ed errore presenti.

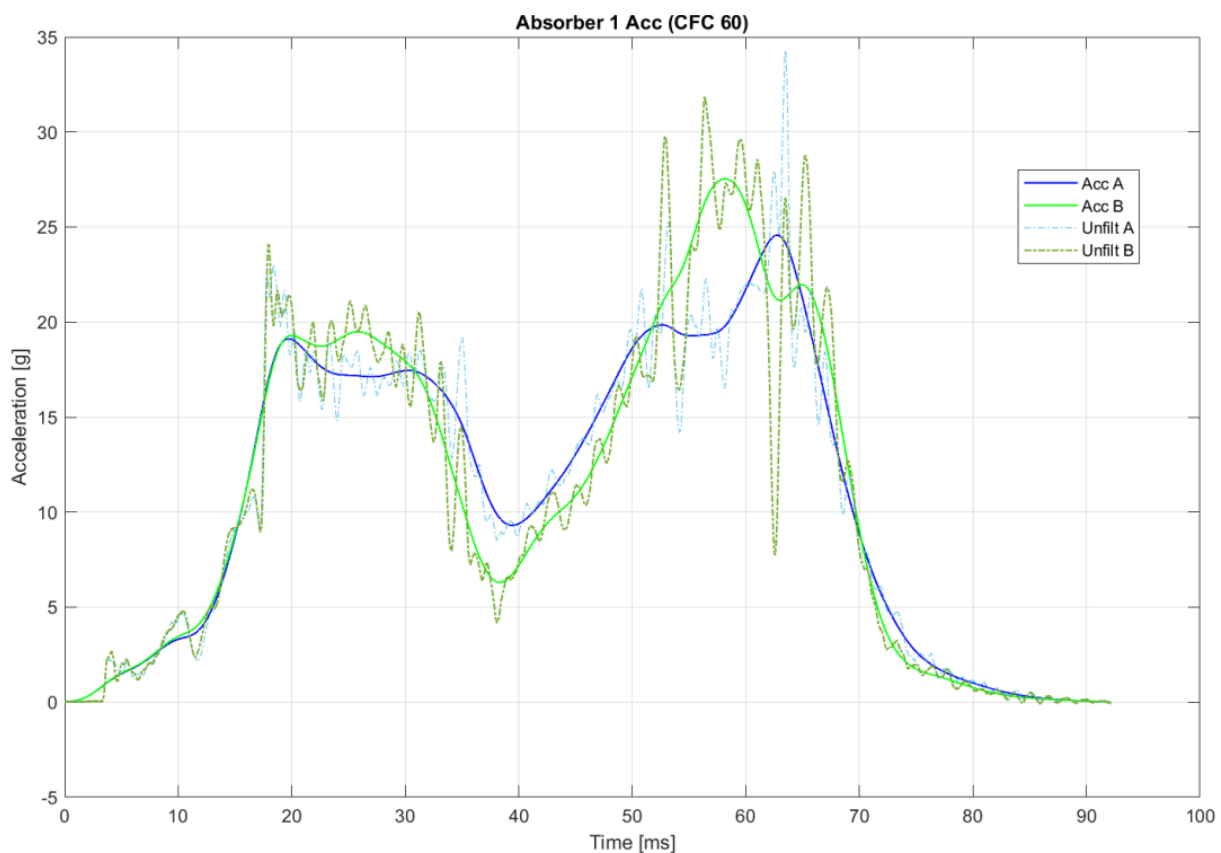


Figura 25 - Decelerazione test di caduta 1

Una volta ripulito il segnale, è stato possibile ricavare il grafico relativo all'accelerazione media in funzione del tempo, presentato nella pagina seguente.

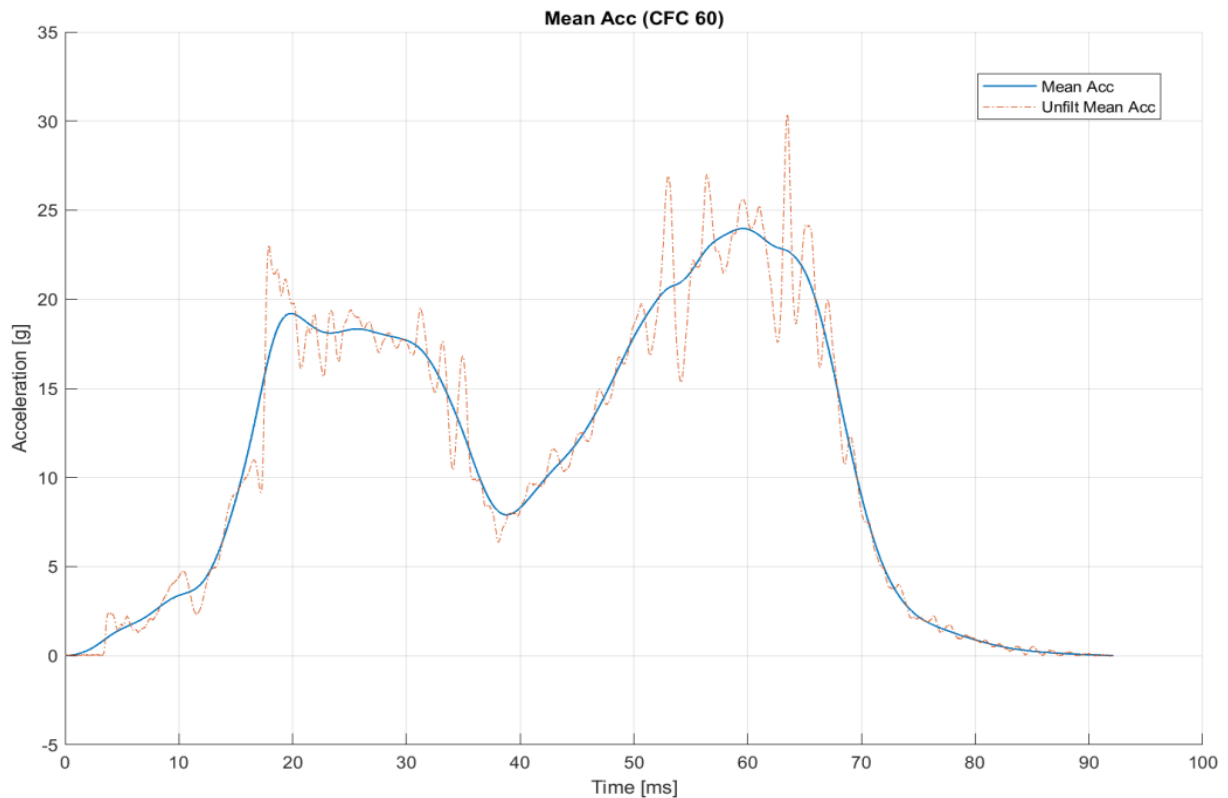


Figura 26 - Decelerazione media test di caduta 1

Nella seguente tabella vengono riportati in modo schematico i risultati della prova:

| Risultati test di caduta 1                 |                 |                 |                     |
|--------------------------------------------|-----------------|-----------------|---------------------|
|                                            | Accelerometro A | Accelerometro B | Accelerazione media |
| Accelerazione<br>Massima (Unfitted)<br>[G] | 34.3            | 31.9            | 33.1                |
| Accelerazione<br>Massima (CFC 60)<br>[G]   | 24.6            | 27.5            | 26.1                |

Tabella 5 - Risultati test di caduta 1

Tali risultati verranno poi discussi una volta riportati anche quelli relativi al secondo test.

| Test di caduta 2   |                    |
|--------------------|--------------------|
| Massa impattante   | 34.8 kg            |
| Altezza di caduta  | 3150 mm            |
| Velocità d'impatto | $7.71 \frac{m}{s}$ |

Tabella 6 - Condizioni test di caduta provino 2

Il primo grafico riportato raffigura il rispettivo valore dell'accelerazione misurato dai due accelerometri presenti sulla massa battente. Le curve tratteggiate rappresentano i valori grezzi della misurazione. Attraverso un'operazione di fitting il sistema di acquisizione dati è stato poi in grado di eliminare eventuali fenomeni di rumore ed errore presenti.

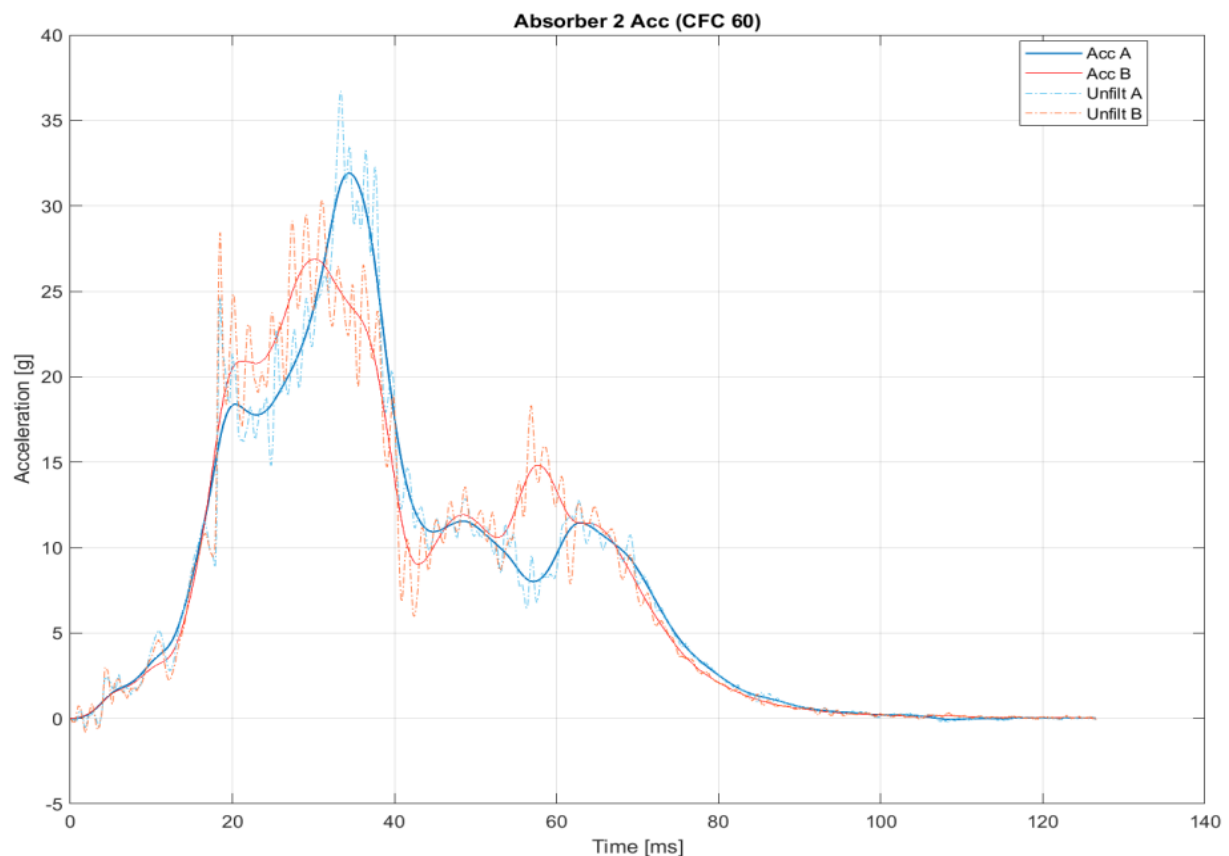


Figura 27 - Decelerazione test di caduta 2

Una volta ripulito il segnale, è stato possibile ricavare il grafico relativo all'accelerazione media in funzione del tempo, presentato nella pagina seguente.

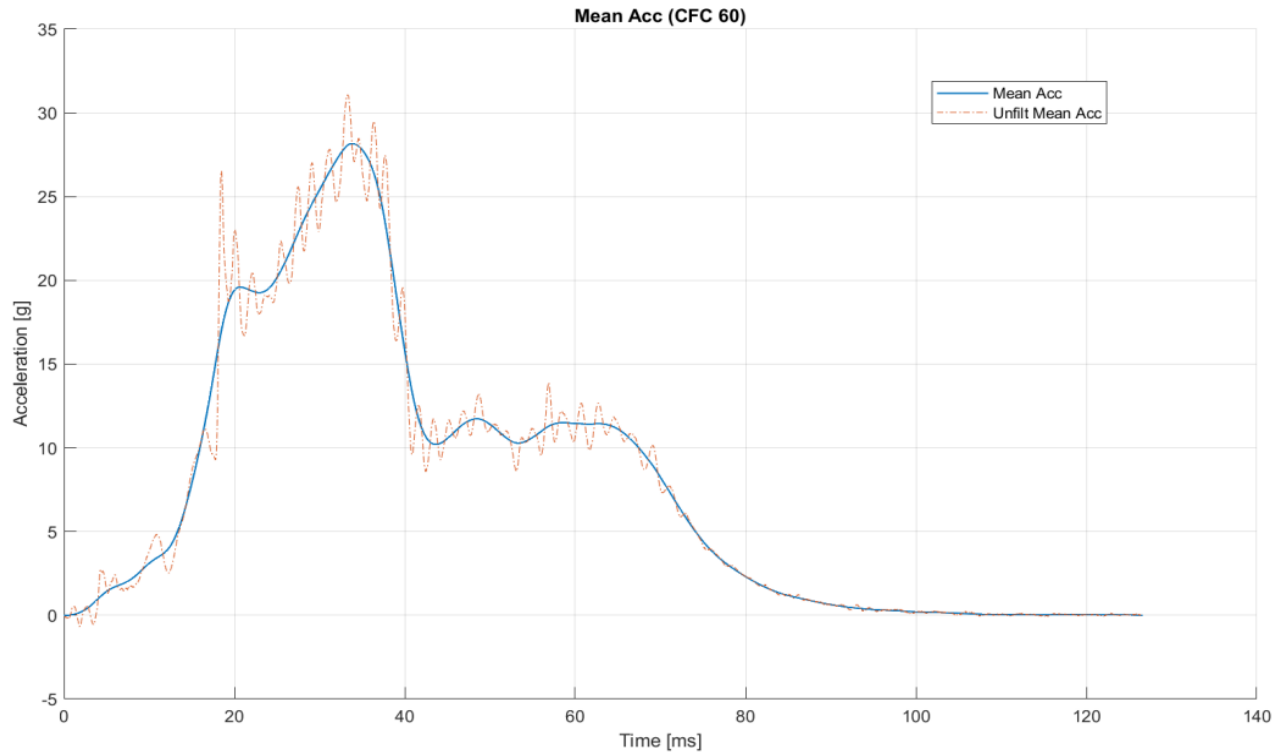


Figura 28 - Decelerazione media test di caduta 2

Nella seguente tabella vengono riportati in modo schematico i risultati della prova:

| Risultati test di caduta 2                 |                 |                 |                     |
|--------------------------------------------|-----------------|-----------------|---------------------|
|                                            | Accelerometro A | Accelerometro B | Accelerazione media |
| Accelerazione<br>Massima (Unfitted)<br>[G] | 36.7            | 30.3            | 33.5                |
| Accelerazione<br>Massima (CFC 60)<br>[G]   | 31.9            | 26.9            | 29.4                |

Tabella 7 - Risultati test di caduta 2

Conclusa la fase di presentazione dei dati si passa ora alla discussione dei risultati.

## 2.4 Discussione dei risultati

I test sperimentali descritti nello scorso capitolo, per la precisione, sono stati condotti allo scopo di validare i risultati derivanti dall'analisi agli elementi finiti sviluppata dai precedenti tesisti. La normativa SAE AS8049B, infatti, richiede, per il brevetto di un nuovo componente, un test eseguito sull'intero sistema sedile-assorbitore. La scelta di una massa battente pari a circa 35kg ed un valore di decelerazione massimo di 20G, infatti, derivano dalle approssimazioni matematiche riportate nel capitolo 1.4. Il loro scopo, difatti, è quello di poter simulare il più possibile le condizioni reali di carico esclusive del sistema di assorbimento. Conclusa questa breve introduzione, si passa ora all'analisi dei risultati delle due prove di caduta.

Si considera ora il primo test. Analizzando la curva accelerazione media-tempo, risulta possibile individuare un andamento alquanto anomalo rispetto ai dati derivanti dalla simulazione agli elementi finiti. Il picco di decelerazione risulta infatti caratterizzato da un valore pari a 26.1G, largamente superiore rispetto ai circa 19G derivanti dalla simulazione.

Ulteriore discordanza, e perciò problematica, risulta essere l'istante di tempo nel quale tale picco si viene a presentare, 60ms: analizzando semplicemente la fisica del problema, ci si aspetta che il picco di decelerazione si sviluppi nelle fasi finali dell'urto, a causa della maggior quantità di materiale a contatto con l'elemento impattante.

Nella prova esaminata, invece, è possibile apprezzare un andamento simil oscillatorio dell'accelerazione media in funzione del tempo. Dopo la fase di contatto iniziale con il corpo battente, si viene a presentare un massimo relativo dell'accelerazione media con valore pari a circa 20G ad un tempo di 20ms. Raggiunta tale condizione, poi, l'accelerazione tende a decrescere fino a raggiungere un minimo relativo di circa 8G a 40ms. La zona problematica si presenta negli istanti di tempo successivi al raggiungimento del minimo relativo, la curva infatti tende a modificare nuovamente la propria pendenza fino al raggiungimento del massimo assoluto.

Valutando l'asse delle ascisse, ossia il tempo espresso in [ms], è possibile osservare come la prova non rispecchi i risultati previsti sia dall'analisi agli elementi finiti, sia dal comportamento fisico preventivato.

La causa di tale oscillazione nel raggiungimento del valore massimo assoluto di decelerazione risulta imputabile ad un fenomeno di instabilità, sviluppatosi in seguito alla prima fase di contatto con la massa battente.

Osservando infatti i filmati, catturati mediante l'ausilio di un'apposita fast-cam, risulta possibile identificare tale fenomeno in corrispondenza dell'istante in cui ha inizio la rottura del corpo centrale dell'assorbitore.

Tale oscillazione, ha infatti causato una modifica delle caratteristiche di resistenza del sistema, facendo sì che il picco di assorbimento, coincidente con il valore massimo assoluto di decelerazione, si sviluppasse una volta completata la movimentazione laterale e tornato il componente nella sua configurazione iniziale.

Nell'immagine seguente risulta espresso il confronto fra la configurazione di partenza del sistema e quella assunta istantaneamente a causa dell'instabilità interna:

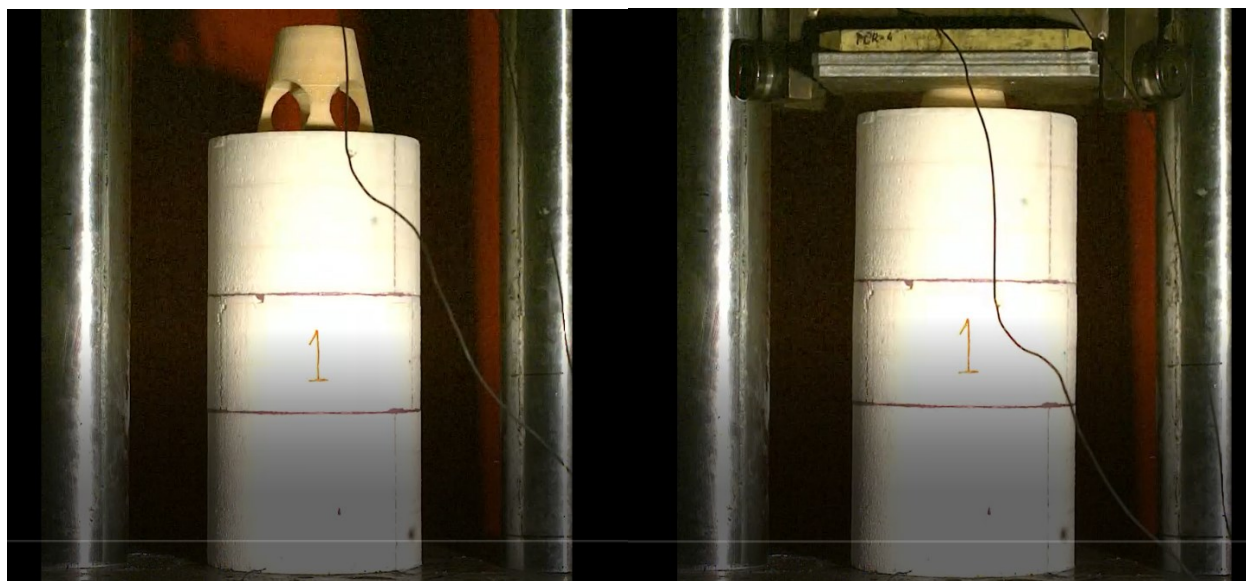


*Figura 29 - Fenomeno di instabilità nel test di caduta 1*

Sulla base delle considerazioni sopra riportate, ed avendo in aggiunta a disposizione delle prove grafiche, si è scelto di reputare veritieri soltanto i risultati derivanti dal test svolto sul campione 2. La prova sopra riportata, tuttavia, è in grado di fornire degli spunti relativi al fissaggio del componente.

