

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



Progetto di un pannello sandwich in
schiuma di alluminio per la prova FOPS

Relatore: Prof. Bernasconi Andrea

Correlatore: Ing. Rossi Andrea

Autore: Bodini Marco

Anno Accademico 2010/2011

Ringraziamenti

Essere arrivato alla laurea non è un traguardo, ma solo il punto di partenza della costruzione del mio futuro. Ora viene il bello. In questi anni di studio ho dovuto impegnarmi molto per poter portare a casa qualche risultato soddisfacente. Sono successe tantissime cose, alcune di queste mi hanno portato un pochino fuori strada perché troppo impreviste. Anche nei migliori piani strategici ci possono essere eventi talmente imprevisti che sconvolgono le previsioni.

Vorrei ringraziare il professor Bernasconi perché mi ha seguito in questo lavoro con pazienza, attenzione e disponibilità, facendomi capire come svolgerlo al meglio.

Ringrazio inoltre l'Ing. Rossi perché mi ha aiutato molto nello svolgimento delle prove numeriche al calcolatore dandomi preziosi consigli e indicazioni sempre molto utili.

Un grazie va riservato anche alle persone del laboratorio MUSP, molto gentili e disponibili.

Grazie a mio papà che in tutti questi anni ha sempre cercato di tenermi con i piedi per terra, mostrandomi cosa vogliono dire le parole lavoro e sacrificio.

Grazie a mia mamma perché sebbene abbia passato dei brutti momenti ha sempre tenuto duro senza mollare insegnandomi, senza che magari se ne accorgesse, che bisogna sempre lottare per avere qualcosa di importante.

Grazie a entrambi per la persona che mi hanno fatto diventare.

Grazie a mia sorella Claudia per il costante sostegno che mi ha dato in tutti questi anni e per l'affetto che continua a dimostrarmi sebbene non lo meriti appieno.

Grazie ai colleghi di studio per i divertenti e bellissimi momenti trascorsi durante le pause tra una lezione e l'altra.

Un ringraziamento molto speciale va ai miei amici Alessandro, Luca, Andrea e Teresa: solo per la vostra amicizia mi ritengo una persona davvero fortunata. Grazie per la sopportazione che avete dimostrato, per la pazienza, per non avermi mai abbandonato. Grazie per aver saputo ridere con me ma anche per aver saputo ascoltare e aiutarmi nei momenti di bisogno.

Grazie a Francesca, una persona magnifica, che mi ha sempre spronato a dare del mio meglio, insegnandomi anche a vedere le cose per quello che sono realmente. Grazie per essermi restata accanto in tutti questi anni.

Grazie di tutto.

Indice

Indice delle figure	IV
Indice delle tabelle	IX
1 Introduzione	1
1.1 Breve introduzione sul lavoro svolto.....	1
1.2 Laboratorio MUSP	3
1.3 Laboratorio IMAMOTER	4
2 Macchine a movimento terra	6
2.1 Bulldozer	6
2.2 Escavatore.....	6
2.3 Ruspa	9
2.4 Pala caricatrice.....	9
2.5 Terna.....	10
3 La prova FOPS.....	11
3.1 Procedura della prova FOPS	12
4 Schiume Metalliche	15
4.1 Introduzione.....	15
4.2 Produzione delle schiume metalliche	16
4.2.1 Decomposizione di Particelle che Rilasciano Gas in Semi Solidi	16
4.3 Prestazioni di schiume di Alluminio	18
4.3.1 Struttura.....	18
4.3.2 Morfologie.....	19
4.3.3 Microstrutture.....	19
4.3.4 Strati di ossido.....	19
4.4 Curva Sforzo-Deformazione	19
4.4.1 Prova	19
4.4.2 Proprietà elastiche	24
4.4.3 Forze e scorrimento	24
4.5 Materiali commerciali	26
4.5.1 Schiuma metallica ALULIGHT	26
4.5.2 Schiuma metallica RECEMAT	32
4.5.3 Schiuma metallica INCOFOAM.....	32
4.5.4 Schiuma metallica di alluminio DUOCEL	33
5 Pannelli sandwich	36

5.1	Proprietà	36
5.2	Confronto pannello sandwich e pannello pieno	37
5.2.1	Rigidezza flessionale.....	37
5.2.2	Sollecitazione delle pelli	37
5.3	Proprietà meccaniche.....	38
5.3.1	Prova di compressione del cuore.....	38
5.3.2	Prova di taglio del cuore	39
5.3.3	Prova di flessione	40
5.4	Modalità di rottura delle strutture sandwich.....	42
5.4.1	Cedimento per rottura a trazione o compressione delle pelli.....	42
5.4.2	Cedimento per instabilità della struttura a carichi di compressione 42	
5.4.3	Cedimento al taglio della struttura	43
5.4.4	Cedimento a compressione delle pelli e del cuore	43
5.4.5	Cedimento per instabilità delle pelli negli spazi tra le celle.....	43
5.4.6	Cedimento per rottura a compressione delle celle	44
5.5	Comportamento dei pannelli sandwich soggetti ad un urto	44
6	Stato dell'arte per pannelli sandwich e schiume di alluminio	46
7	PROGETTO.....	52
7.1	Modellazione tramite Abaqus.....	52
7.1.1	Introduzione su Abaqus.....	52
7.1.2	Modellazione grafica.....	52
7.1.3	Caratterizzazione dei materiali.....	57
7.1.4	Creazione del modello.....	73
8	Prove sperimentali	105
8.1	Progettazione dell'esperimento	105
8.1.1	Sistema di acquisizione dei dati	112
8.1.2	Struttura di un sistema di acquisizione.....	113
8.1.3	Schede di acquisizione	115
8.1.4	Software per l'acquisizione dei dati	115
8.2	Strumenti di misura	120
8.2.1	Laser	120
8.2.2	High-speed camera.....	121
8.2.3	Estensimetri.....	124
9	Conclusioni	126
10	Bibliografia	127