Risulta infatti necessario, allo scopo di evitare fenomeni di instabilità come quello apprezzato in precedenza, fissare saldamente il sistema di assorbimento alla paratia del velivolo. Un corretto fissaggio, infatti, permetterà di prescindere dall'applicazione di un carico perfettamente verticale nella realizzazione di un corretto meccanismo deformativo e di assorbimento del sistema.

Sulla base delle considerazioni precedenti, si procede ora alla discussione dei risultati relativi al test 2. L'andamento della curva accelerazione media-tempo rispecchia quello ipotizzabile sulla base del caso fisico di studio: a seguito di una fase di contatto iniziale con la massa battente, la curva dell'accelerazione media assume andamento crescente fino al raggiungimento di un valore massimo assoluto, pari a 29.4G, in corrispondenza di un tempo di circa 35ms. Superata la condizione di massimo, la curva assume andamento decrescente fino a tendere al valore nullo.

Non essendo presenti particolari difformità fra l'andamento reale della curva e quello simulato, si procede all'analisi effettiva dei valori di decelerazione. Viene di seguito riportato il grafico relativo alla decelerazione in funzione del tempo nel caso di analisi agli elementi finiti:

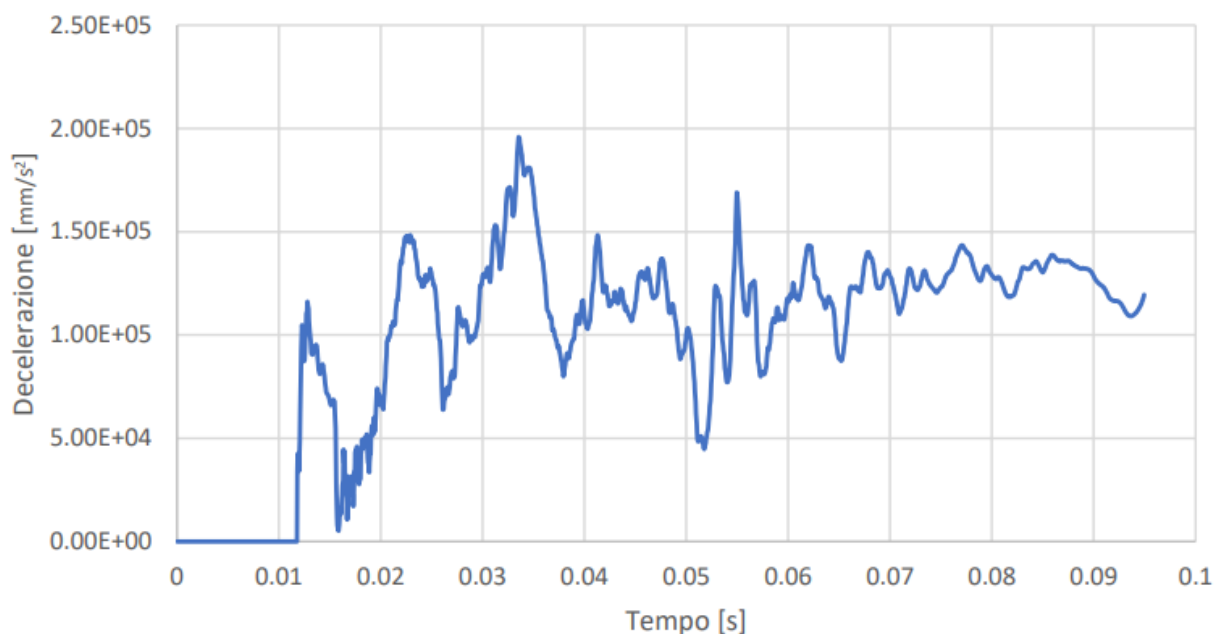


Figura 30 - Grafico decelerazione-tempo simulazione FEM assorbitore a fori circolari

Al netto di una fase di diminuzione della decelerazione dopo il raggiungimento del massimo assoluto differente, a causa dell'assenza di un criterio di danneggiamento per il materiale nel modello FEM, la differenza principale fra la simulazione ed il test reale, sta nel valore del picco di decelerazione.

Come già riportato in precedenza, la simulazione agli elementi finiti restituiva un valore massimo di decelerazione pari a circa 19G, al contrario il test riporta un picco di 29.4G. Tale ingente differenza risulta compromettente ai fini dello studio precedentemente svolto. Si rende necessaria, pertanto, la valutazione dei parametri responsabili del fenomeno.

Un primo parametro che può essere indagato risulta essere il contributo del collare realizzato in Polietersulfone. La simulazione agli elementi finiti cui si è fatto riferimento durante il confronto, infatti, presentava un sistema formato esclusivamente dal corpo centrale dell'assorbitore a doppio cono rovesciato, come riportato in figura:

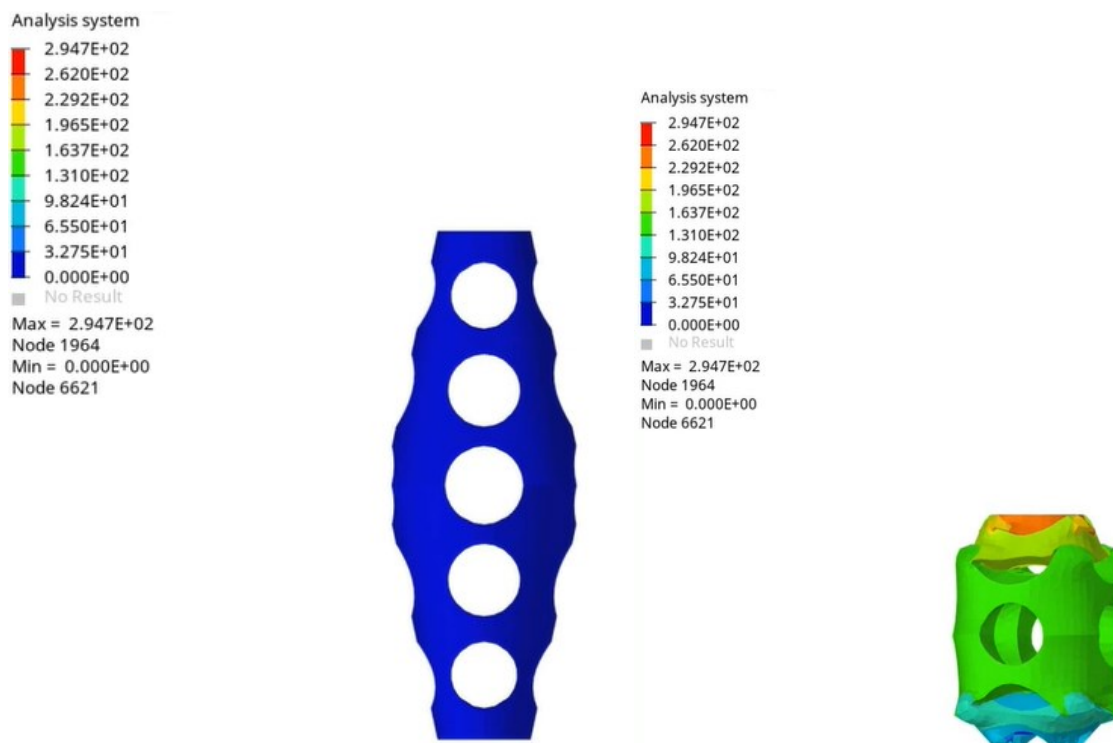


Figura 31 - Simulazione FEM geometria a fori circolari

Si era inizialmente pensato di utilizzare il Polietersulfone come materiale costituente il collare esterno, vista la sua elevata cedevolezza. Idealmente, il collare, si sarebbe dovuto rompere con facilità, senza opporre particolare resistenza al contatto con la massa battente. Tale tendenza non risulta tuttavia essere rispettata nella prova reale, sulla base dei valori di decelerazione misurati. Il collare, infatti, partecipa attivamente all'assorbimento energetico, incrementando la sollecitazione ricevuta dal corpo impattante.

Nella condizione di utilizzo pratico del sistema di assorbimento, tale comportamento inciderebbe sul valore della forza trasmessa dal sedile all'occupante, la quale, superando il valore massimo previsto dalla normativa, potrebbe sviluppare gravi lesioni nei confronti del soggetto interessato.

La soluzione più semplice alla problematica relativa al supporto sembrerebbe la sua eliminazione. Tale ipotesi non risulta tuttavia applicabile per ragioni legate alla stabilità del sistema di assorbimento durante l'urto. Si procederà dunque alla generazione di una nuova simulazione, nella quale verrà modellato anche il supporto esterno, in cui sarà valutata l'influenza della geometria dei fori sul comportamento globale del sistema.

Ulteriore possibile elemento discriminante il comportamento reale del sistema risulta essere il materiale adesivo interposto alle varie sezioni sia del corpo centrale che del supporto. Risulterà dunque necessario implementare anche tale aspetto all'interno della nuova simulazione, verificandone successivamente l'influenza.

L'implementazione di una legge di danneggiamento dei materiali avvicinerebbe ulteriormente la simulazione al caso di studio reale. Trattandosi tuttavia di materiali polimerici, non essendo presente nei sistemi di calcolo una legge specifica, risulterà necessario svilupparne una ad hoc attraverso la scrittura di un codice. Tale processo risulta dispendioso, sia a livello di complessità che a livello di tempistiche, e non verrà indagato nella presente trattazione.

In conclusione del capitolo vengono riportate, a titolo meramente informativo, delle immagini relative alle condizioni dei provini al termine del test di caduta:



*Figura 32 - Condizione dei campioni post test di caduta*



# 3 INFLUENZA DELLA GEOMETRIA DEI FORI

All'interno di questo terzo capitolo si procederà all'illustrazione delle varie fasi processuali relative a test di compressione. Tali prove si rendono necessarie allo scopo di determinare la migliore geometria dei fori che verranno successivamente sviluppati all'interno del corpo principale del sistema di assorbimento.

In particolare, si procederà dapprima alla realizzazione dei provini in schiuma secondo oculate specifiche dimensionali e geometriche. Successivamente si passerà al test vero e proprio, svolto presso la sede aziendale.

La parte finale del capitolo esporrà, infine, i risultati derivanti dalle prove, definendo la tipologia migliore di geometria dei fori.

Risulta doveroso sottolineare come tale test sia volto alla determinazione qualitativa, piuttosto che quantitativa, del comportamento a compressione del materiale. Il comportamento a compressione del PVC, infatti, risulta già essere stato caratterizzato da tesisti precedenti. L'indagine punterà, dunque, alla valutazione dell'influenza della differente geometria dei fori sul comportamento durante la deformazione del provino.

Le geometrie analizzate saranno di tre differenti tipologie:

- Foro circolare.
- Foro ellittico con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico.
- Foro ellittico con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico.

Facendo riferimento al corpo centrale dell'assorbitore, l'utilizzo di una geometria ellittica per i fori si auspica garantisca una maggiore deformazione del componente prima della rottura, favorendo così l'azione di assorbimento energetico.

## 3.1 Preparazione dei provini

Nella seguente sezione saranno presentati gli step processuali seguiti per la generazione degli specifici provini di compressione.

Risulta doveroso specificare come, per ottimizzare le tempistiche tecniche, l'intero iter descritto venga realizzato internamente all'azienda.

La normativa di riferimento ASTM D1621 [21] presenta, all'interno del capitolo 6, una serie di condizioni necessarie affinché la prova di compressione possa essere condotta in maniera corretta ed i risultati possano essere considerati attendibili. Tali limitazioni fanno soprattutto riferimento alle dimensioni caratteristiche dei provini:

- 1) I campioni devono avere sezione trasversale circolare o quadrata, con un valore minimo pari a  $25.8 \text{ cm}^2$  ed un massimo di  $232 \text{ cm}^2$ . L'altezza minima non deve risultare inferiore a 25.4 mm, mentre l'altezza massima non deve superare la larghezza o il diametro del provino. Risulta inoltre doveroso porre attenzione al fatto che le estremità caricate del campione siano fra loro parallele e perpendicolari alle superfici laterali.
- 2) Tutte le superfici del provino devono essere esenti da difetti di grandi dimensioni o imperfezioni visibili. Nel caso fosse necessario posizionare dei riferimenti di calibro sul campione, tale processo deve essere svolto in maniera da non influenzare le superfici del campione.
- 3) Nel caso si sospettasse di un comportamento anisotropo da parte del materiale, risulta necessario specificare la direzione del carico di compressione in relazione alla presunta direzione di anisotropia.
- 4) Per ciascuna tipologia di geometria risulta necessario lo svolgimento di cinque test su altrettanti campioni. Gli esemplari presentanti dei fallimenti legati ad evidenti difetti devono essere scartati ed il test ripetuto, a meno che tali difetti non rappresentino una variabile di cui si vuole studiare l'effetto.

Il materiale utilizzato, come ampiamente specificato, risulta essere il PVC, una schiuma ad alte prestazioni con uso aerospaziale.

I provini sono stati sviluppati a partire da lastre di materiale 2070 x 1020 mm presenti in magazzino, con uno spessore pari a 25.4mm. Proprio quest'ultima dimensione rappresenta un vincolo costitutivo durante la fase di progettazione della geometria e dell'estensione dei fori.

Al fine di evitare fenomeni di instabilità durante la prova, essendo vincolata la dimensione dello spessore da quella della lastra di materiale costituente, si è deciso di non rispettare le specifiche di sezione trasversale minima previste dalla normativa di riferimento. Tale assunzione risulta ammissibile tenendo in considerazione il fine meramente qualitativo della prova.

Come già ribadito nell'introduzione al capitolo, infatti, la serie di test di seguito presentati non hanno uno scopo di caratterizzazione del comportamento del materiale, bensì caratterizzazione del differente effetto della forma dei fori sulla deformazione e rottura del campione a compressione.

In accordo con la normativa, invece, si è provveduto alla realizzazione di cinque campioni per ogni tipologia di geometria dei fori, in maniera tale da garantire una sufficiente validità statistica dei test. Il comportamento del PVC risulta inoltre essere considerato come isotropo.

La generazione della geometria dei provini si è dimostrata tutt'altro che scontata. La necessità, infatti, risultava essere coniugare una configurazione il più vicino possibile a quella idealmente progettata, sulla base del materiale a disposizione nel magazzino, con i requisiti previsti dalla normativa e dalle tecniche di realizzazione a disposizione in azienda.

Avendo inoltre a che fare con delle esigue dimensioni, l'operazione di foratura deve obbligatoriamente essere svolta mediante l'utilizzo di specifiche macchine utensili, in grado di garantire una tolleranza ammissibile soprattutto in termini di centratura dei fori.

Allo scopo di rendere le operazioni di generazione dei campioni il più rapide e semplici possibile, si è optato per la progettazione di una geometria d'insieme cubica, con lati di ogni faccia estesi 25.4mm. Nell'immagine seguente viene riportato a titolo informativo il dimensionamento di un campione senza foratura:

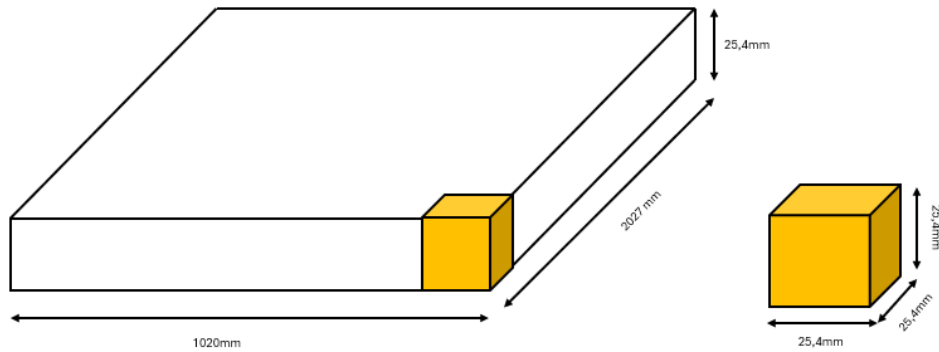


Figura 33 - Provini di compressione senza fori

Il dimensionamento dei fori da inserire sul provino cubico si è basato sul mantenimento di un valore costante del rapporto volume vuoto su volume pieno.

L'insidia principale risultava legata all'integrità strutturale del campione: un rapporto vuoto-pieno superiore al 20%, infatti, avrebbe comportato la disposizione di un'esigua quantità di materiale in corrispondenza della zona sulla faccia forata compresa fra difetto e superfici laterali. Tale condizione si sarebbe tradotta in una prematura rottura del campione una volta sottoposto al carico monoassiale di compressione. Sulla base di tali assunzioni si è dunque optato per la definizione di un rapporto:

$$\frac{V_{vuoto}}{V_{pieno}} = 0.2 \quad (24)$$

L'imposizione di tale vincolo costruttivo garantisce, infatti, la presenza al minimo di 5mm di materiale fra foro e superfici laterali, dunque una sufficiente integrità strutturale. La condizione critica, ovviamente, si sarebbe venuta a sviluppare nel caso di forature a forma ellittica, a causa della presenza di un semiasse maggiore e di uno minore.

Di seguito si procede alla descrizione a livello dimensionale delle tre tipologie di provini, partendo dal calcolo del volume del foro passante.

Conoscendo il volume del provino non forato, pari ad  $1.64E+04 \text{ mm}^3$ , attraverso una semplice manipolazione della relazione (24) risulta possibile ricavare il volume del foro passante come:

$$V_{vuoto} = 0.2 * V_{pieno} = 2.64E+03 \text{ mm}^3 \quad (25)$$

Il passo successivo consiste nella definizione della geometria dei fori. Nel caso di difetto ellittico, oltre alla valutazione della posizione del semiasse maggiore rispetto alla direzione di applicazione del carico, si è deciso di valutare anche l'effetto del rapporto fra il semiasse maggiore e minore. In particolare, ogni classe di campioni con foro ellittico risulta essere formata da un totale di 10 provini: cinque con rapporto tra i semiassi pari a 0.4 e cinque con rapporto pari a 0.5.

Le seguenti tabelle ed immagini riassumono le tipologie e le dimensioni dei vari campioni:

| Serie   | Descrizione                                                                                                   |
|---------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 002     | Campione cubico con foro passante circolare                                                                   |
| 003-004 | Campione cubico con foro ellittico con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico |
| 005-006 | Campione cubico con foro ellittico con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico  |

Tabella 8 - Classificazione provini test di compressione

La numerazione delle varie serie di campioni parte dalla 002 proprio a causa delle prove svolte da precedenti testisti sulla stessa classe di materiale. Ovviamente in tali test non risultava prevista la presenza di fori, aspetto che giustifica ulteriormente l'attuale trattazione.

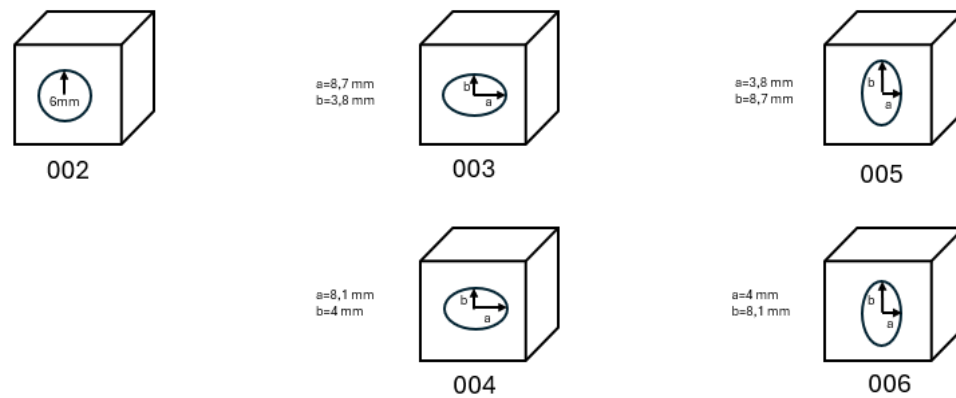


Figura 34 - Geometria provini forati per test di compressione

| Serie | Raggio [mm] | a [mm] | b [mm] | a/b | Quantità |
|-------|-------------|--------|--------|-----|----------|
| 002   | 6           |        |        |     | 5        |
| 003   |             | 8.7    | 3.8    | 2.3 | 5        |
| 004   |             | 8.1    | 4      | 2   | 5        |
| 005   |             | 3.8    | 8.7    | 0.4 | 5        |
| 006   |             | 4      | 8.1    | 0.5 | 5        |

Tabella 9 - Dimensionamento fori passanti per provini di compressione

Viene infine riportata un'immagine relativa ai campioni una volta conclusa la fase di lavorazione alle macchine utensili:

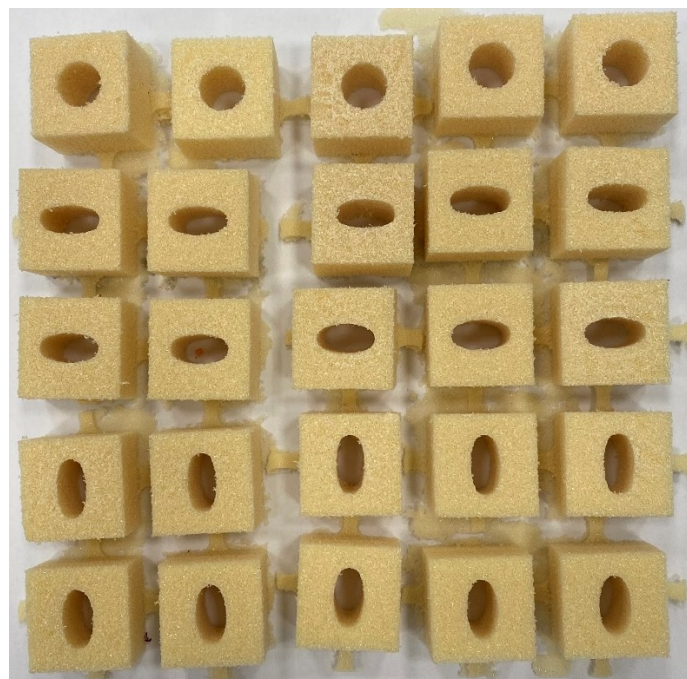


Figura 35 - Provini di compressione appena realizzati

## 3.2 Prova di compressione secondo ASTM D1621

Completata la fase di generazione dei campioni, la normativa di riferimento prevede una fase di condizionamento della durata di 12 ore alla temperatura di 23°C ed umidità relativa del 50%. Nel corso di tale processo, i provini vengono inseriti all'interno di un ambiente controllato, detto camera climatica, con il fine di eliminare eventuali tracce di umidità e garantire una temperatura uniforme durante l'esecuzione del test. Conclusa anche quest'ultima fase è finalmente possibile procedere alla prova.

La macchina utilizzata per il test risulta essere la Instron® 5969. Tale macchinario viene comunemente descritto come un “sistema di test universale”, grazie alla capacità di testare un materiale sia in condizioni di trazione che di compressione. Viene di seguito presentata un'immagine di repertorio a titolo informativo:



Figura 36 - Instron® 5969 [26]

La struttura risulta principalmente composta da una traversa orizzontale, la quale, scorrendo lungo due guide verticali denominate comunemente colonne, ha lo scopo di impartire il carico al campione. La tipologia di forza applicata dipende da quella di movimentazione posseduta dalla traversa: un movimento dall'alto verso il basso caratterizzerà un carico di compressione, d'altro canto, un movimento dal basso verso l'alto corrisponderà ad un carico di trazione. Tale reversibilità, per l'appunto, vale al sistema la denominazione di "macchina di test universale".

Nel caso del macchinario in esame, il carico massimo che può essere imposto dalla traversa sul campione risulta essere pari a 100kN, sia in trazione che in compressione. La presenza di afferraggi, allo scopo di ancorare il provino al telaio ed alla traversa mobile, si rende necessaria nell'esclusiva casistica di prova a trazione.

Nella prova di compressione in esame, invece, il campione risulta essere interposto fra due piastre in acciaio opportunamente livellate, delle quali, una si trova ancorata direttamente alla traversa mobile. La mobilitazione di quest'ultimo componente avviene grazie all'azione di un cilindro idraulico, identificabile dunque come generatore del carico monoassiale.



Figura 37 - Setup Instron<sup>®</sup> 5969 per test di compressione: (1) telaio; (2) sistema di acquisizione; (3) celle di carico; (4) piastre di compressione

L'immagine presentata nella pagina precedente raffigura un classico setup per test di compressione della macchina in esame. Per l'acquisizione dei dati relativi alla prova, vengono posizionati sul sistema differenti tipologie di sensori: una cella di carico, indicata con (3) nella Figura 37, permette di ricavare la forza scambiata fra traversa e provino. L'accorciamento di quest'ultimo, invece, viene misurato in tempo reale attraverso degli estensimetri di tipo resistivo.

Tali sensori inviano i dati misurati ad un apposito computer, il quale, utilizzando il software dedicato Instron presente con la macchina, risulta in grado di generare in tempo reale i grafici raffiguranti la tensione in funzione della deformazione. Solitamente, questi dati vengono successivamente inseriti all'interno di un foglio di calcolo Excel, per essere processati ed in seguito esportati all'interno del software di simulazione agli elementi finiti. Si passa ora alla descrizione del test effettivamente svolto presso il laboratorio aziendale.

Completata la fase di generazione e condizionamento dei campioni si è proceduto alla realizzazione del test. La prima azione compiuta risulta essere la realizzazione del corretto set-up del macchinario. Ultimata l'azione di apposizione delle apposite piastre per test di compressione nella zona del telaio fisso e sulla traversa mobile si è potuto procedere alla definizione delle condizioni di prova.

I campioni sono stati testati ad una velocità di discesa della traversa pari a  $150.00 \frac{mm}{min}$ . La scelta di tale valore risulta dettata dalla volontà di mantenere una distanza di sicurezza dalla condizione di fondo scala della macchina, ossia la massima velocità sviluppabile, così da garantire sufficiente validità e replicabilità alle prove.

Ultima condizione da imporre prima del test risulta essere la corsa della traversa mobile. Allo scopo di evitare azioni di compressione diretta fra la piastra superiore ed inferiore, si è dunque optato per una corsa pari allo spessore del campione, ossia circa 25.4 mm. Definite le condizioni di prova e completata la fase di calibrazione della forza e della posizione iniziale della traversa mobile, si è proceduto allo sviluppo delle prove.

Nella seguente tabella vengono riassunti i parametri fondamentali di prova.

| VELOCITÀ DI PROVA [ $\frac{mm}{min}$ ] | SPOSTAMENTO<br>TRAVERSA MOBILE [mm] | FORZA MASSIMA<br>APPLICABILE [kN] |
|----------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|
| 150.00                                 | 25.4                                | 100                               |

Tabella 10 - Condizioni test di compressione

Prima di passare all'esposizione dei risultati, viene presentata un'immagine rappresentativa delle condizioni dei vari campioni una volta completato il test.

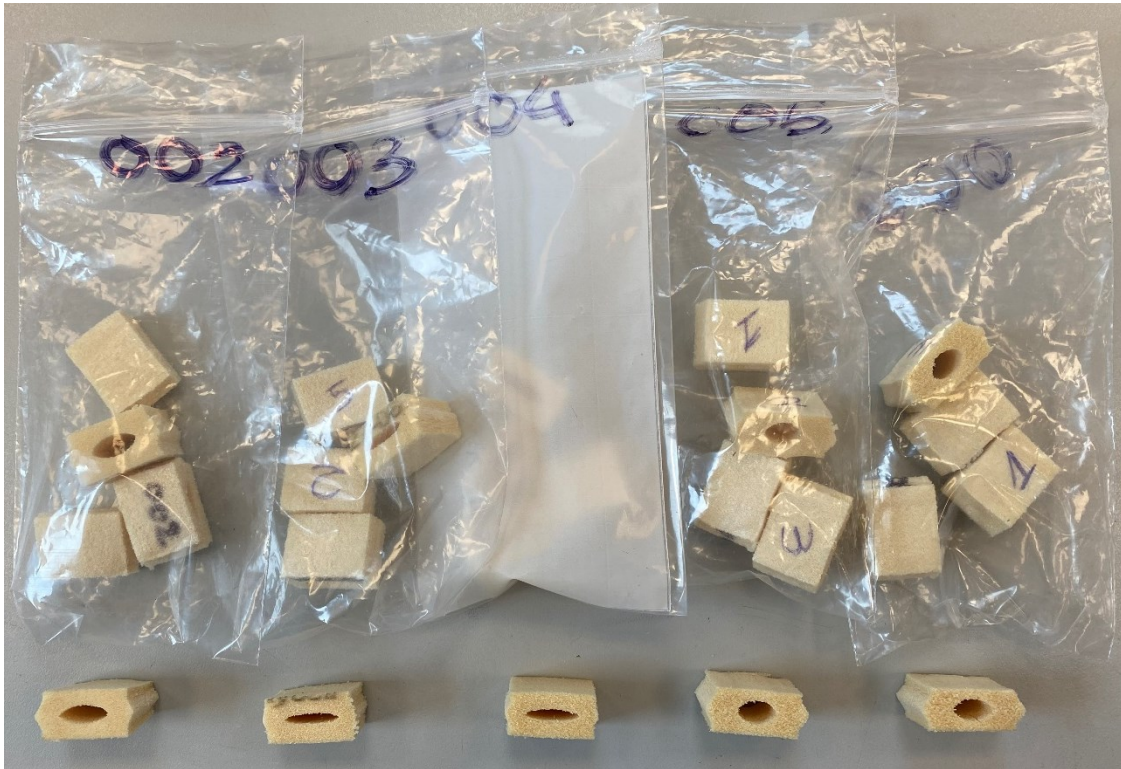


*Figura 38 - Campioni post test di compressione*

Partendo da sinistra verso destra, le serie presentate risultano essere: 002-003-004-005-006.

Attraverso una semplice analisi visiva risulta possibile apprezzare la diversa storia deformativa dei veri campioni.

In funzione della geometria del foro, infatti, la configurazione del campione al termine della prova appare differente passando da una serie all'altra.

L'effetto del rapporto fra semiasse maggiore e minore risulta, invece, discriminante in minima parte la configurazione deformata. Da esso dipende infatti la sola dimensione della foratura post test, non la forma.

Completate le prove, si è passati all'analisi dei risultati forniti direttamente dal software di acquisizione, presente, come precedentemente riportato, all'interno del computer collegato alla macchina. Attraverso una successiva manipolazione Excel dei dati ed un filtraggio statistico si è stati in grado di ricavare i grafici di seguito presentati.

### 3.2.1 Campioni con foro circolare

La prima serie di 5 campioni sottoposta a test di compressione, secondo la normativa ASTM D1621, risultano essere quelli appartenenti alla serie 002, caratterizzati da un foro circolare passante di raggio 6 mm. Viene di seguito presentata la curva raffigurante la media aritmetica dei valori relativi ai vari campioni testati.

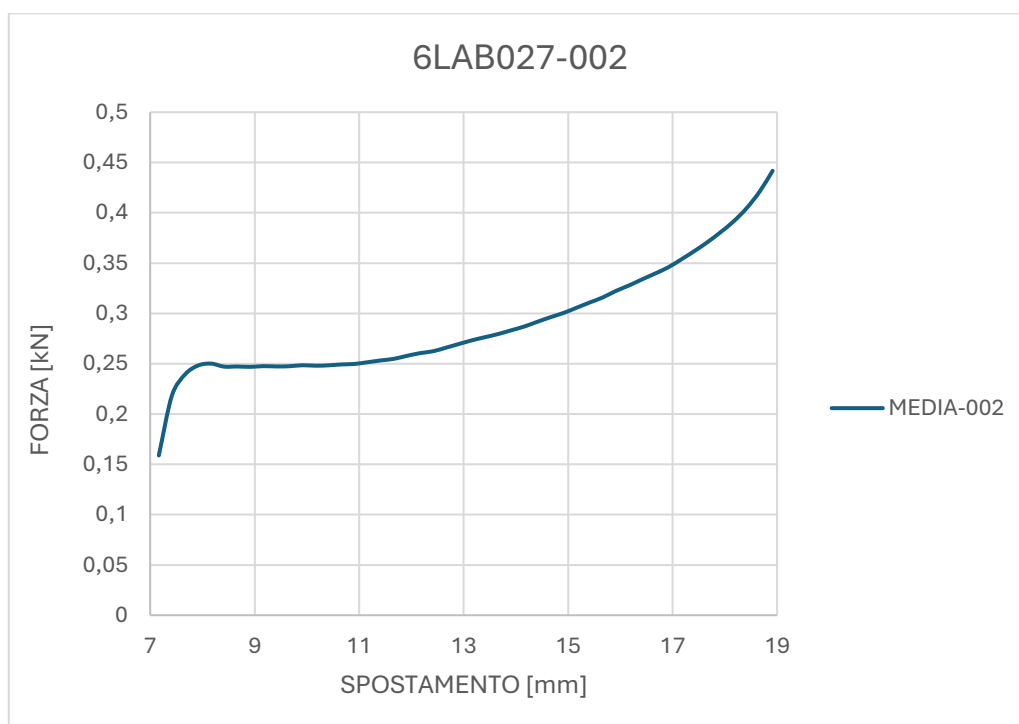


Figura 39 - Test di compressione serie 002

In figura risulta apprezzabile il comportamento caratteristico di un materiale viscoelastico.

Di particolare interesse risulta essere la zona centrale, denominata come plateau, in cui la forza si mantiene costante con lo spostamento. In base alla sua estensione ed al valore della forza, infatti, si andranno a sviluppare delle considerazioni relative all'effettiva utilità di tale geometria ai fini del sistema di assorbimento.

### 3.2.2 Campioni con foro ellittico orizzontale

In successione alla serie 002 si è provveduto al test delle serie 003 e 004, caratterizzate da foratura con geometria ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di applicazione del carico. È comodo ribadire che la serie 003, come espresso nella tabella 9, risulta caratterizzata da un rapporto  $a/b$  pari a 2.3; la 004, invece, da un  $a/b$  pari a 2.0. Questa differenziazione è stata svolta allo scopo di valutare l'influenza di tale rapporto sul comportamento del materiale.

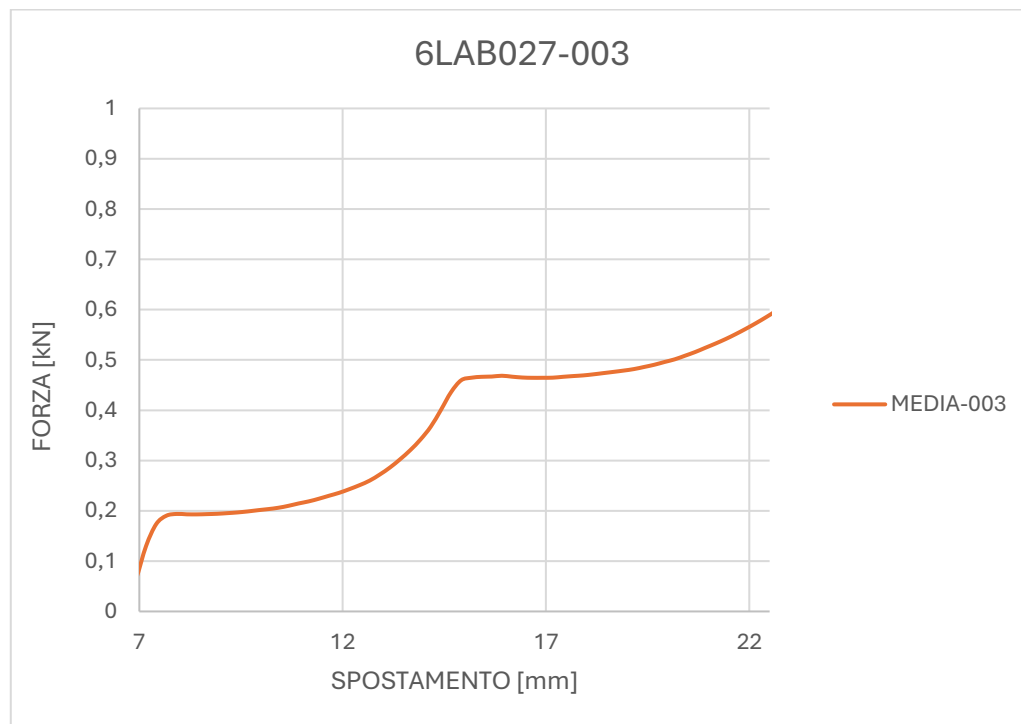


Figura 40 – Test di compressione serie 003

Osservando l'andamento della curva forza-spostamento, è possibile apprezzare un comportamento caratteristico per la presente tipologia di foratura. Come riscontrabile allo stesso modo nel grafico seguente, infatti, il foro di forma ellittica risulta tale da determinare, durante la fase di densificazione, la comparsa di una zona a forza pressoché costante con lo spostamento.

Ci si potrebbe infatti sbilanciare parlando di un secondo plateau, sviluppato in corrispondenza dell'istante in cui avviene il contatto fra l'estremità superiore e inferiore del foro a causa della forza di compressione.

In relazione alle condizioni di utilizzo del sistema di assorbimento, tuttavia, tale zona della curva caratteristica risulta influente e dunque il fenomeno è stato presentato a mero titolo informativo.

Si procede ora alla presentazione dei risultati per la serie 004:

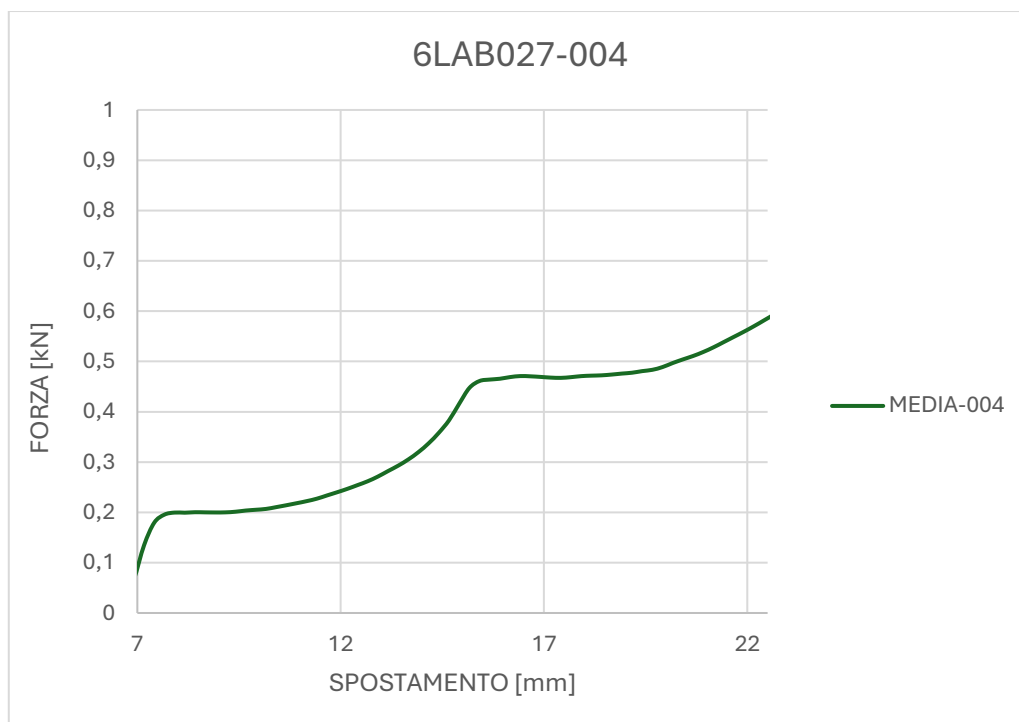


*Figura 41 - Test di compressione serie 004*

Nel capitolo relativo alla discussione dei risultati verranno espresse le varie considerazioni inerenti all'influenza del rapporto  $a/b$  ed alla conformazione della curva forza-spostamento.