Indice delle figure

Figura 1.1: Laboratorio IMAMOTER.....	4
Figura 2.1: Bulldozer.	6
Figura 2.2: Escavatore.....	6
Figura 2.3: Benna mordente.....	8
Figura 2.4: : Benna trascinata.....	8
Figura 2.5: Cucchiaina rovescia.....	8
Figura 2.6: Cucchiaina frontale.....	9
Figura 2.7: Ruspa.	9
Figura 2.8: Pala caricatrice.....	10
Figura 2.9:Terna.	10
Figura 3.1: Forme dei proiettili per la prova FOPS	11
Figura 3.2: Caso <i>a</i> di impatto della prova FOPS	12
Figura 3.3: Caso <i>b</i> di impatto della prova FOPS.	13
Figura 3.4: Caso <i>c</i> di impatto della prova FOPS.....	13
Figura 4.1: Preparazione della lega metallica e dell'agente schiumante.	17
Figura 4.2: Estrusione e taglio della schiuma.	17
Figura 4.3: Inserimento della schiuma in una forma.....	18
Figura 4.4: Schiumatura in forno.	18
Figura 4.5: Curva Sforzo-deformazione.	20
Figura 4.6: Prova di flessione.....	21
Figura 4.7: Curve Sforzo-Deformazione.....	22
Figura 4.8: Grafici delle prove a compressione.	23
Figura 4.9: Campi di sforzo in funzione della densità relativa.	25
Figura 4.10: Simulazione ad elementi finiti per ricavare le curve per la prova di scorrimento.....	26
Figura 4.11: Curve di snervamento con diverse densità.	28
Figura 4.12: Influenza della densità sulla capacità di assorbire gli urti.	29
Figura 4.13: Conducibilità termica in funzione della densità.	30
Figura 4.14: Coefficiente di fono assorbenza in funzione della frequenza e dalla distanza dal muro, paragonato a quello dell'alluminio.	31
Figura 4.15: Andamento della conducibilità elettrica con la densità.	32
Figura 4.16: Componente realizzato con la schiuma metallica RECEMAT.	32
Figura 4.17: Struttura delle schiuma INCOFOAM prodotta con polvere di nichel a una temperatura di 900°C per un tempo di schiuma tura di un'ora.....	33

Figura 4.18: Tabella riassuntiva delle caratteristiche delle schiume commerciali.	34
Figura 5.1: Pannello Sandwich.	36
Figura 5.2: Cuore posizionato tra i piatti della macchina per eseguire la prova di compressione.	38
Figura 5.3: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di compressione del cuore.	39
Figura 5.4: Cuore posizionato nella macchina per la prova di resistenza al taglio.	40
Figura 5.5: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di taglio del cuore.	40
Figura 5.6: Macchinario utilizzato per la prova di flessione.	41
Figura 5.7: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di flessione.	41
Figura 5.8: Cedimento per rottura a trazione o compressione delle pelli.	42
Figura 5.9: Cedimento per instabilità della struttura a carichi di compressione.	42
Figura 5.10: Cedimento al taglio della struttura.	43
Figura 5.11: Cedimento a compressione delle pelli e del cuore.	43
Figura 5.12: Cedimento per instabilità delle pelli negli spazi tra le celle.	43
Figura 5.13: Cedimento per rottura a compressione delle celle.	44
Figura 5.14: Condizione finale di un urto su un pannello sandwich.	45
Figura 6.1: Confronto tra la prova sperimentale di impatto assiale e la relativa simulazione numerica per un tubo vuoto.	46
Figura 6.2: Confronto tra la prova sperimentale di impatto assiale e la relativa prova di simulazione numerica per un tubo riempito di schiuma metallica.	47
Figura 6.3: Grafico carico-spostamento per tubi vuoti e per tubi pieni di schiuma metallica.	48
Figura 6.4: Risultati della simulazione di impatto assiale per un tubo vuoto e un tubi riempito di schiuma metallica.	49
Figura 6.5: Comportamento di un pannello sandwich sottoposto ad un impatto.	50
Figura 7.1: Pelli modellate in shell.	53
Figura 7.2: Pelli modellate in solido.	53
Figura 7.3: Cuore di schiuma modellato in solido.	53
Figura 7.4: struttura modellata in shell.	54
Figura 7.5: traversa modellata a shell.	55
Figura 7.6: Peso (o proiettile) modellato a shell.	55

Figura 7.7: Assieme dei componenti.....	56
Figura 7.8: Pannello sandwich.	56
Figura 7.9: Curve di snervamento e di flusso del materiale. La curva di flusso è simmetrica rispetto all'asse q, mentre la curva di snervamento è traslata di p_0 ..	58
Figura 7.10: Curva di snervamento per il modello a incrudimento volumetrico.	59
Figura 7.11: Curva di snervamento del modello a incrudimento isotropico.....	61
Figura 7.12: Andamento dell'energia all'aumentare della velocità di deformazione.	63
Figura 7.13: Sezione ideale del comportamento del materiale.	64
Figura 7.14: Grafico $\sigma - \varepsilon$ per materiale elastico-perfettamente plastico.	64
Figura 7.15: Split Hopkinson Pressure Bar, SHPB.....	65
Figura 7.16: Grafico per ricavare i parametri D e n per il programma Abaqus.	65
Figura 7.17: Tabella per l'inserimento dei dati all'interno di Abaqus.....	66
Figura 7.18: Associazione dei nodi per superfici master e slave.	72
Figura 7.19: Prova FOPS per una lastra di acciaio.	73
Figura 7.20: Prova FOPS per una lastra con una mesh fine.....	74
Figura 7.21: Prova FOPS per un pannello sandwich. L'immagine mostra il primo passo della prova, cioè, quando non è ancora avvenuto l'impatto.	75
Figura 7.22: Prova FOPS di un pannello sandwich. L'immagine mostra il momento in cui il proiettile è al punto più basso, ovvero quando il pannello ha subito lo spostamento massimo nella direzione dell'urto.	75
Figura 7.23: Prova FOPS di un pannello sandwich con mesh fine.	76
Figura 7.24: Disegno della struttura di una generica cabina. La struttura è realizzata con tubolari rettangolari delle dimensioni di 80x84mm e spessore di 10mm.....	77
Figura 7.25: Modello in shell della struttura di una generica cabina.	77
Figura 7.26: Prova FOPS di una lastra di acciaio fissata alla struttura della cabina e modellata in shell in cui la massima inflessione rilevata è circa pari a 32,22mm.....	78
Figura 7.27: Andamento nel tempo dello spostamento del punto di impatto.	79
Figura 7.28: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto con un tempo di analisi maggiore.	79
Figura 7.29: Prova FOPS con pannello sandwich avente pelli in shell in cui si ricava il valore di massima inflessione circa pari a 39,55mm.	80
Figura 7.30: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto del pannello sandwich.	80