### 3.2.3 Campioni con foro ellittico verticale

Le ultime serie di campioni sottoposti a test di compressione risultano essere la 005 e la 006, caratterizzate da fori ellittici con semiasse maggiore posizionato lungo la direzione di applicazione del carico. La serie 005 è caratterizzata da un rapporto  $a/b$  di 0.4, mentre la 006 presenta un  $a/b$  pari a 0.5.

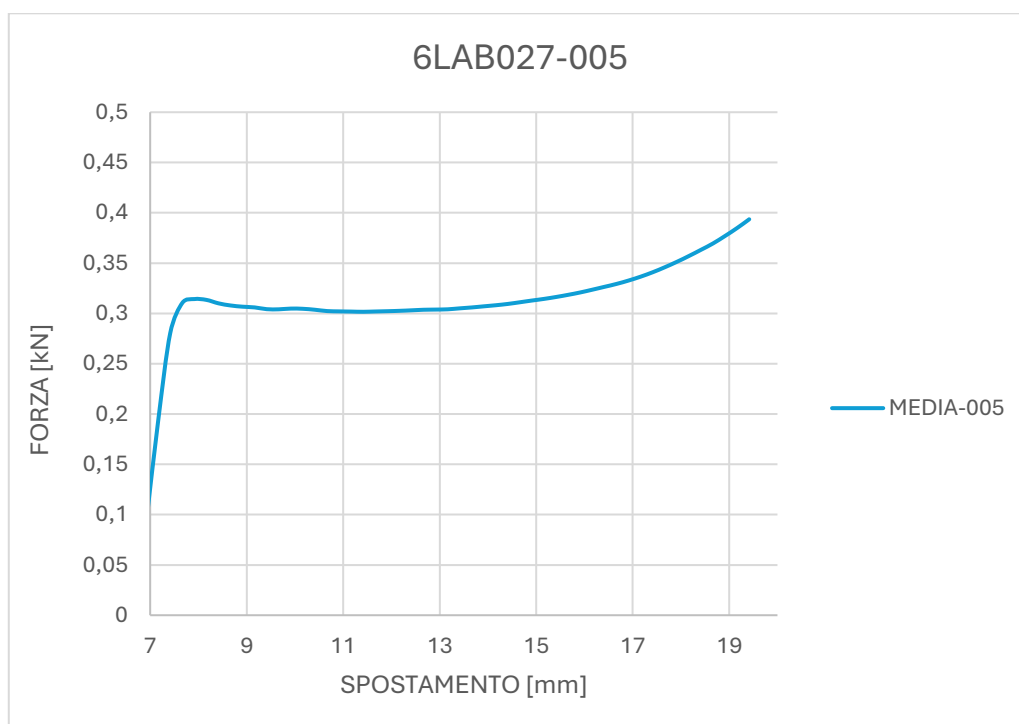


Figura 42 - Test di compressione serie 005

L'andamento mostrato nelle figure presenta una zona del plateau con buona estensione ed un comportamento in linea con quanto previsto dalla teoria delle schiume polimeriche a comportamento viscoelastico.

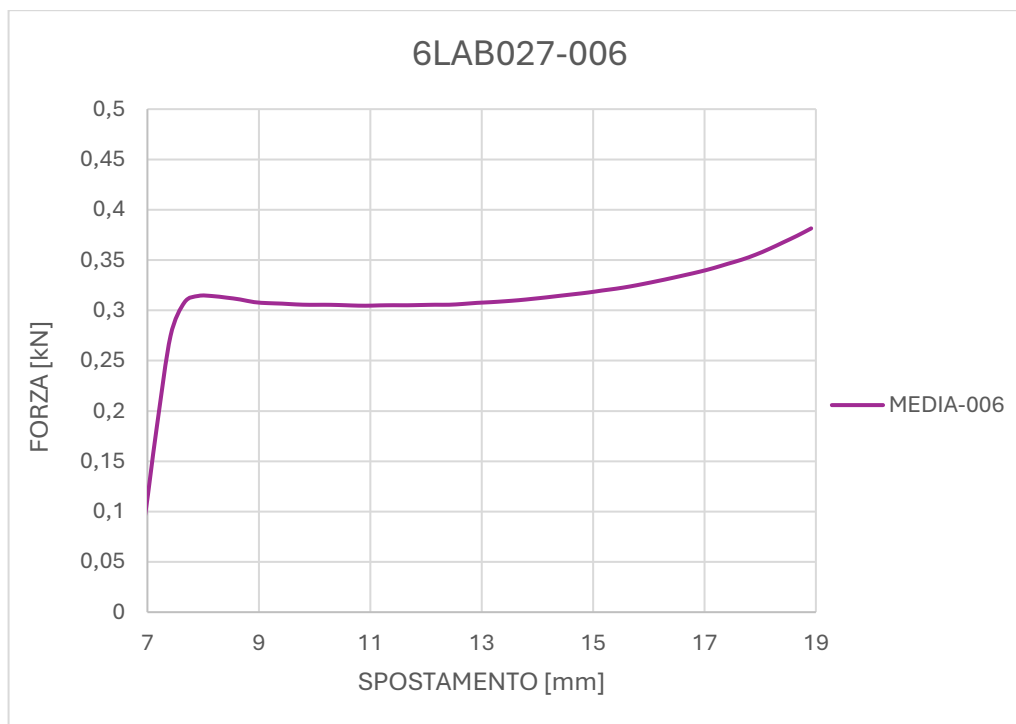


*Figura 43 - Test di compressione serie 006*

Conclusa la fase di esposizione dei risultati si passerà ora ad un'analisi critica degli stessi, esponendo un confronto rappresentativo fra le varie geometrie presentate.

### 3.3 Discussione dei risultati

Nel presente capitolo verrà proposta un'analisi critica dei risultati relativi ai test di compressione svolti su provini in PVC.

Lo scopo finale risulta sempre essere la determinazione della geometria dei fori tale da garantire una maggiore cedevolezza al sistema assorbitore, così da migliorare il comportamento apprezzato durante il test di caduta presentato al capitolo 2.3.

Nel grafico sotto riportato vengono raccolte le curve caratteristiche relative al comportamento medio dei campioni appartenenti alle varie serie testate, ognuna contraddistinta da un differente colore. Risulta nuovamente doveroso specificare che, tali andamenti, sono stati ricavati attraverso una media aritmetica dei valori di forza e spostamento appartenenti ai singoli provini di una determinata serie.

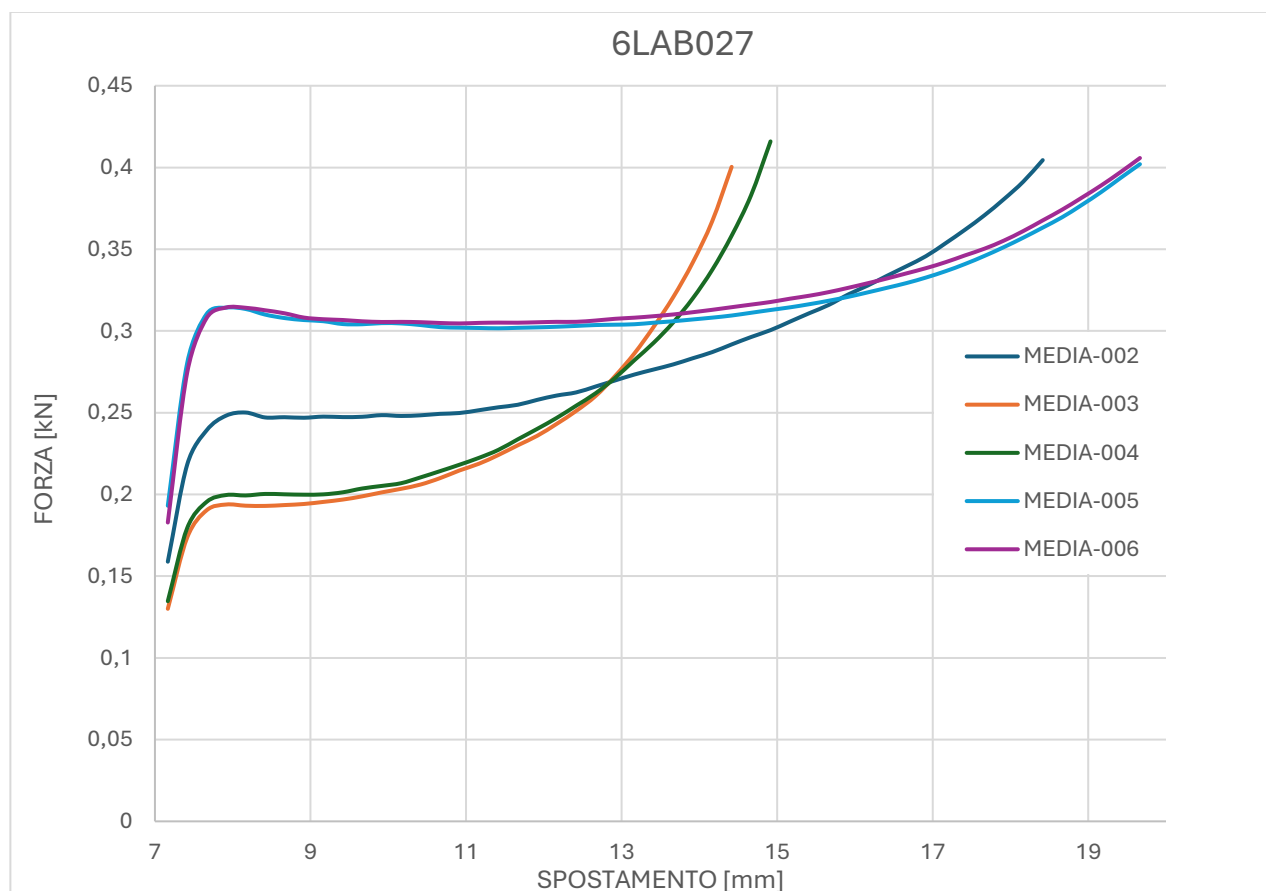


Figura 44 - Confronto curve test di compressione 6LAB027

Partendo con una semplice analisi visiva del grafico, risulta possibile apprezzare un differente comportamento dei campioni in funzione della geometria della foratura. Tale aspetto, dunque, consente di giustificare la logica seguita durante la presente trattazione e rappresenta la base per la successiva indagine attraverso metodo agli elementi finiti.

Si osserva come la geometria circolare, serie 002, sia caratterizzata da un comportamento intermedio rispetto alle altre due, sia a livello di forza applicata sia a livello di estensione della zona del plateau. Essa, infatti, come ipotizzato a monte della prova, rappresenta il punto di partenza per l'attività di implementazione trattandosi di una forma semplice e facilmente realizzabile a livello industriale.

Sulla base delle richieste legate alle condizioni di applicazione del componente si può dunque pensare di modificare la forma ed il numero delle forature, così da rispettare le specifiche richieste.

Se fosse, in particolare, richiesto un incremento di rigidità in risposta all'applicazione di un carico di compressione, la geometria ellittica dei fori con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico risulterebbe la più adatta. Le serie 005 e 006, infatti, presentano i valori più alti di forza in funzione dello spostamento fra le curve presentate in Figura 44. Tale comportamento risulta legato all'effettiva conformazione geometrica del provino. La geometria ellittica con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico, infatti, permette al materiale di disporre di un range deformativo maggiore rispetto agli altri casi analizzati. La spiegazione di tale fenomeno può essere individuata sviluppando considerazioni di tipo meramente geometrico: considerando il caso di prova di compressione preso in esame, infatti, risulta possibile osservare come, durante l'applicazione del carico, il tempo impiegato dall'estremità superiore della foratura per entrare in contatto con quella inferiore sia superiore a quello impiegato dalle altre geometrie per la realizzazione del fenomeno. Tale aspetto è legato al fatto che, avendo a disposizione più zona vuota nella direzione di applicazione del carico, l'ellisse verticale prima di collassare si trasforma prima in una circonferenza e successivamente, continuando a comprimere, in un'ellisse orizzontale.

La successione di queste tipologie di configurazione permette dunque al campione di assumere il comportamento riportato nel grafico precedente. Ulteriore aspetto apprezzabile dai grafici risulta essere l'estensione della zona del plateau.

Le serie 005 e 006, infatti, presentano una zona a forza costante con lo spostamento di ragguardevole estensione, il che incrementa notevolmente il campo di utilizzo del materiale.

Sulla base delle osservazioni precedenti risulta possibile descrivere dal punto di vista qualitativo il comportamento deformativo nel tempo del campione forato. In ordine di sviluppo, infatti, il primo

passaggio di forma risulta essere da ellisse con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico a circolare. Successivamente, continuando ad applicare il carico, si passerà, prima del contatto fra estremità superiore ed inferiore, alla configurazione ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione del carico.

Tale geometria, come appena espresso, rappresenta l'ultima configurazione assunta dal campione forato prima dell'effettiva chiusura del foro a causa del carico. Non stupisce, dunque, l'andamento presentato in Figura 44 dai campioni delle serie 003 e 004, caratterizzate da foratura ellittica orizzontale: i valori della forza in funzione dello spostamento risultano essere i più bassi fra quelli presentati, definendo dunque tale geometria come la più cedevole.

Ulteriore aspetto d'interesse risulta essere l'estensione della zona del plateau, estremamente esigua rispetto alle altre curve analizzate, anch'essa legata alla conformazione della foratura.

In conclusione del capitolo si procede ad analizzare l'influenza del rapporto  $a/b$ . A causa delle limitazioni legate alle dimensioni dei campioni si è proceduto all'indagine di due valori caratteristici, ossia semiasse maggiore pari a due volte il minore e semiasse minore pari a 0.4 volte il maggiore. Considerando tale differenziazione del 10%, i comportamenti riscontrati non risultano di molto differenti indipendentemente dalla tipologia di foratura. Ulteriore spunto potrebbe essere l'analisi di differenti rapporti, possibilmente con una differenza superiore al 10%.

Basandosi sui risultati delle prove di compressione si è proceduto alla realizzazione di simulazioni agli elementi finiti del sistema di assorbimento, modellando il corpo centrale con le varie tipologie di fori analizzate nel presente capitolo.



# 4 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI

Nel seguente capitolo si procederà all'illustrazione delle fasi processuali che hanno portato alla realizzazione di una serie di simulazioni agli elementi finiti, replicanti le condizioni di esercizio del sistema. Tali analisi risultano essere atte a valutare l'effettiva validità dell'implementazione geometrica dei fori sul comportamento globale dell'assorbitore.

Il vincolo costruttivo, relativamente alla dimensione delle forature, viene identificato nel rapporto fra il volume del materiale pieno ed il volume dei fori. Tale valore, come osservato in precedenza anche durante i test di compressione, deve necessariamente essere mantenuto costante indipendentemente dalla geometria del foro analizzata, rendendo in tal modo possibile un confronto fra le varie casistiche.

Al fine di sviluppare le seguenti simulazioni si è usufruito del software HyperMesh<sup>®</sup>, strumento facente parte della suite dell'azienda Altair<sup>®</sup>, società leader nella fornitura di servizi informatici per il ciclo di sviluppo del prodotto. Attraverso il software, si è proceduto alla generazione della geometria del sistema ed al completamento della fase di pre-processing. Con il termine pre-processing si vanno a riassumere le operazioni, necessarie per la caratterizzazione del problema, di imposizione dei vincoli, definizione dei carichi agenti sul sistema e dei parametri di simulazione.

Per quanto riguarda il solutore utilizzato, si è optato per la scelta dello strumento Radioss<sup>®</sup>: si tratta di un solutore esplicito particolarmente indicato per simulazioni non lineari ove risultano essere presenti carichi di tipo dinamico.

Grazie alle sopra citate caratteristiche, tale solutore trova applicazione soprattutto nell'industria automobilistica ed aerospaziale per la simulazione di urti ed esplosioni.

## **4.1 Geometria dei fori ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di carico senza collare contenitivo**

La presente simulazione coniuga al suo interno le evidenze sperimentali osservate a seguito dei test di caduta e di compressione. Dal test di caduta si è potuto appurare come la geometria a fori circolari proposta in precedenza, in controtendenza con le simulazioni agli elementi finiti, non rispettasse la specifica di decelerazione inferiore a 20G. La differenza fra il valore sperimentale e quello normato non risulta ingegneristicamente ammissibile, comportando dunque una variazione della geometria dei fori.

Mediante il test di compressione svolto presso il laboratorio aziendale, si è invece ricavato il comportamento del materiale PVC in funzione della geometria dei fori. Riassumendo quanto riportato nel capitolo precedente, si è osservato come la geometria dei fori che garantisce al materiale una maggiore cedevolezza, a parità di forza, risulta ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di applicazione del carico. In successione, si trovano poi la geometria circolare e l'ellittica con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico.

Le simulazioni avranno lo scopo di validare la bontà del modello ad ellissi orizzontali (semiasse maggiore ortogonale al carico), decretandolo come il migliore realizzabile al netto delle conoscenze teoriche e dei risultati sperimentali attualmente disponibili.

La prima simulazione realizzata ha lo scopo di simulare il comportamento del solo corpo centrale dell'assorbitore, valutarne la decelerazione trasmessa e confrontarla con il valore derivante dalle simulazioni precedenti a geometria dei fori circolare.

Nel caso in cui la prima run desse riscontro positivo, si provvederà alla realizzazione di un modello agli elementi finiti contenente anche il collare contenitivo in Polietersulfone. I risultati di tale simulazione verranno poi confrontati con i dati relativi al test di caduta ed alle simulazioni precedentemente sviluppate.

Vengono di seguito riportati i passi processuali che hanno permesso la realizzazione della simulazione.

### 4.1.1 Generazione della Geometria

La prima fase per la realizzazione di una simulazione agli elementi finiti risulta essere la generazione di un modello geometrico, rappresentante il sistema da studiare. Nello specifico caso dell'assorbitore energetico, si è sfruttato l'ambiente di disegno CAD implementato all'interno del software HyperMesh® per la realizzazione sia del corpo centrale che del collare contenitivo.

La motivazione dietro tale decisione risulta individuabile nella semplicità delle forme costituenti le varie componenti del sistema. Come espresso nei precedenti capitoli, infatti, una delle esigenze richieste al nuovo assorbitore è rappresentata dalla semplicità costitutiva e costruttiva, così da garantire una diminuzione dei tempi e costi di produzione.

Basandosi su tali assunzioni si è dunque provveduto alla realizzazione degli elementi costituenti. Osservando le specifiche relative alle precedenti simulazioni, risulta facilmente verificabile la presenza di differenti assi di simmetria per il corpo centrale dell'assorbitore. Tale evidenza, permette così la semplificazione dell'operazione di realizzazione del pezzo: sarà infatti sufficiente la modellazione di un solo quarto di componente e, attraverso le funzionalità dell'ambiente di lavoro, risulterà possibile ricavarne la geometria completa. Viene di seguito riportata un'immagine raffigurante il corpo centrale dell'assorbitore generato come sopra riportato:

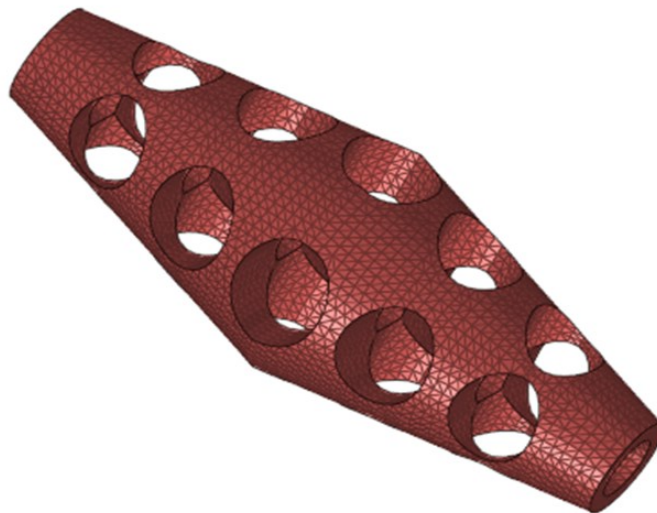


*Figura 45 - Geometria corpo centrale ellissi orizzontali*

Per quanto invece concerne gli ingombri totali del sistema ed il peso complessivo, essi risultano dettati dal rapporto fra volume del materiale e volume dei fori:

$$\frac{V_{pieno}}{V_{vuoto}} = 0.6 \quad (26)$$

Il valore riportato è il frutto di precedenti attività di routine, atte alla determinazione del minimo volume di materiale tale da garantire l'invarianza delle caratteristiche a compressione.