Figura 7.31: Prova FOPS con pannello sandwich avente pelli solide il cui valore massimo di inflessione è circa pari a 30,99mm.	81
Figura 7.32: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto del pannello sandwich.	81
Figura 7.33: Geometria del proiettile della prova FOPS di secondo livello.	82
Figura 7.34: Prova FOPS II di una lastra di acciaio il cui valore di massima inflessione è pari a 77,16mm.	82
Figura 7.35: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto nella prova FOPS II per una lastra di acciaio.	83
Figura 7.36: Prova FOPS II di un pannello sandwich il cui valore massimo di inflessione è circa pari a 75,08mm.	83
Figura 7.37: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto nella prova FOPS II per un pannello sandwich.	84
Figura 7.38: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.	85
Figura 7.39: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.	86
Figura 7.40: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.	86
Figura 7.41: Prova FOPS II di un pannello con pelli di alluminio di spessore 4mm e cuore di 20mm.	88
Figura 7.42: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto per un pannello avente pelli di alluminio di spessore 4mm e cuore di 20mm.	88
Figura 7.43: Schema grafico di una trave con doppio incastro. La trave è definita tre volte iperstatica.	90
Figura 7.44: Schema grafico della trave considerata con la forza applicata nel centro.	90
Figura 7.45: Schema delle reazioni vincolari della trave.	91
Figura 7.46: Trasformazione degli incastri in cerniere.	91
Figura 7.47: Variazione della massa in funzione dello spessore di pelle per le diverse approssimazioni del cuore.	96
Figura 7.48: Variazione della massa in funzione dello spessore di cuore per le diverse approssimazioni della pelle.	97
Figura 7.49: Andamento della massa del pannello in funzione della variazione dello spessore di pelle e di cuore.	98
Figura 7.50: Risultati della prova numerica.	99

Figura 7.51: Prova finale del pannello ottimizzato sul telaio proposto da IMAMOTER.	102
Figura 7.52: Andamento della posizione nel tempo del pannello ottimizzato posto sul telaio proposto da IMAMOTER.	103
Figura 7.53: Proposta alternativa del telaio.....	103
Figura 7.54: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto.	104
Figura 8.1: Posizionamento del laser di misura.	105
Figura 8.2: Posizionamento degli estensimetri.	106
Figura 8.3: Deformazione nella direzione principale x.....	107
Figura 8.4: Deformazione in direzione z.....	108
Figura 8.5: Deformazione nelle direzioni xy.	109
Figura 8.6: Deformazione nelle direzioni xz.....	110
Figura 8.7: Deformazioni nelle direzioni yz.	111
Figura 8.8: Posizionamento della High-speed Camera.	112
Figura 8.9: Schema di un sistema di acquisizione dati.	113
Figura 8.10: Schema di un sistema di acquisizione multicanale con campionamento sequenziale.....	114
Figura 8.11: Schema di un sistema di acquisizione dati con convertitore sequenziale.	114
Figura 8.12: Differenze tra un campionamento sequenziale e un campionamento simultaneo.	115
Figura 8.13: Schermate video del software LabVIEW.	116
Figura 8.14: Scheda di acquisizione modello NI SCIX-1120 prodotta dalla National Instruments.	117
Figura 8.15: Sistema di funzionamento di un laser.....	120
Figura 8.16: Modello di high speed cam fabbricato dalla Photron.	121
Figura 8.17: Sistema di una high-speed camera.....	123
Figura 8.18: a) estensimetro singolo che permette di misurare la deformazione in una sola direzione; b) estensimetro doppio che permette di misurare la deformazione lungo due direzioni.....	125

Indice delle tabelle

Tabella 4-1: Riassunto delle proprietà del materiale.....	27
Tabella 4-2: Proprietà dei materiali.....	29
Tabella 7-1: Proprietà elastiche dell'acciaio.	67
Tabella 7-2: Proprietà plastiche dell'acciaio.	67
Tabella 7-3: Coefficienti della legge che tiene conto dello strain rate.....	67
Tabella 7-4: Proprietà elastiche dell'alluminio.	68
Tabella 7-5: Proprietà plastiche dell'alluminio.	68
Tabella 7-6: Coefficienti della legge che tiene conto dello strain rate.....	68
Tabella 7-7: Proprietà elastiche della schiuma.....	68
Tabella 7-8: Coefficienti per il modello Crushable Foam di Abaqus per la simulazione delle caratteristiche plastiche del materiale.	68
Tabella 7-9: Dati per il modello delle Crushable Foam per il Volumetric Hardening.	69
Tabella 7-10: Dati per tenere conto dello Strain Rate.....	71
Tabella 7-11: Dati relativi alle prove con la cabina.	84
Tabella 7-12: Dati relativi alle prove di variazione di spessore.....	89
Tabella 7-13: Variazioni percentuali.....	89
Tabella 7-14: Valori degli spessori del pannello ricavati mediante risolutore Excel. a) variazione dello spessore di pelle per valori predefiniti del cuore; b) variazione dello spessore di cuore per valori predefiniti di pelle.....	94
Tabella 7-15: Approssimazioni degli spessori di pelle per valori predefiniti di cuore.	95
Tabella 7-16: Approssimazioni degli spessori di cuore per valori predefiniti di pelle.	95
Tabella 7-17: Diminuzione della massa rispetto alla lastra d'acciaio.	97
Tabella 7-18: Previsioni analitiche della configurazione ottima.....	98
Tabella 7-19: Verifica dell'energia di deformazione.	100
Tabella 7-20: previsioni analitiche con la configurazione da 30mm di schiuma e 1mm di pelle.....	101
Tabella 7-21: Previsioni analitiche con la configurazione di 30mm di schiuma e 2mm di pelli.	101
Tabella 8-1: Dati riassuntivi delle deformazioni.....	111
Tabella 8-2: Specifiche della scheda di acquisizione NI SCIX-1120.	117
Tabella 8-3: Specifiche tecniche delle high-speed cam prodotte da Photron. ..	122

Abstract

A lot of studies were done about metal foams and they were discovered many applications too. One important application is the impact energy absorption. This work is about the design of a sandwich board that serves as security for an operator of an earth moving machine. The panel, applied to the roof of the cab, must resist the impact of a weight falling from above.

Numerical simulation is based on the ISO normative 3941(FOPS test) that describes the impact test. The aim of this study is the realization of a sandwich panel that has the same performance as the steel plate used to date for the test FOPS, but has a lower weight. The optimal configuration of the sandwich panel thicknesses is been obtained with a big number of FEM simulations.

At the end of the work, you propose a measure layout to obtain the entities that you need to the comparison with numerical data.

Keywords: Metal Foam, Sandwich Panels, FOPS test.

Sommario

Molti studi sono stati fatti su schiume metalliche e sono state scoperte anche molte applicazioni. Una di queste applicazioni è l'assorbimento dell'energia di impatto. Questo lavoro riguarda la progettazione di un pannello sandwich che funge da protezione per un operatore di una macchina per movimento terra.

Il pannello, applicato al tetto della cabina, deve resistere all'impatto di un peso che cade dall'alto.

La simulazione numerica è basata sulla normativa ISO 3941 (prova FOPS) che descrive la prova d'urto. L'obiettivo del lavoro è la realizzazione di un pannello sandwich che abbia le prestazioni della lastra di acciaio utilizzata sino ad ora per la prova FOPS, ma che abbia un peso minore.

La configurazione ottimale degli spessori del pannello sandwich è stato ottenuta con un gran numero di simulazioni FEM.

Al termine dei lavori, si propone un layout di misura per ottenere l'entità che è necessario il confronto con dati numerici.

Parole chiave: Schiuma metallica, Pannelli sandwich, Prova FOPS.

1 Introduzione

1.1 Breve introduzione sul lavoro svolto

La collaborazione tra il laboratorio MUSP di Piacenza e il laboratorio IMAMOTER di Ferrara (Capitoli 1.2 e 1.3) è nata dall'interesse delle schiume metalliche e dalla loro capacità di assorbire l'energia di impatto.

Attualmente il laboratorio IMAMOTER esegue la prova FOPS (Capitolo 3), una prova di impatto, per cabine di macchine movimento terra realizzate da diverse aziende produttrici. La prova è considerata riuscita se la lastra d'acciaio posta sul tettuccio della cabina della macchina resiste all'impatto di un peso che cade dall'alto. Il lavoro proposto in questa tesi è quello di testare un pannello sandwich con cuore in schiuma di alluminio, in modo che riesca ad avere almeno le medesime prestazioni della lastra di acciaio ma con una riduzione di massa. Il pannello sandwich ha la particolarità di avere una resistenza migliore rispetto ad una lastra di acciaio, grazie al suo alto momento di inerzia (Capitolo 5). La prima parte del lavoro ha visto la ricerca in letteratura delle informazioni sulle schiume metalliche (Capitolo 4) e sulle loro proprietà più importanti, scoprendo la buona capacità di assorbire l'energia degli urti. Inoltre esistono molteplici applicazioni dei pannelli sandwich come componenti di sicurezza contro gli urti (Capitolo), sebbene non applicate alle macchine movimento terra. Sono state eseguite prove di simulazione numerica agli elementi finiti per la progettazione della configurazione migliore del pannello sandwich da utilizzare per la prova FOPS (Capitolo 6). Il software utilizzato è Abaqus. La parte più difficile del lavoro è stata quella della creazione del modello in grado di simulare correttamente la prova di impatto, con la caratterizzazione dei materiali utilizzati. Le prove numeriche sono state numerose, e ogni volta migliorate per rendere più adeguato il modello. Le ricerche svolte hanno portato alla progettazione di un pannello avente le medesime prestazioni della lastra di acciaio, ma in grado di garantire una diminuzione di peso. La diminuzione di peso per una macchina di questo tipo comporta la possibilità di lavorare in situazioni a sbalzo senza avere uno sbilanciamento forte, dovuto al peso della cabina.

Per eseguire la simulazione al computer si è seguita la normativa ISO 3941 che descrive lo svolgimento della prova FOPS. La norma, però, non prevede un sistema di misura che rilevi le grandezze che possono essere ritenute importanti. La progettazione del pannello è unica, ovvero il pannello trovato è unico. Si sono proposte, però, due diverse soluzioni per quanto riguarda l'esecuzione della prova sperimentale. La prima soluzione è l'applicazione del pannello finale ad un telaio di un escavatore del quale il laboratorio IMAMOTER ci ha fornito una geometria approssimativa. La seconda soluzione proposta è quella di un

telaio più semplice ma rinforzato, in modo tale che sia realizzabile senza grossi problemi presso il laboratorio MUSP.

Infine l'ultima parte del lavoro (Capitolo 8) è incentrata sulla progettazione di un sistema di misura che sia in grado di monitorare le grandezze di riferimento che successivamente ci permetteranno di fare un confronto tra le prove numeriche e quelle sperimentali. La progettazione è riguardo la scelta degli strumenti di misura adeguati alla ricerca che abbiamo intenzione di eseguire e, successivamente al loro posizionamento e al metodo di acquisizione dei dati. Anche in questo caso sono state proposte due vie alternative. La prima alternativa è quella dell'utilizzo di tutti gli strumenti necessari per poter confrontare i dati numerici con quelli sperimentali. La seconda proposta, invece, è basata sulla possibilità di reperire solo alcuni degli strumenti proposti, limitando quindi il confronto tra i dati.

1.2 Laboratorio MUSP



Il laboratorio MUSP [1] nasce nel 2005 e le sue finalità sono la ricerca, la formazione e il supporto alle aziende per sostenerne la competitività nell'ambito delle macchine utensili e dei sistemi di produzione.

La ricerca del laboratorio MUSP è diversificata in cinque aree:

Area 1 - Configurazione e gestione dei sistemi integrati di produzione: si occupa dello studio dei sistemi integrati di produzione focalizzandosi sui problemi di configurazione e valutazione degli impianti produttivi. Le attività di configurazione sono molto legate alla capacità di valutare le diverse soluzioni alternative che si possono dare al problema in modo da fornire una previsione delle prestazioni del sistema, argomento molto importante per le aziende.

Area 2 - Precision Engineering: la realizzazione di prodotti sempre in grado di soddisfare le specifiche ha portato ad uno studio molto accurato del processo tecnologico e produttivo che deve essere svolto per la produzione del componente. La macchina utensile viene vista allora sia come prodotto che come mezzo per la realizzazione di altri prodotti, quindi anche la macchina utensile deve fare riferimento a specifiche di precisione e qualità.

Area 3 - Progettazione avanzata, materiali e tecnologie: studio di processi di produzione tradizionali e non convenzionali con la definizione dei loro campi applicativi e delle relazioni esistenti tra i parametri e le condizioni di processo e la qualità del risultato ottenuto. Inoltre vengono anche studiate le problematiche dell'impiego di materiali innovativi nel settore delle macchine utensili o in ambito strutturale.

Area 4 - Studi di settore, tutela della proprietà intellettuale: studio degli aspetti economici e finanziari del settore della meccanica avanzata e delle imprese con particolare attenzione agli scenari di evoluzione settoriale, ai nuovi modelli di strategia e di organizzazione aziendale.

Area 5 - Tecnologie di produzione per il settore aeronautico: studio della lavorabilità di alcuni materiali come il titanio e compositi e caratterizzazione delle proprietà per la lavorazione di tali materiali.

1.3 Laboratorio IMAMOTER



Figura 1.1: Laboratorio IMAMOTER.

IMAMOTER [2] è un Istituto di ricerca del Consiglio Nazionale delle Ricerche (C.N.R.), che ha sede a Ferrara con un distaccamento Torino. Questo Istituto è stato costituito il 15 Giugno 2002 dalla fusione di due Istituti del C.N.R., ovvero l'Istituto per le Macchine Movimento Terra e Veicoli Fuori-Strada (CEMOTER) e L'Istituto per la Meccanizzazione Agricola (IMA).