Questo aspetto, in aggiunta alla costanza delle condizioni di calcolo, permetterà un confronto facile ed immediato fra i dati relativi alle simulazioni FEM con varie tipologie di foratura.

Si è optato per il mantenimento di una geometria del corpo centrale caratterizzata da cinque fori per asse di simmetria verticale. Questa scelta risulta dettata dalla volontà di non stravolgere completamente la geometria precedentemente testata, poiché facilmente realizzabile e rappresentante il punto di partenza per le operazioni di implementazione, essendo l'unica su cui è stato svolto un reale test.

Sulla base di questo ulteriore vincolo costruttivo, si è provveduto alla definizione delle dimensioni delle ellissi orizzontali. Come mostrato in Figura 45, la geometria ellittica non risulta particolarmente pronunciata: il semiasse minore, infatti, avrà dimensioni di poco inferiori rispetto al maggiore (80% del maggiore). Tale decisione è stata presa per non intaccare l'integrità strutturale del componente e permettere la creazione di una mesh il più possibile in grado di cogliere il comportamento del sistema una volta sottoposto a carico.

L'integrità strutturale del componente rappresenta un aspetto fondamentale all'interno dell'economia del sistema di assorbimento: esso, infatti, deve essere abbastanza cedevole da deformarsi in maniera fluida ma senza rotture precoci. Allo stesso tempo, in condizioni normali di funzionamento del velivolo, deve essere in grado di sorreggere il peso dell'occupante senza deformarsi permanentemente.

Tale problematica è stata portata alla luce nel momento in cui si sono andate a generare sul corpo centrale delle forature ellittiche con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico.

Vengono di seguito presentate, a titolo informativo, le varie geometrie delle forature alternative, scartate nella fase successiva dell'analisi a causa della scarsa integrità strutturale. Risulta doveroso specificare come, allo scopo di permettere il confronto fra le varie geometrie, il vincolo costruttivo da rispettare risulti sempre il rapporto fra volume pieno e vuoto pari a 0.6.

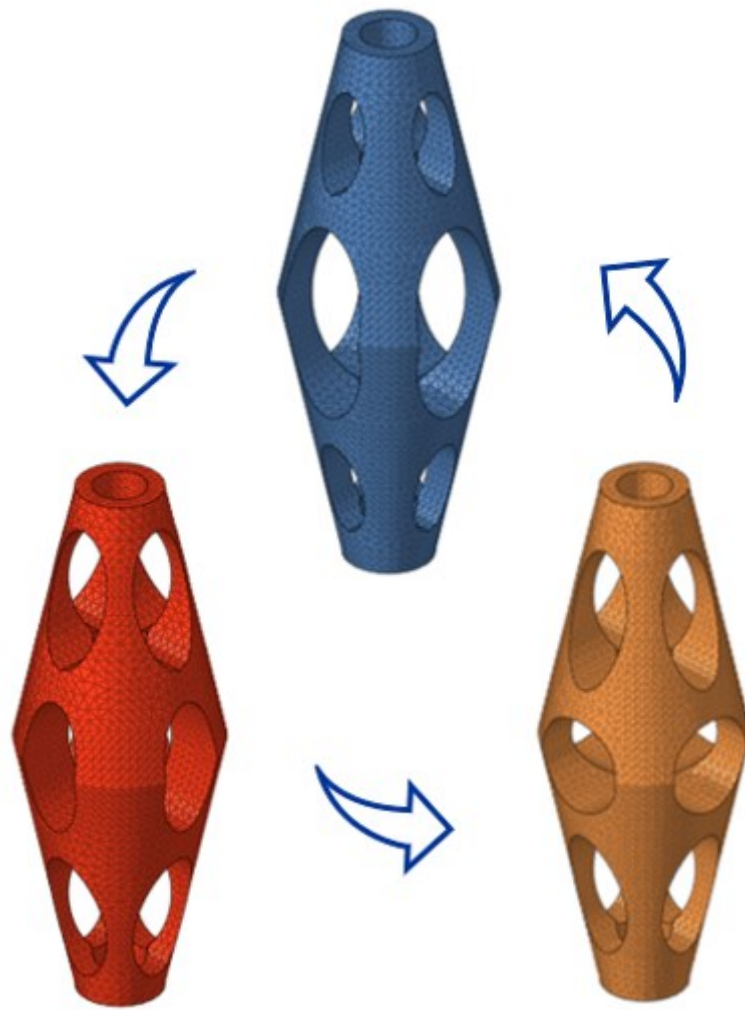


*Figura 46 – Geometrie con forature alternative*

L'impiego di geometrie ellittiche con semiasse maggiore parallelo alla direzione del carico, tende a limitare eccessivamente la quantità di materiale in corrispondenza delle sezioni terminali del componente. Tale condizione, in presenza di carico di compressione, si traduce in un'elevata cedevolezza strutturale, sia nel caso dinamico che in quello statico.

Sulla base di tali aspetti, si è dunque optato per l'utilizzo di una geometria del corpo centrale con forature ellittiche con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico.

## 4.1.2 Creazione della mesh

Completata la fase di realizzazione della geometria del componente si è potuto procedere con l'operazione di meshatura. Durante tale fase, si provvede alla generazione di un reticolo composto da elementi primitivi di forma semplice che avrà il compito di discretizzare il dominio di calcolo, ossia il componente nella sua interezza.

La bontà della discretizzazione rappresenta un aspetto cruciale ai fini dell'analisi agli elementi finiti: sulla base della qualità della mesh, infatti, vanno ad essere discriminate proprietà quali convergenza, stabilità e completezza del modello.

Tali aspetti rappresentano la base per una corretta generazione di una simulazione FEM: la generazione di un reticolo con elementi di dimensioni troppo elevate, rispetto a quelle caratteristiche del problema, potrebbe portare, nella peggiore delle ipotesi, alla divergenza del modello. La mancata convergenza della simulazione implicherebbe l'assenza di un risultato ammissibile al termine del calcolo, oppure alla generazione di errori numerici tali da generare una significativa differenza fra risultati numerici e sperimentali.

Al fine di allontanarsi il più possibile dalla condizione precedentemente esplicita, la soluzione migliore risulta essere la diminuzione della dimensione degli elementi. Una mesh più "fitta", infatti, incrementa l'accuratezza del calcolo in termini di convergenza e riduce il rischio di instabilità.

D'altro canto, inversamente proporzionale alla dimensione del reticolo risulta essere il costo computazionale della simulazione. Con questo termine si vanno ad intendere il tempo impiegato e la potenza di calcolo necessari alla realizzazione dell'analisi. L'utilizzo di elementi di dimensioni molto piccole rispetto a quelle caratteristiche del sistema di partenza porterebbe ad una simulazione che, a causa dell'elevato peso computazionale e la contenuta potenza di calcolo dei dispositivi convenzionali, impiegherebbe un tempo approssimabile all'infinito per essere completata.

Una buona discretizzazione, in conclusione, risulta essere tale da coniugare tempi di simulazione ragionevoli per lo scopo ad una buona precisione dei risultati.

Per la generazione della mesh ai fini della simulazione in esame, si è dapprima optato per l'utilizzo di elementi triangolari regolari nella discretizzazione delle superfici dei vari componenti del sistema.

Completata tale operazione, mediante il comando "3D-tetramesh", si è provveduto alla generazione della discretizzazione tridimensionale del sistema attraverso elementi tetragonali, generati a partire da quelli triangolari regolari presenti sulle superfici.

Viene inoltre creato, sottoforma di corpo rigido, un piatto simulante la massa impattante nel test di caduta. Allo scopo di riprodurre il piano di appoggio dell'assorbitore, infine, viene generato un ulteriore piano rigido, il quale, a differenza del precedente, risulta fisso. Il risultato delle precedenti attività viene riportato in figura:

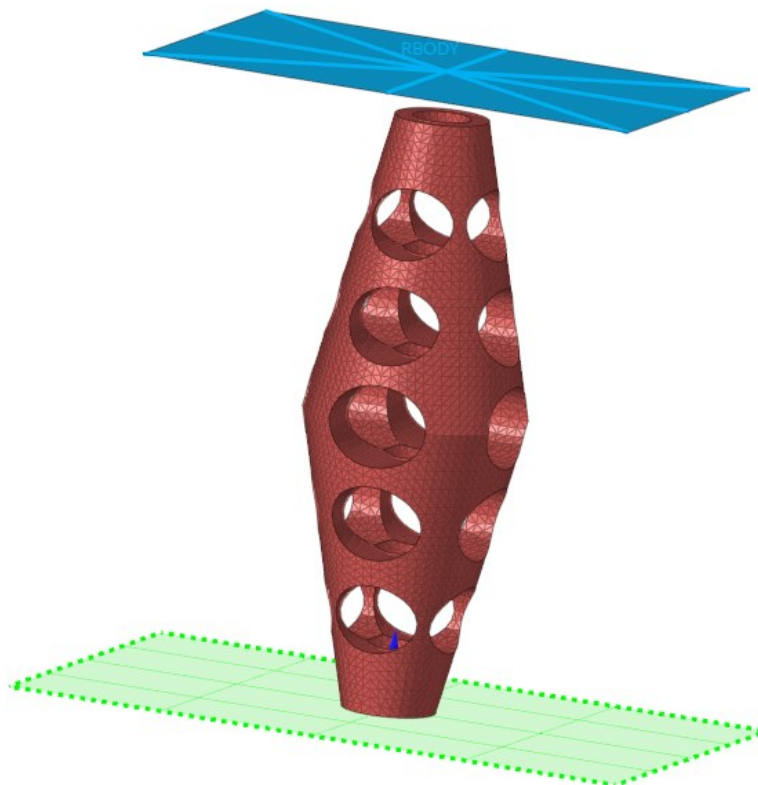


*Figura 47 – Set-up simulazione ellissi orizzontali senza collare*

Durante la fase di discretizzazione 2D delle superfici, attraverso il comando "2D-automesh", si è optato per l'utilizzo di elementi con dimensione intermedia, "element size" pari ad 8, allo scopo di evitare le varie problematiche esposte nella parte iniziale del presente capitolo. Una volta sviluppata la mesh si è proceduto alla definizione dei materiali e delle proprietà.

### 4.1.3 Definizione dei materiali e delle proprietà

La definizione delle proprietà e dei materiali relativi ai componenti costituenti un modello agli elementi finiti rappresenta una fase fondamentale all'interno della totalità di un'analisi. Di seguito verranno presentate, componente per componente, le scelte attuate nel corso della presente trattazione per la caratterizzazione dei comportamenti, in particolare, quello relativo alla schiuma polimerica.

Al fine di simulare le reali condizioni di utilizzo del sistema assorbitore, come riportato nella precedente sezione, si è optato per la realizzazione di due piani rigidi in acciaio: uno fisso (inferiore) su cui appoggerà il sistema ed uno mobile verticalmente (superiore) considerato come elemento impattante. La legge del materiale caratterizzante tali componenti risulta essere la “Material LAW1 (ELAST)”: questa legge, implementata all'interno del software di calcolo, viene sfruttata per replicare un comportamento lineare elastico, definito sulla base della legge di Hooke. Aspetto fondamentale della formulazione risulta essere il ridotto numero di parametri richiesti, quali: densità ( $\rho$ ), modulo di Young ( $E$ ) e coefficiente di Poisson ( $\nu$ ). Inserendo all'interno del software i valori dei parametri richiesti tipici dell'acciaio, esso è in grado di ricavare il modulo di taglio ( $G$ ) attraverso la seguente relazione:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (27)$$

dove:

$G$  = Modulo di taglio;

$E$  = Modulo di Young;

$\nu$  = Coefficiente di Poisson.

Ricavato il modulo di taglio è dunque possibile calcolare la matrice di cedevolezza che lega i termini di tensione a quelli deformativi, la formulazione viene riportata alla pagina seguente:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (28)$$

Come riportato nei capitoli precedenti, il corpo centrale dell'assorbitore risulta realizzato in PVC, mentre il collare contenitivo in Polietersulfone. Le curve caratteristiche relative a tali schiume aerospaziali, da importare nel software, vengono fornite a partire dai risultati di test svolti mediante la Split Hopkinson Pressure Bar ad una velocità di deformazione pari a  $10^2 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ . Vengono di seguito riportate le curve a titolo informativo.

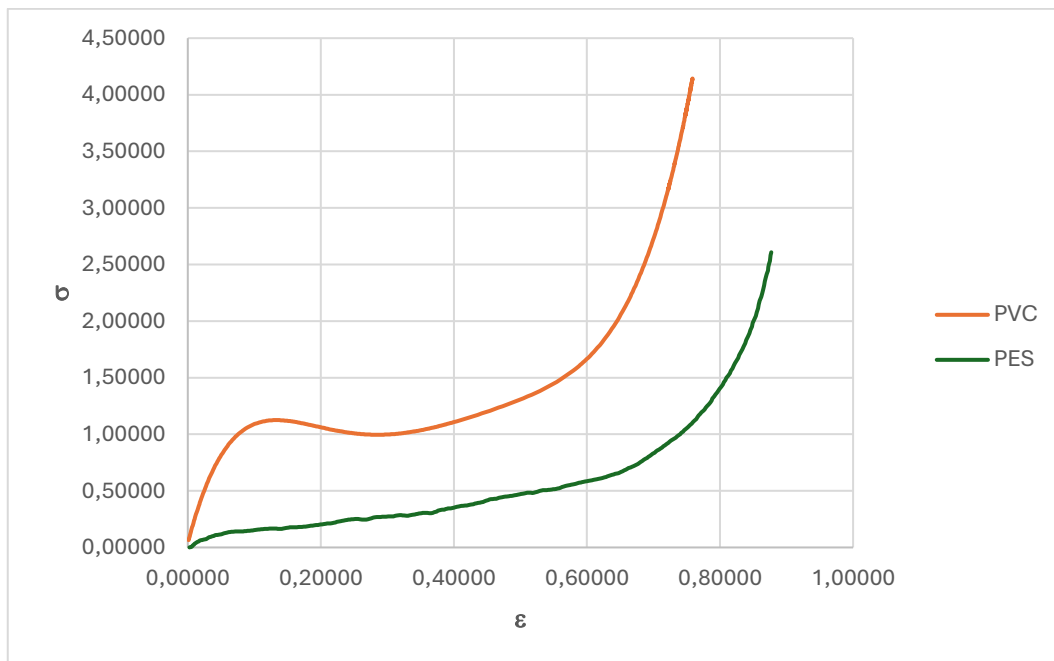


Figura 48 - Curve  $\sigma$ - $\varepsilon$  PVC e PES test SHPB (velocità  $10^2$ )

Si è optato per l'utilizzo della "Material LAW 70" per la caratterizzazione della legge del materiale. Essa, infatti, essendo in grado di replicare la curva tensione deformazione ( $\sigma$ - $\varepsilon$ ) importata dall'utente, risulta valida per qualsiasi tipologia di schiuma. Appurata la generalità della formulazione si è dunque in grado di comprendere la motivazione dietro il suo utilizzo durante le simulazioni, ossia il calo sostanziale del costo computazionale.

I parametri richiesti per la definizione della legge del materiale risultano del tutto simili a quelli osservati nella parte relativa al piatto in acciaio, ossia densità ( $\rho$ ), modulo di Young ( $E$ ) e coefficiente di Poisson ( $\nu$ ). Il valore della densità iniziale, come anche il modulo di Young, sono stati ricavati da apposite tabelle fornite direttamente dal provider del materiale, sia per il PVC che per il PES.

|                                   |                  |                   |         |      |      |      |     |     |
|-----------------------------------|------------------|-------------------|---------|------|------|------|-----|-----|
| Compressive Strength <sup>1</sup> | ASTM D 1621      | MPa               | Nominal | 1.0  | 1.5  | 2.0  | 3.0 | 7.2 |
|                                   |                  |                   | Minimum | 0.85 | 1.2  | 1.65 | 2.4 | 6.1 |
| Compressive Modulus <sup>1</sup>  | ASTM D 1621-B-73 | MPa               | Nominal | 80   | 105  | 135  | 170 | 400 |
|                                   |                  |                   | Minimum | 58   | 90   | 115  | 145 | 350 |
| Tensile Strength <sup>1</sup>     | ASTM D 1623      | MPa               | Nominal | 1.8  | 2.8  | 3.5  | 4.8 | 9.2 |
|                                   |                  |                   | Minimum | 1.5  | 2.2  | 2.5  | 3.5 | 8.0 |
| Shear Strength                    | ASTM C 273       | MPa               | Nominal | 0.9  | 1.25 | 1.6  | 2.2 | 4.5 |
|                                   |                  |                   | Minimum | 0.75 | 1.0  | 1.4  | 1.9 | 3.9 |
| Shear Modulus                     | ASTM C 273       | MPa               | Nominal | 20   | 28   | 35   | 50  | 97  |
|                                   |                  |                   | Minimum | 18   | 22   | 28   | 40  | 81  |
| Shear Strain                      | ASTM C 273       | %                 | Nominal | 25   | 38   | 40   | 40  | 45  |
|                                   |                  |                   | Minimum | 20   | 25   | 25   | 30  | 30  |
| Density                           | ASTM D 1622      | kg/m <sup>3</sup> | Nominal | 65   | 80   | 100  | 130 | 250 |

Tabella 11 - Caratteristiche meccaniche PVC serie H

|                               |             |                   |         |      |      |     |     |
|-------------------------------|-------------|-------------------|---------|------|------|-----|-----|
| Compressive Strength          | ASTM D 1621 | MPa               | Nominal | 0.35 | 0.6  | 1.2 | 1.7 |
| Compressive Modulus           | ASTM C 365  | MPa               | Nominal | 9    | 18   | 34  | 60  |
| Tensile Strength <sup>1</sup> | ASTM D 1623 | MPa               | Nominal | 1.5  | 1.9  | 2.8 | 3.3 |
| Shear Strength                | ASTM C 273  | MPa               | Nominal | 0.6  | 0.8  | 1.4 | 1.7 |
| Shear Modulus <sup>2</sup>    | ASTM C 273  | MPa               | Nominal | 8.5  | 13.5 | 24  | 30  |
| Shear Strain                  | ASTM C 273  | %                 | Nominal | 80   | 80   | 80  | 70  |
| Density <sup>3</sup>          | ASTM D 1622 | kg/m <sup>3</sup> | Nominal | 40   | 50   | 90  | 130 |

Tabella 12 - Caratteristiche meccaniche PES serie F

Per quanto invece concerne il coefficiente di Poisson, valido sia in campo elastico che plastico, si è optato per l'inserimento di un valore nullo, poiché, durante i test con SHPB e di compressione, la deformazione trasversale è risultata sostanzialmente nulla. Per corretta definizione, inoltre, la legge prevede la definizione di parametri relativi alla fase di scarico del materiale. Tali valori vengono tuttavia omessi poiché non d'interesse rispetto al caso di studio in esame, si assume dunque un comportamento iper-elastico per il materiale nella realtà viscoelastico.

In conclusione del sottocapitolo si procede alla descrizione della fase di definizione delle proprietà relative ai vari componenti del sistema.

Gli elementi appartenenti alla piastra superiore sono stati definiti attraverso le proprietà degli elementi "shell". In particolare, si è optato per la formulazione "QEPH - 24" utile nel caso di piccole deformazioni. Questo tipo di formulazione applica una stabilizzazione fisica al fine di minimizzare l'errore di hourglassing, indagato all'interno del capitolo 1.5.5. Viene inoltre imposto di tener conto di eventuali modifiche di spessore durante la corsa della simulazione, ai fini del calcolo delle tensioni e deformazioni.

Per quanto concerne gli elementi componenti il sistema di assorbimento, sia collare contenitivo che corpo centrale, invece, si è proceduto all'utilizzo della proprietà "SOLID P-14", tipicamente sfruttata per la definizione di elementi solidi generici. Gli elementi solidi sono stati definiti mediante la formulazione "HA8": ovvero elementi solidi con otto nodi in cui si utilizza la "full integration" su un numero variabile di punti di integrazione di Gauss, definito automaticamente dal software.

## 4.1.4 Definizione delle condizioni al contorno

Ultimata la definizione del materiale e delle relative proprietà, risulta possibile passare alla generazione delle condizioni al contorno del sistema, partendo dai vincoli ed arrivando ai contatti fra le superfici dei componenti.