Il CEMOTER prese avvio negli anni Sessanta come Istituto del CNR presso il Politecnico di Torino. Negli anni Ottanta venne trasferito a Ferrara dove divenne un Istituto indipendente supportato da enti esterni.

L'IMA prese avvio negli anni Cinquanta a Torino come Istituto indipendente dal CNR con la collaborazione di enti esterni.

I due Istituti sono fortemente legati in quanto CEMOTER nacque partendo da ricerche svolte precedentemente presso IMA. Si decise perciò di creare un collegamento stretto tra le due realtà in occasione della ristrutturazione degli organi del CNR. Inoltre le macchine agricole e quelle a movimento terra hanno campi di studio e di ricerca in comune.

Le attività del nuovo Istituto sono: innovazione di componenti e sistemi a fluido; robotica non strutturata e mecatronica; analisi numerica e sperimentale di strutture e campi fluidi; monitoraggio e controllo della emissione acustica di sorgenti complesse; analisi e riduzione di vibrazioni e rumore strutturale; progettazione di macchine e loro sottosistemi; meccanizzazione delle culture e suo impatto ambientale; certificazione, standardizzazione e prove di macchine agricole e movimento terra.

L'obiettivo dell'Istituto è quello di essere un punto di riferimento in ambito sia accademico che industriale che possa promuovere e divulgare le conoscenze in aree di interesse primario per macchine agricole e movimento terra.

La sede di Ferrara ha come attività di ricerca i seguenti ambiti:

- **Oleodinamica:** qualificazione di pompe, motori, valvole direzionali e proporzionali; test di circuiti di controllo del carico; studi di tecniche innovative per la gestione della potenza fluida; migliorare i modelli numerici per la progettazione oleodinamica.
- **Acustica:** sviluppo e applicazione di strumenti avanzati per la caratterizzazione delle sonore complesse; soluzioni per il controllo del rumore; ottimizzazione del comportamento acustico e vibrazionale delle macchine e dei loro accessori.
- **Certificazione:** valutazione delle performance dei prodotti in conformità con le normative europee; impegno negli aspetti relativi alla sicurezza e al comfort degli operatori; sviluppo e applicazione delle tecnologie per la salvaguardia dell'ambiente.
- **Vibro-Acustica:** costruttori di veicoli e macchinari devono essere conformi ai requisiti delle norme europee per garantire condizioni di sicurezza all'operatore in termini di esposizione al rumore e alle vibrazioni.
- **Progettazione elettronica:** progettazione e sviluppo di unità elettroniche; ottimizzazione dell'hardware dedicato alla riduzione delle dimensioni; implementazione di software di controllo.

2 Macchine a movimento terra

Con il termine di macchine movimento terra si intendono tutti quei veicoli che rientrano nella categoria delle macchine il cui scopo è quello di lavorare mediante lo spostamento di una certa quantità di terra.

In questa categoria sono compresi veicoli come i bulldozer, le ruspe, gli escavatori, le pale cariatrici e le terne.

2.1 Bulldozer

Il bulldozer è un mezzo meccanico per lo spostamento della terra inventato nel 1923 da Benjamin Holt, uno dei primi costruttori di trattori. Il primo modello era dotato di un motore a vapore piuttosto ingombrante, mentre ora si trovano in commercio modelli a motore Diesel.

I primi modelli di questo veicolo erano di dimensioni ridotte e con ruote, mentre quelli utilizzati nel dopoguerra erano enormi, potentissimi e dotati di cingoli come tuttora si possono vedere in vari cantieri.



Figura 2.1: Bulldozer.

2.2 Escavatore



Figura 2.2: Escavatore

Il primo escavatore venne costruito da William Otis nel 1837.

Un escavatore è una macchina utilizzata per le operazioni che richiedono la rimozione di parti di terreno non particolarmente coerente tale da consentirne un a facile frantumazione.

Le operazioni possono avere diversa finalità:

- Ambito minerario per la rimozione di materiale da una cava non necessariamente a cielo aperto;
- Costruzioni civili quando è necessario lo scavo di fondamenta
- Costruzione di trincee per il passaggio di una strada o di una linea ferroviaria o per la posa di tubazioni o cavi elettrici.

Per quanto riguarda la mobilità dell'escavatore è possibile riferirci a queste tipologie:

- Gommato: dotato di ruote con pneumatici per i casi in cui il suo impiego richieda una capacità di carico limitata ma una velocità di spostamento particolarmente buona.
- Cingolato: dotato di cingoli per i casi in cui sia richiesta una capacità di carico maggiore o sforzo di penetrazione nel terreno, a scapito della velocità di spostamento.
- Montato su pattini: posto su strutture metalliche orizzontali a contatto con il terreno che possono essere movimentate idraulicamente sia verticalmente che orizzontalmente consentendo il distacco dal terreno del veicolo.
- Ad appoggi articolati: questo escavatore è dotato di piedi e di staffe articolate che permettono un posizionamento ottimale in situazioni di terreno molto inclinato, oppure in situazioni dove il normale escavatore non riesce ad operare.

Un escavatore ha anche la possibilità di avere due attrezzi diversi montati sul braccio. Questi due attrezzi sono la benna e la cucchiaia.

Benna mordente: solitamente impiegata per effettuare operazioni di scavo in si può raggiungere un punto molto inferiore rispetto alla superficie di appoggio della macchina. La benna viene calata aperta sul punto di scavo, dove penetra nel terreno e viene chiusa mediante azionamento idraulico in modo da accogliere materiale.



Figura 2.3: Benna mordente

Benna trascinata: utilizzata soprattutto nel drenaggio dei fondali è montata su un escavatore con braccio lungo in modo da poter raggiungere distanze orizzontali maggiori. La benna viene fatta salire fino all'estremità del braccio, quindi calata sul fondale e trascinata verso la macchina da un sistema di funi, raccogliendo materiale durante il movimento.



Figura 2.4: : Benna trascinata

Cucchiaia rovescia: utilizzata per effettuare gli scavi al di sotto del piano su cui è posta la macchina oppure ad altezze minime al di sopra dello stesso. Il movimento di raccolta è dato dal braccio che muove la cucchiaia lungo la parete da scavare dal punto più lontano a quello più prossimo all'escavatore.



Figura 2.5: Cucchiaia rovescia

Cucchiaia frontale: questa cucchiaia viene spinta contro la parete di scavo nel punto più basso possibile e viene quindi sollevata asportando materiale dal basso verso l'alto.

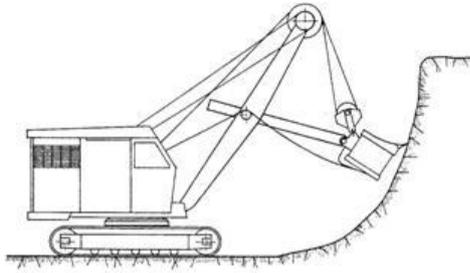


Figura 2.6: Cucchiaina frontale.

2.3 Ruspa

Una ruspa è una parte di apparecchiatura pesante utilizzata per lo spianamento superficiale di un terreno naturale o di un rilevato di scavo.

La parte posteriore ha una tramoggia verticalmente mobile con un bordo anteriore orizzontale tagliente. La tramoggia può essere abbassata e rialzata idraulicamente e quando questa è abbassata il bordo anteriore taglia il terreno e riempie la tramoggia. Successivamente la tramoggia viene alzata e chiusa con una piccola lamiera che si sposta verticalmente.



Figura 2.7: Ruspa.

2.4 Pala caricatrice

La pala caricatrice è un mezzo adatto alla movimentazione di materiale sciolto su autocarro. Viene detta gommata o cingolata a seconda del sistema utilizzato per la trazione del veicolo stesso. Il telaio delle macchine gommate presenta uno snodo centrale in modo tale che sia l'intero veicolo a sterzare e non solo le ruote, così da garantire una maggiore manovrabilità. La pala, solitamente frontale, è in grado di raccogliere il materiale grazie alla lama (o bordo inferiore) le cui dimensioni sono molto più grandi di quelle di una pala da escavatore. La pala è connessa al telaio tramite due bracci a movimento idraulico ed è intercambiabile con altri strumenti a seconda della necessità. La rapidità del movimento di questo tipo di veicolo permette migliori prestazioni

dal punto di vista del carico di materiale rispetto a un escavatore. Per contro ha una produttività più bassa per quanto riguarda la fase di scavo: viene, infatti, impiegata per piccoli lavori di scavo qualora la profondità sia molto limitata; oppure per effettuare lavori di rifinitura e regolarizzazione della superficie posta in luce dallo scavo. A livello economico è molto più competitiva di un escavatore in quanto, oltre allo scavo, permette anche il carico di materiale su autocarro.



Figura 2.8: Pala caricatrice.

2.5 Terna

La terna è una macchina usata per eseguire lavori di scavo, riporto, e movimento di materiale. E' un mezzo molto versatile poiché combina la presenza della pala anteriore e del braccio posteriore, i due strumenti più pratici per la movimentazione di materiale, in un veicolo di dimensioni ridotte e particolarmente agile. Per queste caratteristiche questo è ritenuto uno dei veicoli più diffusi.



Figura 2.9:Terna.

3 La prova FOPS

La prova FOPS permette di testare le protezioni strutturali delle macchine a movimento terra per assicurare che un veicolo abbia la capacità di proteggere l'operatore da un oggetto che cade dall'alto sulla struttura stessa del veicolo.

La prova è regolata da regole ben precise riconosciute a livello internazionale e contenute all'interno della normativa ISO-3449 [3].

La normativa prevede due livelli della prova FOPS:

- Livello I: protezione contro un oggetto sferico che cade da un'altezza tale da conferire all'oggetto stesso una energia pari a 1365J;
- Livello II: protezione contro un oggetto cilindrico che cade da un'altezza tale da conferire all'oggetto stesso una energia pari a 11600J.

I due oggetti in questione hanno forma e dimensioni ben definite dalla norma e sono rappresentati nella figura sottostante.

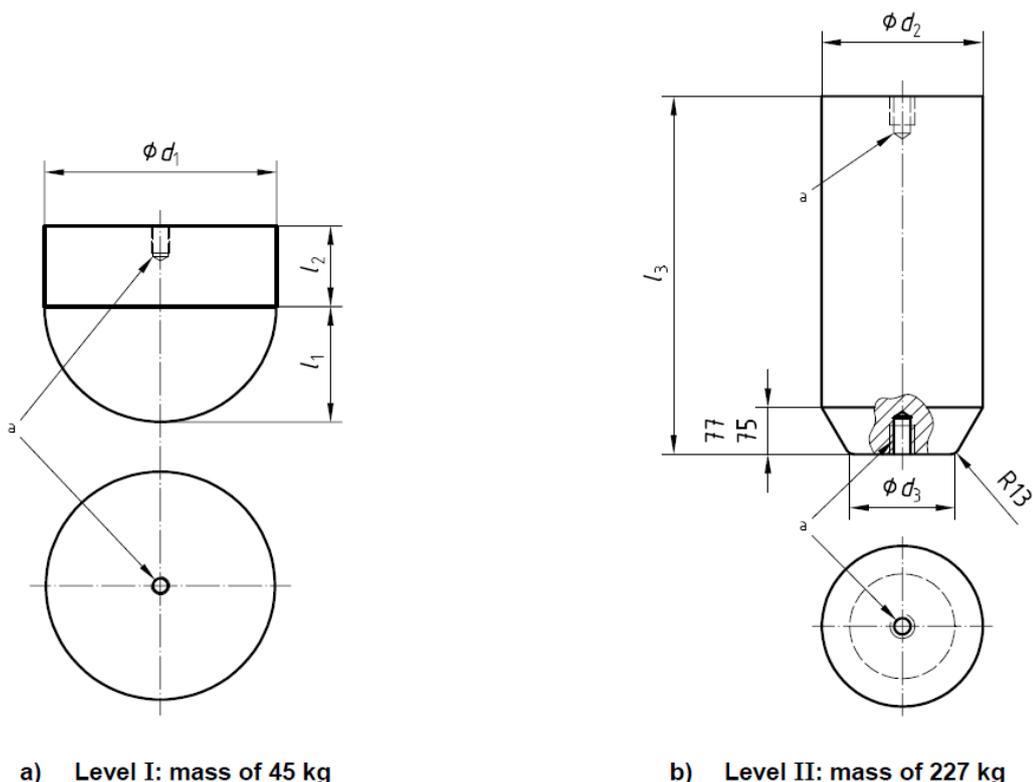


Figura 3.1: Forme dei proiettili per la prova FOPS

La prova FOPS si esegue portando l'oggetto all'altezza stabilita dalla norma in modo che abbia l'energia necessaria per il primo o il secondo livello della prova; successivamente il peso viene rilasciato completamente in modo da non avere

interferenze di alcun tipo durante la caduta; l'ultima fase è quella di determinare se il tettuccio della cabina testata ha invaso il Deflection Limiting Volume (DLV). Per valutare se il tettuccio della cabina ha toccato il DLV si è scelto di cospargere la parte superiore di quest'ultimo con del grasso. Se si verifica l'interferenza il grasso presente sul DLV lascia un'impronta sul tettuccio. Per come è stata pensata tale prova, i risultati possono essere solamente di due tipi:

- Prova superata: il tettuccio non presenta l'impronta del DLV;
- Prova non superata: il tettuccio presenta l'impronta del DLV.