La prima tipologia di vincolo imposto risulta essere una limitazione alla traslazione degli elementi sulla superficie di base del corpo centrale dell'assorbitore. Vengono invece lasciate libere le rotazioni reciproche, in modo da permettere al modello di deformarsi in maniera simile al caso reale.

Il piano inferiore, simulante il telaio del velivolo, risulta definito come "rigid wall". Tale proprietà, implementata all'interno del software HyperMesh<sup>®</sup>, permette la creazione di un piano infinitamente rigido, con la conseguente possibilità di trascurarne le tensioni e deformazioni. Per quanto concerne invece l'aspetto dei vincoli, il piano è vincolato su tutti e sei i gradi di libertà, risultando pertanto immobile.

Il piatto superiore in acciaio segue un ragionamento analogo al precedente, fatta eccezione per lo spostamento in direzione verticale. Avendo la superficie il compito di simulare la seduta del sedile durante la condizione di impatto, si mantiene come unico grado di libertà non vincolato la traslazione in direzione verticale Z.

Ulteriore aspetto fondamentale risulta il posizionamento delle due superfici: sia la piastra che il rigid wall devono essere rispettivamente parallelo e coincidente con il piano x-y e, inoltre, il baricentro della piastra superiore deve essere coassiale rispetto al baricentro del sistema. Il rispetto di tali condizioni permetterà il corretto sviluppo della prova e la simulazione delle effettive condizioni operative.

Conclusa la fase di imposizione dei vincoli si passa alla definizione del contatto reciproco fra i componenti.

Tra le varie formulazioni disponibili all'interno del software per quanto concerne il fenomeno del contatto, si è optato per l'utilizzo del "TYPE 7". Tale formulazione permette di definire il contatto relativo tra i nodi appartenenti a due corpi definiti "master" e "slave". La documentazione del software consiglia, nel caso di geometrie con la stessa grandezza degli elementi, di utilizzare come

componente “master” il componente più rigido. Per componenti con forte differenza in termini di dimensioni degli elementi, è preferibile, invece, al fine di ottenere una maggior accuratezza, scegliere come componente principale quello con gli elementi di dimensione maggiore. Viene di seguito presentato un elenco dei contatti sviluppati nel modello:

| NOME             | MASTER           | SLAVE       | TIPO   |
|------------------|------------------|-------------|--------|
| Pad-Assorbitore  | Piatto Superiore | Assorbitore | TYPE 7 |
| Self Assorbitore | Assorbitore      | Assorbitore | TYPE 7 |

Tabella 13 - Contatti simulazione FEM senza collare

Una volta definiti i contatti reciproci, si è assegnata la velocità al piano che simula il sedile. A tale scopo è stato utilizzato il comando “inivel”, il quale permette di assegnare una determinata velocità iniziale ad un nodo o ad un gruppo di nodi. Nel caso in esame la velocità, solo di tipo traslazionale verso il basso, è stata applicata al nodo centrale del piano superiore e impostata al valore di  $7881 \frac{mm}{s}$ . Tale condizione corrisponde alla velocità che l’assorbitore deve essere in grado di contrastare secondo la normativa. Viene di seguito riportata un’immagine rappresentativa:

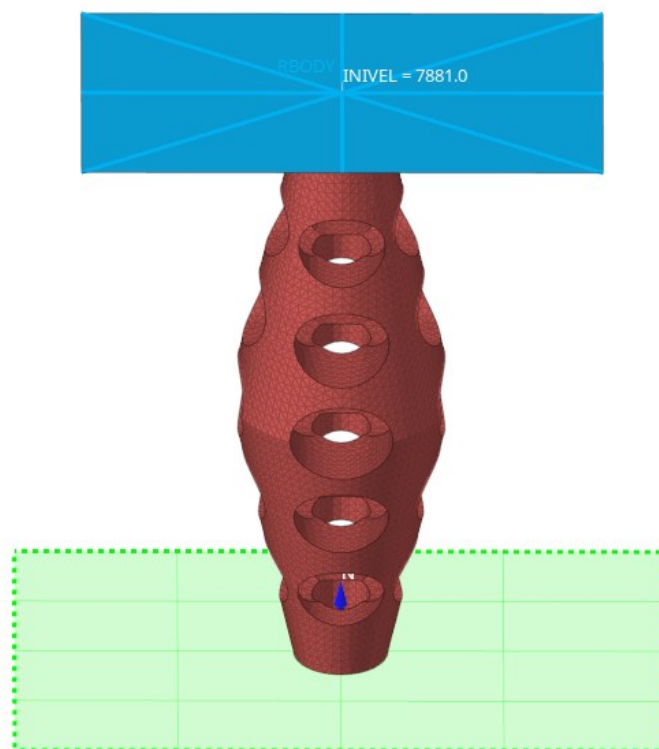


Figura 49 - Geometria a ellissi orizzontali senza collare pre-simulazione FEM

## 4.1.5 Imposizione dei parametri dell'analisi

L'ultimo passo prima di partire con il run risulta essere la definizione delle impostazioni per il corretto funzionamento della simulazione. Il software mette a disposizione per questo compito le cosiddette "control cards", le quali generano delle schede di controllo del solutore che discriminano, ad esempio, i limiti di memoria e CPU da mantenere durante l'analisi.

Per le simulazioni in esame si è proceduto all'utilizzo di 14 cards sulle 210 fornite dal software. Di seguito vengono descritte nello specifico le caratteristiche di ognuna di esse:

- **BEGIN card:** permette di definire il nome della simulazione, la versione del software da utilizzare e le unità di misura delle grandezze in esame. Risulta doveroso specificare che tutti i valori di forza e velocità citati in precedenza siano stati definiti nel software in forma adimensionale.
- **ENG\_ANIMATION\_DT card:** necessaria per poter produrre file di animazione per le grandezze in output. Risulta indispensabile specificare nell'apposito pannello: l'istante in cui il programma comincerà a produrre i file di animazione (di default il momento in cui la simulazione inizia) e la frequenza con cui queste animazioni vengono prodotte. Nella simulazione in esame la frequenza risulta essere pari a  $5E-05$ , in modo da non perdere dati utili che potrebbero sfuggire con una frequenza di acquisizione più elevata.
- **ENG\_ANIMATION\_ELEM card:** genera file di animazione in output contenenti i risultati richiesti durante la definizione della card. I risultati richiesti in questo caso sono: densità, deformazione plastica, tensione di Von Mises ed energia di hourglassing.
- **ENG\_ANIM\_NODAL card:** crea un file di animazione che contiene i valori scalari delle grandezze misurate nei nodi.
- **ENG\_ANIM\_SHELL\_EPS card:** genera file di animazione contenenti i dati relativi alla deformazione plastica degli elementi "shell", calcolandola nei punti di integrazione.

- ENG\_ANIM\_SHELL\_TENS\_STRESS card: genera file di animazione contenenti i dati relativi alla tensione sugli elementi “shell”, calcolandola nei punti di integrazione.
- ENG\_ANIM\_SHELL\_TENS\_STRAIN card: genera file di animazione contenenti i dati relativi alla deformazione sugli elementi “shell”, calcolandola nei punti di integrazione.
- ENG\_ANIM\_VECT card: genera file di animazione contenenti i valori vettoriali delle grandezze desiderate. Per le simulazioni in esame si è scelto di printare file di accelerazione, forza di contatto tra i componenti, spostamenti, pressione di contatto tra gli elementi, velocità, forze e momenti per agenti sui corpi rigidi e forze di reazione.
- ENG\_MON card: impiegata per ricevere una previsione sul tempo di utilizzo del processore. Esso risulta essere determinato in funzione dei thread (processi logici) utilizzati per la simulazione.
- ENG\_PRINT card: definisce la frequenza di scrittura del file di output, in questo caso impostata al valore di 500.
- ENG\_RUN card: necessaria per definire nome e numero della simulazione, se ne impone inoltre la durata. Per questo caso di studio si è definito un tempo di simulazione sufficientemente grande per dar modo all’assorbitore d’urto di completare la fase di assorbimento di energia cinetica ed iniziare la fase di rilascio. La fase in cui il componente rilascia parte dell’energia interna è stata tralasciata per via della mancanza di dati relativi al comportamento in fase di scarico del materiale e per via dello scopo del componente; ovvero di dover assorbire un importante quantitativo di energia solo in situazioni di emergenza.
- ENG\_STOP card: permette di impostare un valore di soglia oltre il quale la simulazione si arresterà in automatico per risparmiare risorse computazionali. In questo caso si è scelto di arrestare la simulazione ad un valore di 0.999 (99 %) del rapporto di errore dell’energia. Tale criterio definisce il rapporto tra l’energia calcolata nella simulazione e l’energia totale del sistema (nella simulazione in esame energia interna del componente ed energia cinetica del piano superiore). Si richiede inoltre la scrittura della “time history” durante la simulazione in cui è riportato in diretta il valore dell’errore e delle energie sopra riportate.

- ENG\_TFILE card: definisce la frequenza di scrittura del file del “time history”, valore impostato a 0.0001.
- ENG\_VERS card: necessaria per indicare la versione del software utilizzato per la preparazione del file di input.

Ultimata anche questa fase, la simulazione può finalmente cominciare. Una volta conclusa il software provvederà a salvare nella cartella di destinazione un numero di file variabile con la durata della stessa. Tali file risulteranno poi fondamentali per l’analisi dei risultati svolta attraverso il software di post-processing HyperView®.

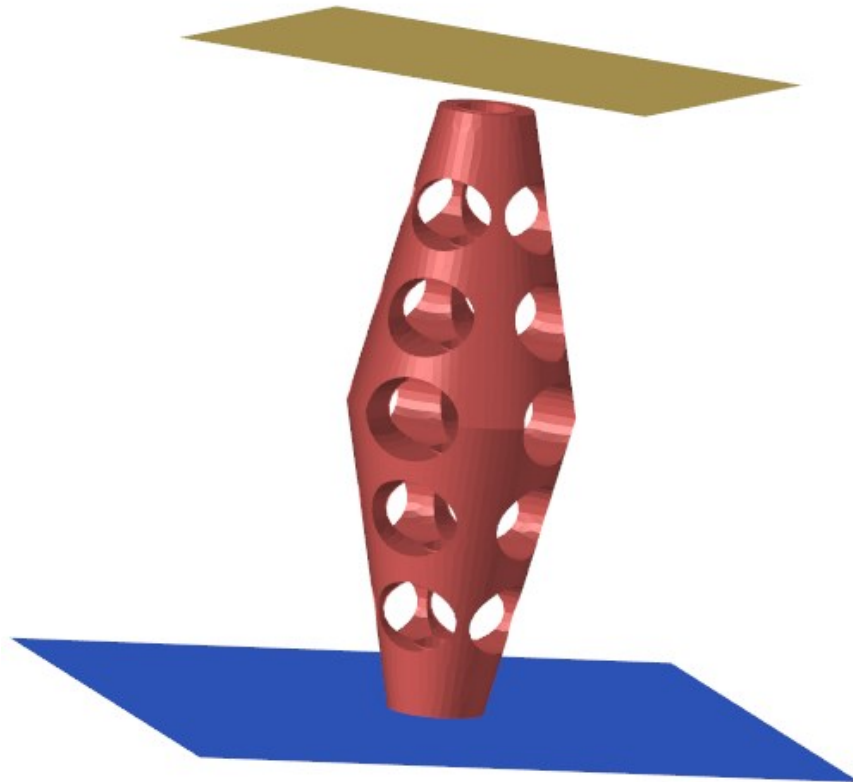


*Figura 50 - Geometria a ellissi orizzontali senza collare inizio simulazione FEM*

## 4.1.6 Analisi dei risultati

Il software di post-processing HyperView® è in grado di fornire un'animazione riassuntiva l'andamento complessivo della simulazione, in funzione delle grandezze di output richieste all'interno delle control cards.

Nella simulazione in esame, gli output richiesti a schermo risultano essere la decelerazione subita dall'occupante, l'energia cinetica, l'energia interna, l'energia di contatto e quella di hourglassing.

Per misurare la decelerazione, viene fatto riferimento al valore registrato nel nodo corrispondente al baricentro del piatto impattante in acciaio (N241450). Tale valore rappresenterà la decelerazione percepita durante l'urto, essendo il piatto impattante una semplificazione della seduta del sedile ad uso elicotteristico.

Viene di seguito riportato il grafico rappresentante la decelerazione del piatto in funzione del tempo:

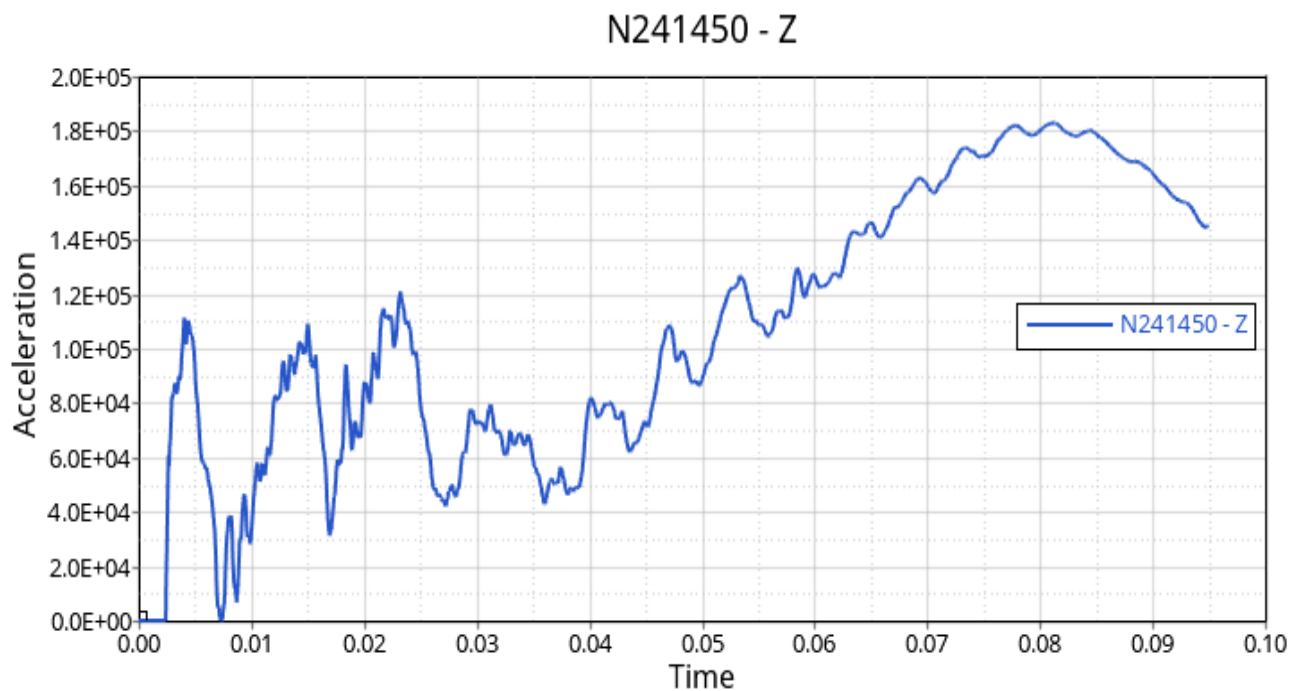


Figura 51 - Decelerazione in funzione del tempo Geometria ellissi orizzontali senza collare

Il valore massimo di decelerazione registrato durante la simulazione risulta essere pari a 18.3G e si viene a sviluppare a 0.08 secondi di simulazione.

L'andamento presentato in Figura 51 segue quello vero, apprezzato durante la prova di caduta, in maniera migliore rispetto alle simulazioni svolte in precedenza, riportato in Figura 30.

Ulteriore punto a favore della geometria ellittica dei fori risulta essere il valore effettivo di decelerazione: oltre ad essere al di sotto del valore limite, è allo stesso tempo inferiore a quello registrato nelle precedenti analisi con geometria circolare.

Tale evidenza computazionale giustifica ulteriormente quella sperimentale, derivante dalle prove di compressione presentate nel precedente capitolo. È dunque possibile affermare che la geometria ellittica delle forature, con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico, risulta essere la più cedevole in condizioni di applicazione di una forza di compressione, garantendo valori di decelerazione contenuti.

Allo scopo di valutare l'effettiva correttezza della simulazione, si procede all'analisi del grafico delle energie. Nella Figura 51 vengono rappresentati rispettivamente gli andamenti di:

- energia interna (blu);
- energia cinetica (rosso);
- energia di contatto (verde);
- energia di hourglass (lilla).

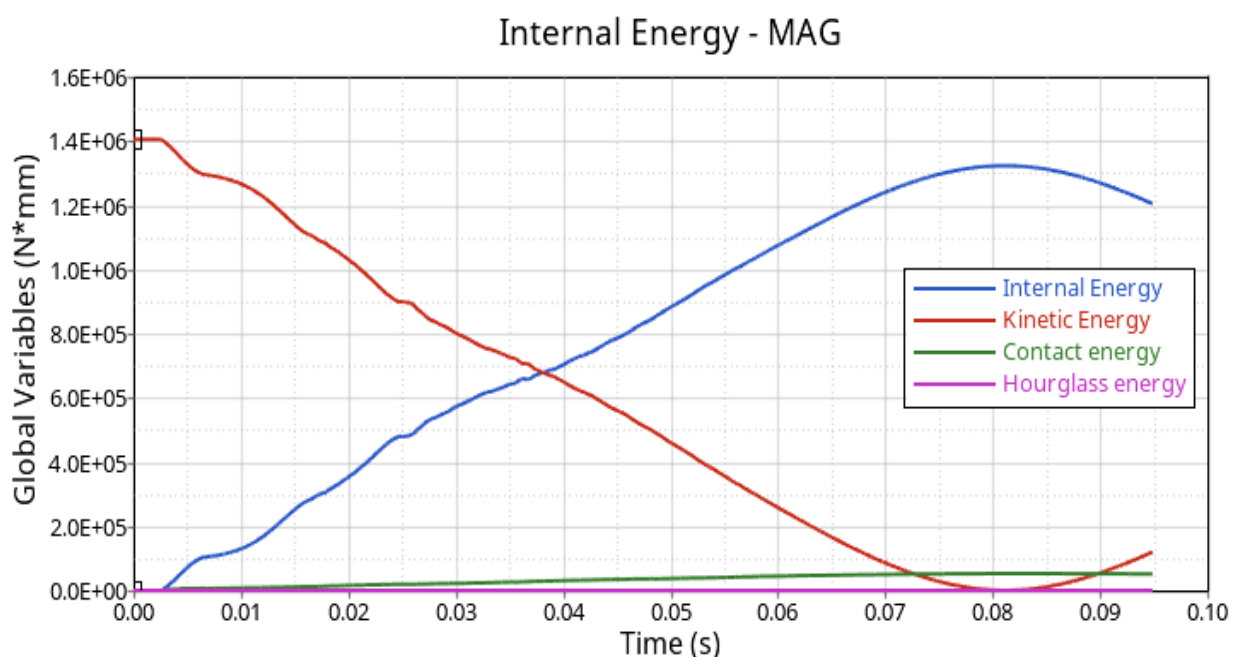


Figura 52 - Grafico delle energie Geometria ellissi orizzontali senza collare

Come auspicabile da un caso di studio di questo tipo, nella fase iniziale, prima del contatto fra piatto e assorbitore, il sistema possiede esclusivamente energia cinetica.

Dall'istante di primo contatto in poi, invece, l'energia cinetica inizia a dissiparsi a causa della sua trasformazione in energia interna dell'assorbitore. Intorno ai 0.04s si raggiunge la condizione in cui energia interna e cinetica risultano essere equivalenti.

Il punto in cui l'energia interna assume un valore pari a quello dell'energia cinetica iniziale corrisponde all'istante in cui la piastra mobile risulta completamente decelerata.

Il mancato rispetto dell'andamento qui riportato rappresenta un campanello d'allarme sulla bontà della simulazione e sulla presenza di errori nel modello.

La scelta di arrestare la simulazione nel momento in cui tutta l'energia cinetica risulta assorbita in energia interna, deriva dal fatto che l'obiettivo dello studio è l'analisi della fase di compressione del componente, trascurando il comportamento durante lo scarico.

I due principali fattori che possono causare una dissipazione energetica, tale da minare il comportamento della simulazione, sono, per l'appunto, l'energia di contatto fra le parti e l'energia di hourglass.