Per quanto riguarda le condizioni in cui viene svolta la prova FOPS si deve solamente fare in modo di avere la struttura della cabina da testare direttamente dal produttore e di assicurarsi che tale cabina sia ancorata a dei supporti che simulano il veicolo su cui verrà poi montata la cabina stessa. Non è quindi necessario l'intero veicolo per condurre tale prova. Inoltre la cabina deve essere sprovvista di tutte quelle parti che possono comportare una sorta di componenti smorzanti come possono essere i finestrini in vetro.

3.1 Procedura della prova FOPS

- 1) Posizionare l'oggetto in cima al tettuccio da testare in modo tale che il punto di impatto sia all'interno della proiezione verticale del DLV come illustrato dai tre casi seguenti.
 - a) Gli elementi orizzontali posti nella parte alta della struttura non entrano nella proiezione del DLV: in questo caso il punto di impatto deve essere scelto in modo tale da avere la massima deformazione possibile della superficie superiore e inoltre deve essere posizionato il più vicino possibile al baricentro della struttura.

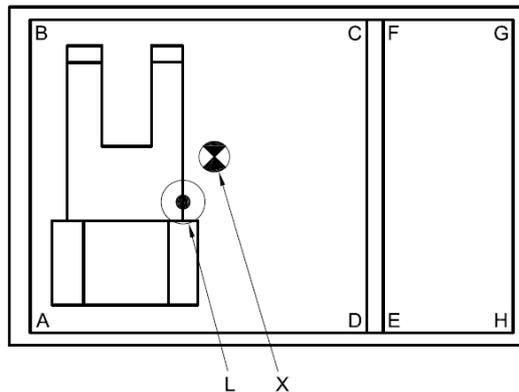


Figura 3.2: Caso *a* di impatto della prova FOPS

- b) Gli elementi orizzontali posti nella parte alta della struttura entrano nella proiezione del DLV e gli elementi di copertura strutturali hanno lo stesso spessore: il punto di impatto deve essere scelto in modo tale da avere la massima deformazione possibile e deve essere

posizionato nel punto più vicino al baricentro ma tangente alla parte più alta del DLV.

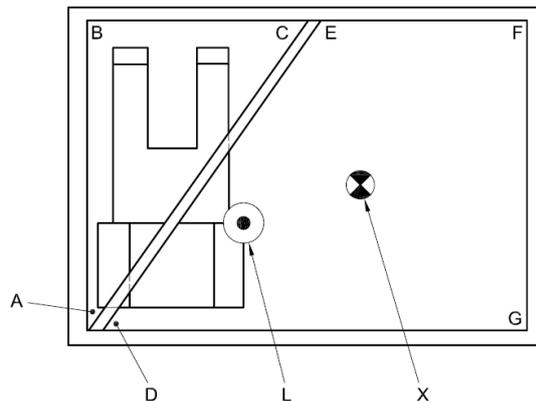


Figura 3.3: Caso *b* di impatto della prova FOPS.

- c) Gli elementi orizzontali posti nella parte alta della struttura entrano nella proiezione del DLV e gli elementi di copertura hanno spessore o materiale differente e dividono la superficie in più zone: il punto di impatto deve essere scelto in modo tale da avere la massima deformazione possibile in ciascuna area e deve essere posizionato in tangenza al DLV e anche il più vicino possibile al baricentro, ma in modo che non colpisca gli elementi strutturali della parte superiore.

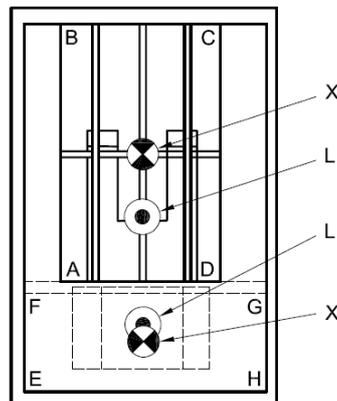


Figura 3.4: Caso *c* di impatto della prova FOPS.

- 2) Portare l'oggetto in posizione verticale all'altezza adeguata per il livello della prova che si vuole eseguire;
- 3) Rilasciare completamente l'oggetto in modo tale da non avere alcun tipo di interferenza nella caduta.

Per il primo livello della prova, l'oggetto deve cadere all'interno di un'area circolare di 100mm di raggio dove il centro coincide con la linea verticale dell'oggetto sospeso; per il secondo livello della prova invece il punto di impatto deve essere contenuto in un'area circolare di raggio 200mm.

4 Schiume Metalliche

4.1 Introduzione

Le schiume metalliche costituiscono una interessante alternativa ai materiali compositi per la realizzazione di particolari nel campo dell'automotive e dell'aeronautica, nel campo strutturale e della medicina.

Di seguito le varie applicazioni delle schiume metalliche:

Strutturali

- Industria automobilistica;
- Industria aerospaziale;
- Industria navale;
- Industria ferroviaria;
- Ingegneria civile;
- Costruzioni di macchine;
- Industria biomedica;
- Equipaggiamenti sportivi.

Funzionali

- Filtrazione e separazione;
- Scambiatori di calore;
- Supporti per catalizzatori;
- Silenziatori;
- Applicazioni elettrochimiche;
- Contenimento e trasferimento di liquidi;
- Controllo di flusso di fluidi;
- Depurazione dell'acqua;
- Applicazioni artistiche.

Le caratteristiche di queste schiume spaziano dal campo di smorzamento delle vibrazioni a quello del comportamento ignifugo. Questo tipo di materiale viene inoltre considerato una valida alternativa per la progettazione e la produzione di componenti leggeri e di elevate caratteristiche statiche e dinamiche.

Le principali caratteristiche delle schiume metalliche sono:

- Eccellente rapporto resistenza-peso;
- Bassa densità e buona resistenza al taglio e alla frattura;
- Resistenza all'impatto e ai carichi costanti;
- Elevata capacità di smorzamento delle vibrazioni;
- Elevata capacità di attenuazione delle onde sonore;
- Elevata resistenza al fuoco;
- Alto rapporto superficie-volume;
- Buona resistenza alla corrosione;
- Idoneità per la creazione di inserti biocompatibili.

Le applicazioni delle schiume citate sopra dipendono da vari fattori:

- Il metallo da cui essa è composta;
- La sua morfologia, ovvero la tipologia della porosità;
- Possibilità di impartire alla schiuma la forma voluta;
- Costi per produrre componenti industriali.