L'energia di contatto risulta tuttavia indispensabile per la corretta simulazione del fenomeno di assorbimento energetico. L'andamento riportato in figura porta ad un valore realistico e crescente con il passare del tempo di simulazione. Tale effetto è dovuto al fatto che al crescere della compressione aumentano le superfici a contatto tra loro e, di conseguenza, l'energia dissipata per attrito.

L'energia di hourglass, invece, rappresenta una dissipazione anomala di energia. È causata da problematiche del modello ad elementi finiti legate alla scelta del metodo di integrazione. Sulla base di ciò, un suo valore nullo per tutta la durata della simulazione, risulta un'ulteriore prova della bontà di quest'ultima.

Conclusa la fase di validazione della geometria ellittica orizzontale mediante l'analisi di questa casistica semplificata, si procede all'aggiunta del collare contenitivo in Polietersulfone. Lo scopo è quello di poter confrontare i risultati delle varie geometrie considerando gli stessi modelli di partenza.

## 4.2 Geometria dei fori ellittica con semiasse maggiore normale alla direzione di carico

Come illustrato nei capitoli precedenti, si procede ora ad aggiungere il collare contenitivo, realizzato in Polietersulfone, al corpo centrale dell'assorbitore con forature ellittiche orizzontali appena testato.

La geometria interna del collare risulta tale da permettere il posizionamento del corpo centrale senza l'insorgenza di interferenze di tipo dimensionale. Una sezione del componente viene di seguito presentata a scopo informativo.

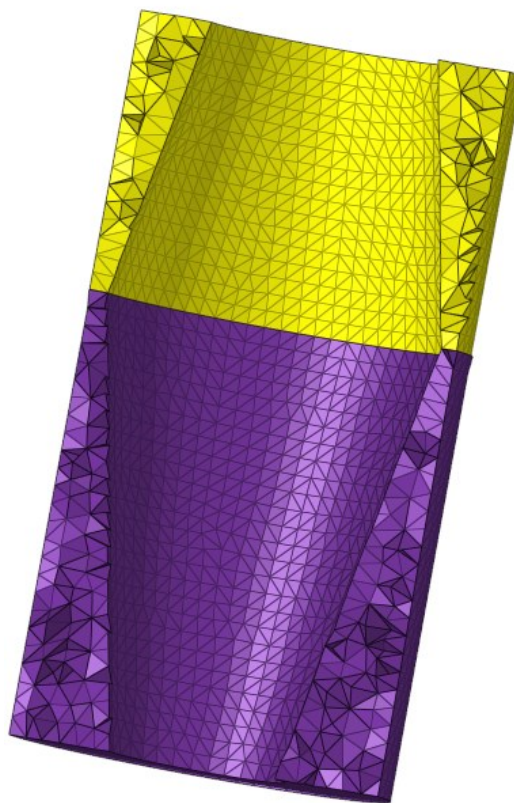


*Figura 53 - Collare contenitivo in Polietersulfone*

Per facilitare la modellazione, il componente viene diviso in due in corrispondenza del diametro interno maggiore. Si procede ora alla definizione degli ingombri di massima.

La superficie a contatto con il rigid wall di base presenta un diametro interno di 100mm ed uno esterno, costante poi per tutta l'estensione del componente, di 220mm.

In corrispondenza della massima sezione orizzontale del corpo centrale, il diametro interno del collare assume un valore pari a 200mm, lasciando uno spessore complessivo del collare in quella zona di 10mm, sufficiente a garantire l'integrità strutturale nonostante una buona cedevolezza.

L'altezza totale del collare risulta pari a 400mm, inferiore dunque a quella del corpo centrale di 505mm. Tale aspetto sottolinea ulteriormente la finalità del collare di evitare fenomeni d'instabilità, limitando il più possibile il suo intervento in fase di assorbimento energetico. Il diametro interno in corrispondenza della superficie superiore risulta infine pari a 140mm.

Come osservabile dalla figura sopra riportata, l'operazione di meshatura ha seguito i precetti visti all'interno del capitolo 4.1.2 con la realizzazione di un reticolo formato da elementi tetragonali a 4 nodi. Viene di seguito presentata un'immagine raffigurante il sistema assorbitore che sarà soggetto alla simulazione.

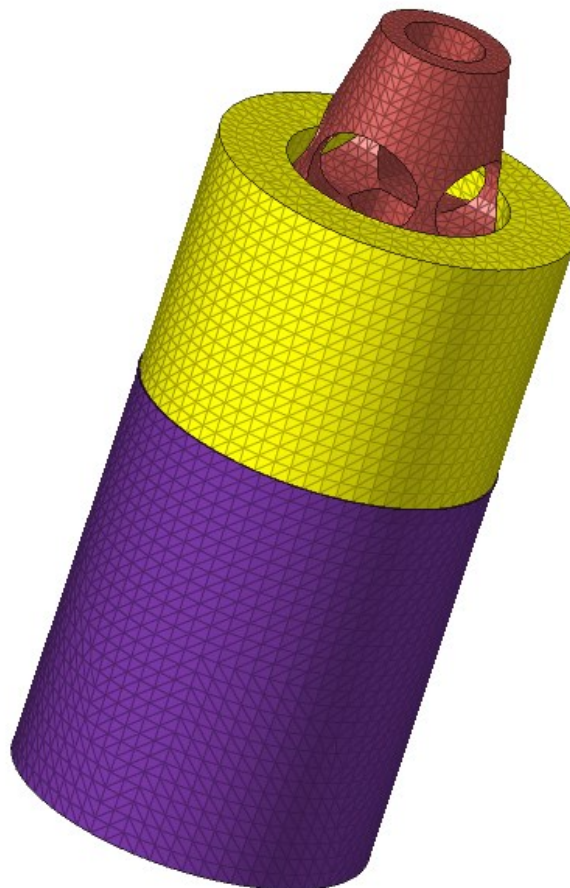


*Figura 54 - Geometria sistema di assorbimento ellissi orizzontali*

Prima di procedere alla simulazione, risulta necessario definire le proprietà del componente e le caratteristiche del Polietersulfone seguendo quanto espresso nel capitolo 4.1.3.

Il collare è vincolato nei suoi tre gradi di libertà traslazionali alla base fissa del sistema. Le rotazioni reciproche vengono invece consentite in modo da permettere al modello di deformarsi in maniera simile al caso reale.

Nella tabella sotto presentata vengono riportati i contatti inseriti all'interno del modello per garantire il corretto comportamento durante la simulazione. Si può facilmente osservare, confrontando la seguente con la Tabella 13, l'aggiunta di tre voci riguardanti il collare e le sue interazioni con i vari componenti del sistema e con sé stesso.

| NOME                | MASTER            | SLAVE             | TIPO   |
|---------------------|-------------------|-------------------|--------|
| Pad-Assorbitore     | Piatto Superiore  | Assorbitore       | TYPE 7 |
| Self Assorbitore    | Assorbitore       | Assorbitore       | TYPE 7 |
| Collare-Assorbitore | Assorbitore       | Collare           | TYPE 7 |
| Pad-Collare         | Piatto Superiore  | Collare           | TYPE 7 |
| Contatto Collare    | Collare Inferiore | Collare Superiore | TYPE 7 |

*Tabella 14 - Contatti simulazione FEM con collare*

Non avendo modificato le condizioni di test e le grandezze in output richieste, le control cards utilizzate per la simulazione precedente possono essere mantenute inalterate e vevole anche per la presente.

L'aggiunta di un nuovo componente, anche se di semplice geometria, implica un fisiologico incremento del costo computazionale in termini di durata della simulazione. Appurato tale fenomeno, si procede ora all'analisi dei risultati sempre attraverso il software HyperView®.

## 4.2.1 Analisi dei risultati

Nella simulazione in esame, come per la precedente, gli output richiesti a schermo risultano essere la decelerazione subita dall'occupante, l'energia cinetica, l'energia interna, l'energia di contatto e quella di hourglassing.

Per misurare la decelerazione viene fatto riferimento al valore misurato nel nodo corrispondente al baricentro del piatto impattante in acciaio (N241450). Tale valore rappresenterà la decelerazione percepita durante l'urto, essendo il piatto impattante una semplificazione della seduta del sedile ad uso elicotteristico.

Viene di seguito riportato il grafico raffigurante la decelerazione del piatto in funzione del tempo:

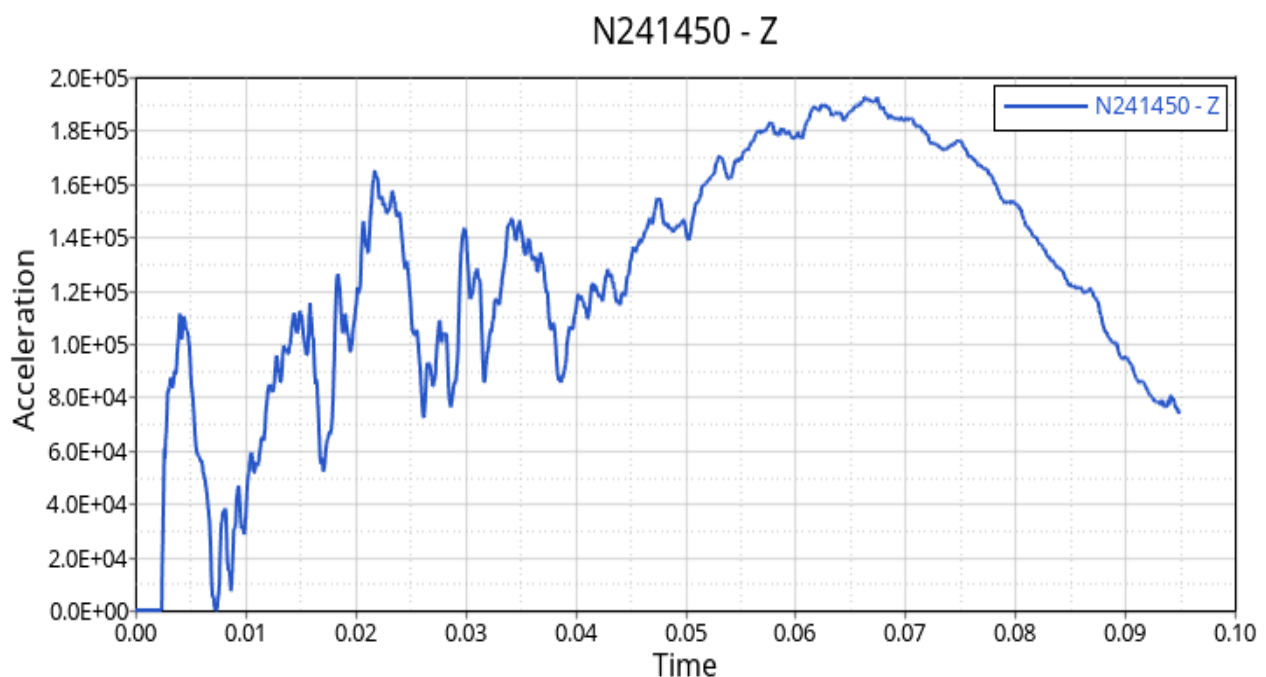


Figura 55 - Decelerazione in funzione del tempo Geometria ellissi orizzontali

Il valore massimo di decelerazione registrato durante la simulazione risulta essere pari a 19.3G e si viene a sviluppare a 0.07 secondi di simulazione.

Sulla base di tale valore viene di seguito presentato un confronto fra il caso di geometria semplice e sistema con collare contenitivo in Polietersulfone.

Confrontando i grafici dell'accelerazione è possibile osservare un comportamento simile fra le due casistiche. La differenza principale risiede negli effettivi valori della decelerazione durante la prova: come previsto l'aggiunta del collare contenitivo al corpo centrale con forature ellittiche ha comportato un incremento generale della decelerazione.

Tuttavia, al contrario di quanto accaduto per l'assorbitore con fori ellittici testato mediante torre di caduta, la presenza del collare permette comunque il mantenimento del valore massimo di decelerazione trasmessa all'interno dei limiti richiesti in partenza.

Tale aspetto risulta riconducibile al fatto che le forature ellittiche, con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico, si sono dimostrate maggiormente adatte allo scopo di assorbimento energetico.

Non modificando infatti il volume totale del componente, lo spazio necessario per l'arresto del piatto risulta quasi invariato. La geometria ellittica presentata sulla base dei test di compressione, inoltre, garantisce un aumento della cedevolezza del corpo centrale tale da bilanciare la componente resistiva aggiunta del collare, così da garantire il rispetto delle specifiche.

L'incremento totale di decelerazione dovuto al sistema di contenimento, sulla base delle simulazioni ivi presentate, risulta, con buona approssimazione, pari a 1G. Doveroso specificare, comunque, il fatto che l'assenza di una legge di danneggiamento per il materiale costituente i vari componenti renderà necessaria un'ulteriore serie di test attraverso torre di caduta, allo scopo di validare le evidenze presentate nel capitolo.

Per concludere la trattazione relativa alla presente simulazione si passa ora all'analisi del grafico delle energie.

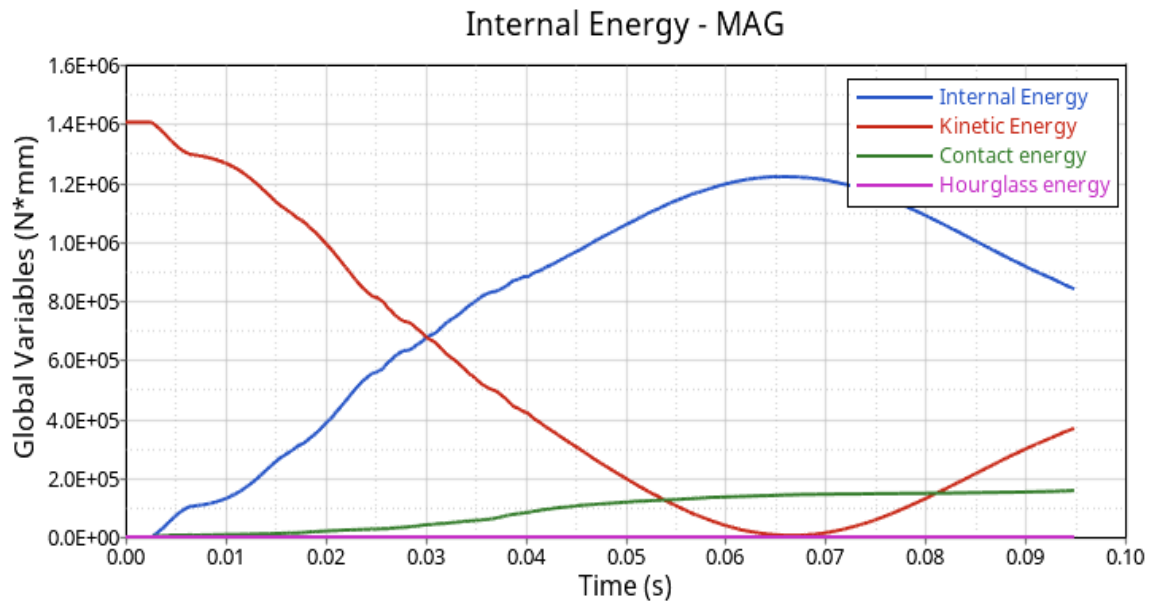


Figura 56 - Grafico delle energie Geometria ellissi orizzontali

Al netto di un andamento puntualmente differente fra caso con e senza collare contenitivo, il comportamento qualitativo delle energie risulta in accordo con quanto previsto a monte della simulazione.

L'energia cinetica, riportata in rosso, viene completamente assorbita dal sistema e trasformata in energia interna. Tale comportamento, in aggiunta ad un valore nullo durante tutta la simulazione dell'energia di hourglass, permette di validarne ulteriormente la bontà al netto delle limitazioni sopra citate.

Risulta doveroso ricordare che la scelta di arrestare la simulazione nel momento in cui tutta l'energia cinetica risulti assorbita in energia interna, derivi dal fatto che l'obiettivo dello studio è l'analisi della fase di compressione del componente, trascurando il comportamento durante lo scarico.

Per quanto concerne invece l'energia di contatto, essendo aumentate le superfici in contatto reciproco nel corso della deformazione, il suo valore risulta amplificato rispetto al caso semplice di solo corpo centrale. L'andamento complessivo permane comunque in accordo con quanto presentato nel precedente capitolo, validando ulteriormente la simulazione.

In conclusione, è possibile osservare come l'aggiunta di un componente quale il collare contenitivo comporti un incremento del valore di decelerazione non trascurabile, il che non esclude la futura progettazione di nuove tipologie di supporti.

## 4.3 Comportamento statico

Verificata l'effettiva bontà della geometria proposta, si procede ora alla realizzazione di una simulazione lineare statica con il fine di valutare il comportamento del corpo centrale in condizioni di normale utilizzo del velivolo.

L'obiettivo principale di tale analisi risulta essere la valutazione dell'effetto che il peso di un occupante medio avrà nei confronti del sistema. Durante il regolare funzionamento del velivolo, infatti, l'assorbitore non sarà scarico, ma subirà una forza di compressione dovuta alla presenza dell'occupante sul sedile.

La geometria del sistema deve, pertanto, risultare tale da non modificare il proprio funzionamento in condizioni di urto a causa della presenza pregressa di occupanti sulla seduta. Affinché si verifichi il presente comportamento, è necessario che il materiale costituente il corpo centrale permanga all'interno del campo lineare elastico e non subisca quindi deformazioni permanenti, tali da comprometterne il funzionamento in caso di urto.

Una deformazione plastica del componente a causa della presenza dell'occupante, oltre a diminuire lo spazio d'arresto a disposizione per la corsa della seduta in caso di urto, provocherebbe un incremento della quantità di materiale a contatto con la seduta stessa nella fase iniziale dell'assorbimento. Tale fenomeno comporterebbe un aumento sensibile della decelerazione trasmessa dal sistema al passeggero, accrescendo le possibilità di superamento del limite massimo di forza sopportabile dal corpo umano senza insorgenza di gravi lesioni.

Trattandosi di un'analisi statica lineare si è optato per l'utilizzo del solutore implicito OptiStruct®, implementato all'interno del pacchetto HyperMesh®.

Durante la fase di pre-processing sono stati bloccati tutti e sei i gradi di libertà dei nodi presenti sulla faccia inferiore del componente. Tale imposizione permette di simulare il collegamento fra il corpo centrale e la struttura del velivolo. Si è successivamente proceduto all'applicazione del carico sulla superficie superiore dell'assorbitore.

Per quanto riguarda l'intensità della forza di compressione, si è deciso di riferirsi, come fatto in precedenza per le analisi dinamiche, alla componente di peso relativa ad un uomo adulto corrispondente al cinquantesimo percentile. La massa applicata risulta dunque pari a 35kg.

Il calcolo della forza agente, trattandosi di un'analisi statica, si basa sulla moltiplicazione della massa applicata sul componente per l'accelerazione di gravità:

$$F_{compr} = m * g = 343.35 \text{ N} \quad (29)$$

dove:

$m$  = componente di peso dell'occupante effettivamente agente sull'assorbitore;

$g$  = accelerazione di gravità.

Definite le condizioni al contorno, si procede alla presentazione dei risultati in termini di spostamento in direzione Z verticale e tensione equivalente di Von Mises:

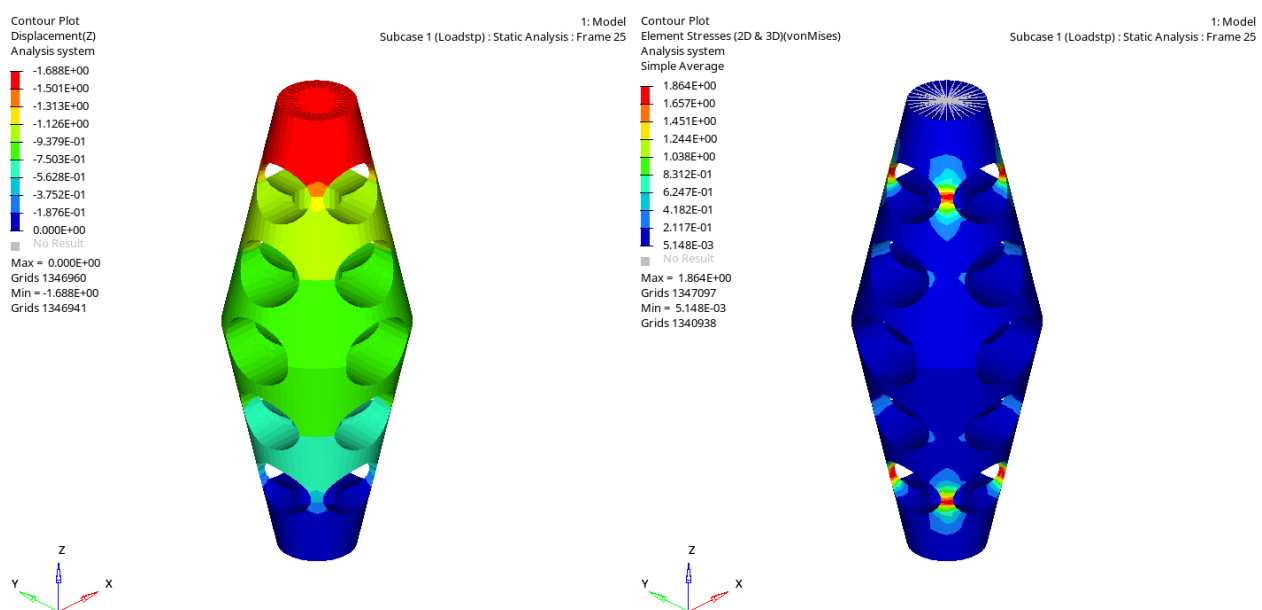


Figura 57- Spostamento in direzione Z (sx) e tensione di Von Mises (dx) in caso di carico statico ideale

Sulla base dei valori riportati in figura, si osserva un abbassamento massimo verticale di 1.69mm ed una tensione equivalente massima di Von Mises pari a 1.864MPa in corrispondenza delle zone con una minore quantità di materiale.

Confrontando i risultati dell'analisi in termini di tensione con i dati relativi al comportamento a compressione del PVC, presenti in letteratura, si può affermare che: a fronte di una tensione di snervamento pari a 1.5MPa, il materiale raggiunge il campo di funzionamento plastico in maniera limitata nelle sole zone in corrispondenza delle forature.

Il fenomeno è legato alla minor quantità di materiale presente nelle suddette zone, le quali risulteranno più cedevoli rispetto alla totalità del componente.

Tale eventualità risultava comunque prevista in fase progettuale, inquanto, trattandosi di un sistema di assorbimento energetico, una prerogativa fondamentale è rappresentata dalla capacità di deformarsi, in maniera progressiva e controllata, sulla base di carichi di compressione agenti. Le zone interessate dalla deformazione plastica, inoltre, risultano alquanto limitate in estensione e dunque non inficianti sul comportamento dinamico del sistema.

La condizione di carico appena presentata corrisponde alla casistica in cui l'occupante del velivolo si approcci alla seduta in maniera graduale e controllata. Tale avvicinamento, rappresentante dunque la condizione ideale di utilizzo, non risulta tuttavia sufficientemente conservativo ai fini dell'analisi statica.

Limitandosi alla considerazione del caso ideale, infatti, non si è in grado di garantire un corretto funzionamento del dispositivo nel caso, ad esempio, di seduta impattante del passeggero.

Non è raro, di fatto, che l'utente si approcci alla seduta in maniera non controllata a causa della sensazione di rilassamento legata al design ed ai materiali del componente. Tale comportamento si rifletterà in uno scarico istantaneo dell'intero peso sulla struttura del sedile, con l'applicazione di una maggiore forza di compressione sull'assorbitore.

Allo scopo di tener conto di un numero il più elevato possibile di tipologie di sedute, si procede alla definizione di una casistica di carico maggiormente conservativa.

La forza di compressione agente in questo caso risulta fornita da:

$$F_{compr} = m * 2g = 686.7 \text{ N} \quad (30)$$

dove:

$m = 35\text{kg}$  corrispondente alla componente di peso effettivamente agente sull'assorbitore;

$g$  = accelerazione di gravità.

Viene ipotizzata un'accelerazione della massa doppia rispetto alla casistica precedentemente presentata, così da rappresentare una condizione di seduta non controllata del passeggero sul sedile.

Rimanendo invariate le proprietà del materiale, si procede ora alla presentazione dei risultati della simulazione in termini di spostamento in direzione Z verticale e tensione equivalente di Von Mises:

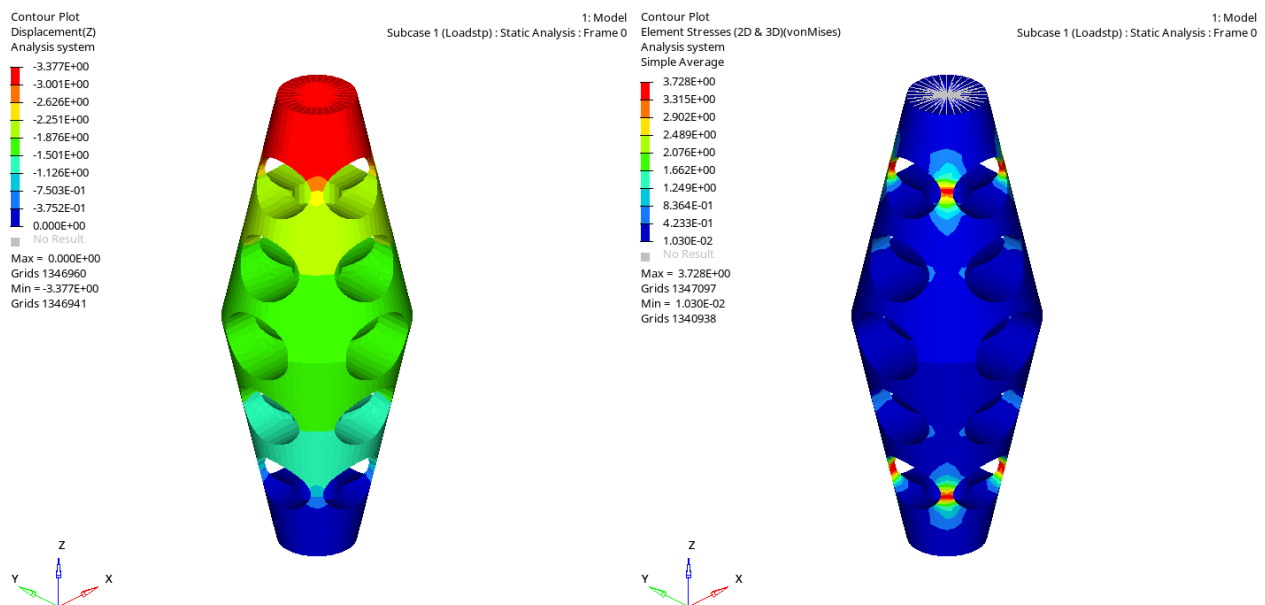


Figura 58- Spostamento in direzione Z (sx) e tensione di Von Mises (dx) in caso di seduta non controllata

A causa dell'incremento del carico di compressione, come facilmente ipotizzabile, i valori di spostamento e tensione risultano superiori a quelli presentati nella precedente analisi.

Si registra un abbassamento massimo verticale di 3.38mm ed una tensione equivalente massima di Von Mises pari a 3.72MPa, sempre in corrispondenza delle zone con una minore quantità di materiale.

Il raggiungimento di una tensione superiore al limite di snervamento nelle zone dei fori alle estremità del componente, come ampiamente specificato, non rappresenta una problematica rilevante ai fini della corretta assoluzione del compito di assorbimento energetico. La condizione di carico indagata, inoltre, rappresenta una casistica opportunamente distante dalle condizioni standard di funzionamento. Risulta pertanto possibile affermare il superamento del test da parte del sistema.

Conclusa l'analisi di quest'ultima condizione di carico si riscontra, infine, una completa soddisfazione dei requisiti richiesti alla nuova geometria del corpo centrale del sistema di assorbimento, sia dal punto di vista dinamico che statico. Si può dunque procedere alla conclusione della trattazione.



# 5 CONCLUSIONI

Si procede ora all'esposizione delle considerazioni finali relative alla precedente trattazione.

Il punto focale dell'analisi, come facilmente intuibile, è rappresentato dai risultati derivanti dal test di caduta svolto presso il laboratorio LaST dell'Università Politecnica di Milano. Riportando quanto espresso all'interno del capitolo 2.4, è possibile osservare una marcata discordanza fra i valori di decelerazione misurati durante il test e quelli derivanti dalla simulazione agli elementi finiti svolta in precedenza. Sulla base di tale evidenza si è dunque proceduto all'identificazione dei possibili fattori determinanti tale discrepanza:

- contributo all'assorbimento energetico del collare contenitivo in schiuma a bassa densità;
- mancata simulazione del materiale adesivo;
- assenza di una legge di danneggiamento all'interno della simulazione FEM.

Viste le tempistiche legate all'attività di tirocinio e tesi sperimentale, si è optato per l'implementazione della geometria dei fori ricavati sul corpo centrale dell'assorbitore. Prendendo infatti atto dell'imprescindibile necessità di un supporto esterno, per evitare fenomeni di instabilità, la soluzione più ovvia è risultata essere la modifica della conformazione del corpo centrale dell'assorbitore. Lo scopo principale risultava essere la determinazione di una geometria delle forature passanti tale da incrementare la cedevolezza del componente. Un incremento della deformabilità dell'assorbitore, combinato alla resistenza sviluppata dal supporto in Polietersulfone, infatti, tenderà a far diminuire il valore dell'accelerazione totale trasmessa all'occupante del velivolo rispetto al test sperimentale.

Sulla base di queste ultime considerazioni, si è dunque provveduto alla realizzazione di specifici provini da sottoporre a test di compressione. Ogni campione, come esposto nel capitolo 3.1, risultava essere caratterizzato da una differente tipologia di foratura a livello di geometria.

Il test di compressione è stato condotto presso il laboratorio aziendale con finalità meramente qualitative. Lo scopo finale, infatti, consisteva nell'identificare la tipologia di foratura tale da garantire una maggior cedevolezza al campione a parità di forza.

Delle tre geometrie testate, quella ellittica con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico è risultata essere caratterizzata dal miglior comportamento. Una geometria ellittica con semiasse maggiore parallelo alla direzione di applicazione del carico, invece, garantirà una maggiore resistenza al sistema di assorbimento. Le forature circolari, infine, presentano un andamento intermedio rispetto alle altre due.

Sulla base dei test si è dunque potuto procedere alla realizzazione del modello agli elementi finiti replicante il caso di studio in esame. Il mantenimento del rapporto fra il volume di materiale “pieno” ed il volume dei fori garantisce la comparazione dei risultati fra le simulazioni con le varie geometrie delle forature (circolare ed ellittica).

La geometria finale del corpo centrale presenta per ogni asse di simmetria cinque forature ellittiche con semiasse maggiore ortogonale alla direzione di applicazione del carico.

Una prima simulazione è stata svolta considerando il solo corpo centrale, allo scopo di appurare gli eventuali benefici legati alla variazione geometrica delle forature.

Il valore massimo di decelerazione registrato a seguito del completamento del test risulta pari a 18.3G, inferiore, come previsto, oltre che ai 20G richiesti dalla specifica, anche a quello misurato con fori circolari, pari a 19.6G.

Appurata la validità della nuova geometria si è proceduto allo sviluppo di un'ultima simulazione comprendente l'intero sistema di assorbimento, ossia corpo centrale in PVC e collare contenitivo in PES per evitare fenomeni di instabilità.

Il valore massimo di decelerazione misurato durante la simulazione risulta pari a 19.3G, con dunque un incremento rispetto al caso precedente di circa 1G a causa della presenza del collare contenitivo. Risulta doveroso specificare l'assenza di una legge di danneggiamento dei materiali, la quale potrebbe variare, anche se di poco, i risultati computazionali.

Nel corso della presente attività di tesi sperimentale, si è provveduto allo sviluppo di una modellazione del materiale adesivo all'interno del solutore Radioss® fornito dal provider Altair all'interno del programma HyperMesh®. Tale soluzione, tuttavia, non è stata successivamente

implementata all'interno del modello assorbitore a causa di problematiche legate all'assenza di dati specifici relativi al comportamento a compressione del materiale.

Attraverso l'utilizzo di una configurazione di prova è stata verificata, in linea generale, la validità della modellazione del materiale implementata nel software e sono stati inoltre identificati in maniera chiara i parametri da utilizzare.

La legge del materiale consigliata per la modellazione risulta essere la Material Law59 [27], compatibile solo con la proprietà Type43 (CONNECT) [28], ed applicabile a soli elementi brick ad 8 nodi. Attraverso l'utilizzo di tale legge, risulta possibile definire il comportamento di un materiale di connessione sia a trazione che, come nel caso dell'assorbitore, a compressione. Può essere inoltre sfruttata per la modellazione di contatti saldati o strati adesivi all'interno di un materiale composito. Come riportato sul sito del provider, la peculiarità di tale approccio risulta essere la possibilità di inserire delle curve di incrudimento relative all'adesivo direttamente all'interno del software, così da modellare in ciascun punto d'integrazione di Gauss il comportamento elasto-plastico del materiale nella direzione normale e tangente in maniera indipendente.

In aggiunta alla precedente caratterizzazione risulta possibile usufruire di una legge di danneggiamento specifica per il materiale adesivo, la /FAIL/CONNECT [29]. Essa descrive, infatti, il modello di rottura di un materiale di connessione, caratterizzato attraverso la Material Law59 e la proprietà Type43 (CONNECT), mediante l'utilizzo di criteri di spostamento e/o energetici.

In conclusione, sulla base delle prove di caduta sperimentali sono emersi una serie di spunti di ragionamento che dovranno essere indagati a fondo prima di poter ufficialmente passare al test vero e proprio secondo la normativa di riferimento. L'ultimo passo prima del brevetto, infatti, è rappresentato da un crash test simulante le effettive condizioni di esercizio. Il sistema verrà equipaggiato con un manichino antropomorfo appositamente strumentato, replicante le caratteristiche di un individuo medio, e si procederà alla prova. L'obiettivo risulterà essere la misurazione di un valore di decelerazione inferiore ai 20G, corrispondenti a 6674N trasmessi alla colonna vertebrale considerando una massa del soggetto pari a 77kg (cinquantesimo percentile).



# 6 SVILUPPI FUTURI

L'avanzamento delle attività di simulazione ha raggiunto dei risultati soddisfacenti e costituisce una solida base per eventuali sviluppi futuri. Le ipotesi semplificative adottate in principio sono state abbandonate e sostituite da leggi fisiche che hanno permesso di ottenere risultati concreti.

Più che procedere ad un ulteriore affinamento dei risultati numerici ottenuti, gli sviluppi futuri di quest'attività potrebbero collocarsi all'interno di una ricerca molto più ampia, che coinvolgerà altri componenti di cabina e la loro reciproca interazione. Nel particolare, l'attenzione verrà focalizzata sui seguenti aspetti:

1. L'integrazione del sistema di assorbimento all'interno di una seduta aeronautica. Design del basamento e del sistema di compressione.
2. Test sperimentali aggiuntivi sul prototipo dell'assorbitore con nuovo design a fori ellittici.
3. Le prove verranno condotte sul nuovo design dell'assorbitore a fori ellittici.
4. Prima sperimentazione del sistema integrato (crash test su torre di caduta).
5. Ricerca supplementare e migliorativa sull'integrazione del sistema combinato in cabina.

Pertanto, le nuove attività di ricerca si concentreranno sul design e sull'integrazione del sistema d'assorbimento agli attuali layout di cabina. Questa scelta costituisce un'ulteriore testimonianza del carattere innovativo della Mecaer Aviation Group, che ha deciso di investire tempo e risorse su questo progetto che rivoluzionerà su ampia scala le future configurazioni degli interior aeronautici.



# 7 BIBLIOGRAFIA

[1] - [www.mecaer.com](http://www.mecaer.com) (10/06/24)

[2] - SAE AS8049B

[3] - EASA CS-27

[4] - EASA CS-29

[5] - Xianfeng Yang, Jingxuan Ma, Dongsheng Wen, Jialing Yang, Crashworthy design and energy absorption mechanisms for helicopter structures: A systematic literature review, Progress in Aerospace Sciences, Volume 114,2020.

[6] - Dayong, Hu & Yang, Jialing & Hu, M... (2009). Full-scale vertical drop test and numerical simulation of a crashworthy helicopter seat/occupant system. International Journal of Crashworthiness.

[7] - M. Votaw and J. Sen, A system approach for designing a crashworthy helicopter using program KRASH, Aircraft Design Systems and Operations Meeting, San Diego, CA (Nov. 1984).

[8] - Jackson Karen E., Fasanella Edwin L., Boitnott Richard L, McEntire Joseph; Occupant Responses in a Full-Scale Crash Test of the Sikorsky ACAP Helicopter; June 1, 2002; Technical Memorandum.

[9] - Desjardins, Stanley & Zimmerman, Richard & Bolukbasi, Akif & Merritt, Norman. (1989). Aircraft Crash Survival Design Guide. Volume 4. Aircraft Seats, Restraints, Litters, and Cockpit/Cabin Delethalization. 271.

[10] - Desjardins S. P. The evolution of energy absorption Systems for crashworthy helicopters seats. Journal of the American Helicopter Society 2006.

[11] - Hiemenz Gregory, Choi Young-Tai, Wereley Norman; 2007/05/01; SemiActive Control of Vertical Stroking Helicopter Crew Seat for Enhanced Crashworthiness; Journal of Aircraft - J AIRCRAFT.

- [12] - Dublin, Oct. 20, 2022; The "Aerospace Foam Market by Type, By Application: Global Opportunity Analysis and Industry Forecast, 2020-2030"; report.
- [13] - [www.diabgroup.com](http://www.diabgroup.com) (18/05/2024)
- [14] - George H. Melton, Edward N. Peters, Ruth K. Arisman, 2 - Engineering Thermoplastics, Editor(s): Myer Kutz, In *Plastics Design Library, Applied Plastics Engineering Handbook*, William Andrew Publishing, 2011.
- [15] - S.T. Lee, N.S. Ramesh; *POLYMERIC FOAMS Mechanisms and Materials*; CRC PRESS.
- [16] - Mihrigul Altan, *Thermoplastic Foams: Processing, Manufacturing, and Characterization, Polymerization*, Intech Open, Rijeka, 2017, Nevin Cankaya.
- [17] - *Open Cell Foam Vs. Closed Cell Foam: Best Definitive Guide*; Foamtech; Foam Products & Materials.
- [18] - M. Avalle, G. Belingardi, R. Montanini, Characterization of polymeric structural foams under compressive impact loading by energy-absorption diagram, *International Journal of Impact Engineering*, Volume 25, Issue 5, 2001.
- [19] - Marco Rossi; *Appunti del Corso di Meccanica dei materiali avanzati; Comportamento dinamico dei materiali*; A.A. 2021/2022
- [20] - [www.treccani.it/vocabolario/condizionamento](http://www.treccani.it/vocabolario/condizionamento) (17/05/2024)
- [21] - ASTM D 1621
- [22] – Plagenhoef Anatomica IDF, *Anatomical Data for Analyzing Human Motion*, Stanley Plagenhoef and Francis Gaynor Evans and Thomas Abdelnour, *Research Quarterly for Exercise and Sport*, 1983, 54, 169-178.
- [23] - Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, Shigley, *Progetto e costruzione di macchine*, Terza Edizione, Editore: McGraw-Hill Education, Anno edizione: 2014
- [24] - Marco Sasso; *Appunti del Corso di Analisi agli elementi finiti; Analisi non lineari*; A.A. 2021/2022
- [25] - [https://www.3m.co.uk/3M/en\\_GB/p/d/b40066500/](https://www.3m.co.uk/3M/en_GB/p/d/b40066500/)
- [26] - <https://www.instron.com/it-it/products/testing-systems/universal-testing-systems/low-force-universal-testing-systems/5900-series> (28/05/2024)

[27]

-

[https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/theory\\_material\\_laws\\_elastic\\_plastic\\_isotropic\\_materials\\_connect\\_mats\\_r.htm](https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/theory_material_laws_elastic_plastic_isotropic_materials_connect_mats_r.htm)

[28]

-

[https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/prop\\_type43\\_connect\\_starter\\_r.htm](https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/prop_type43_connect_starter_r.htm)

[29]

-

[https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/fail\\_connect\\_starter\\_r.htm](https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/rad/topics/solvers/rad/fail_connect_starter_r.htm)