4.2 Produzione delle schiume metalliche

Le proprietà delle schiume metalliche e di altri metalli con strutture cellulari dipendono, come abbiamo visto, dal materiale di cui sono composte e dalla densità relativa. Il motivo di questo è da ricercare nei processi di produzione delle schiume in quanto ciascun processo può essere utilizzato solo per un ristretto numero di metalli per realizzare un materiale poroso che abbia il limite di resistenza all'interno dell'intervallo voluto.

Sono stati studiati [4] otto processi per la produzione delle schiume metalliche.

- **Solidificazione dell'Eutettico Gas-Metallo;**
- **Espansione del gas intrappolato;**
- **Iniezione di gas nel fuso;**
- **Decomposizione di Particelle che Rilasciano Gas nel fuso: le schiume realizzate con questo metodo vengono chiamate ALPORAS;**
- **Strutture a sfere cave;**
- **Solidificazione in uno stampo a celle aperte;**
- **Deposizione di metallo su preformati cellulari;**

4.2.1 Decomposizione di Particelle che Rilasciano Gas in Semi Solidi

Questo processo è quello per la produzione della schiuma che verrà utilizzata in questa trattazione.

L'agente schiumante denominato idruro di titanio inizia a decomporsi ad una temperatura che sta ben al di sotto della temperatura di fusione dell'alluminio e delle sue leghe. Si può quindi creare una schiuma disperdendo l'agente schiumante nell'alluminio solido utilizzando processi propri della metallurgia delle polveri. Successivamente si fa aumentare la temperatura fino a causare l'espansione del gas e la contemporanea riduzione della resistenza del metallo che avvengono durante la crescita delle bolle attraverso deformazione plastica e scorrimento semisolido. Il processo inizia mescolando l'idruro di titanio con una polvere di lega di alluminio agitando molto bene.

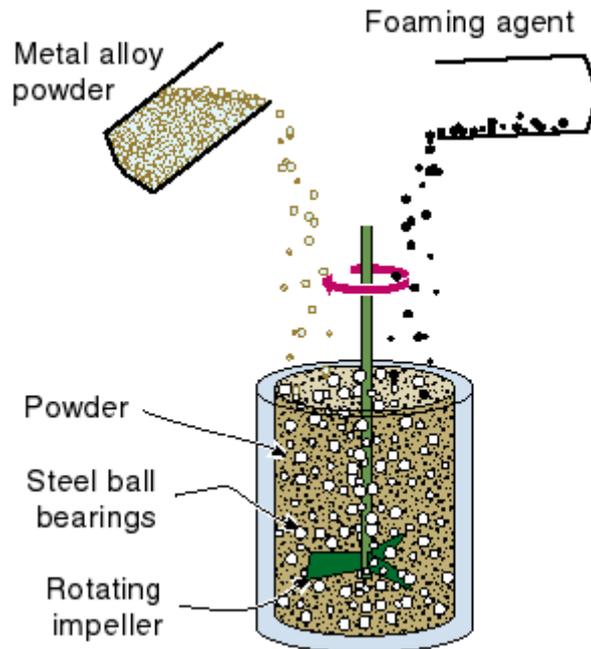


Figura 4.1: Preparazione della lega metallica e dell'agente schiumante.

La polvere viene poi pressata a freddo ed estrusa in barre o lastre. Si taglia il materiale in piccoli pezzi che vengono sigillati ermeticamente all'interno di una forma e vengono fatti scaldare fino ad una temperatura poco più bassa di quella di solidus della lega.

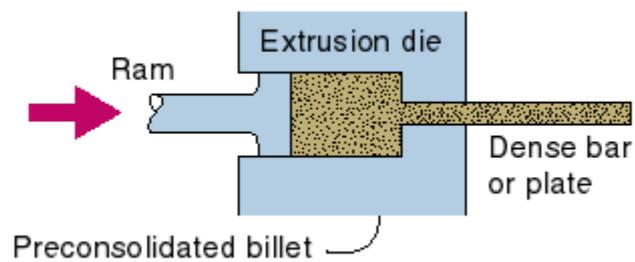


Figura 4.2: Estrusione e taglio della schiuma.

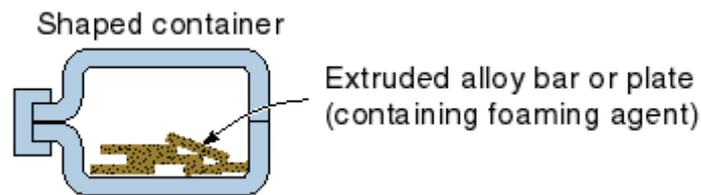


Figura 4.3: Inserimento della schiuma in una forma.

A questa temperatura l'idruro di titanio si decompone creando dei vuoti con una pressione interna elevata. Questi vuoti si espandono attraverso il creep della matrice e lo scorrimento semisolido e l'alluminio si gonfia creando una schiuma che riempie lo stampo.

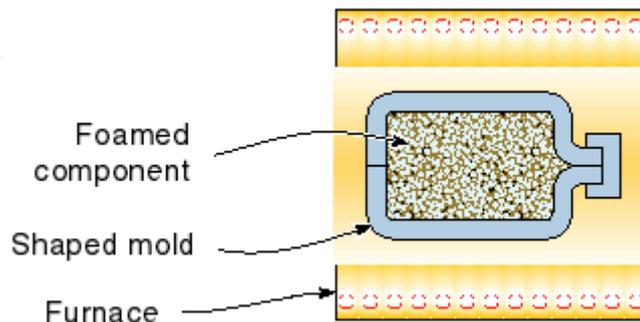


Figura 4.4: Schiumatura in forno.

Questo tipo di metodo produce una schiuma chiamata ALULIGHT.

4.3 Prestazioni di schiume di Alluminio

Le prestazioni delle schiume metalliche sono da associare a difetti della morfologia e delle pareti delle celle. Questi difetti limitano la possibilità di utilizzo di tali materiali.

E' stato condotto uno studio su tre diverse schiume di alluminio per capire quale fosse il difetto che riduce le loro prestazioni. I tre materiali studiati sono ALPORAS, ALCAN e ALULIGHT.

4.3.1 Struttura

Per la definizione della morfologia della cella sono state eseguite sezioni trasversali utilizzando il metodo di Electro-Discharge Machining seguito da lucidatura.

4.3.2 Morfologie

Dalle sezioni eseguite sui tre materiali si può notare come la morfologia delle celle dei materiali ALPORAS e ALULIGHT siano molto simili (4.5-5 μ m), mentre quella del materiale ALCAN siano più grandi di dimensioni (100 μ m).

4.3.3 Microstrutture

Per verificare la composizione delle celle sono stati utilizzati agenti chimici sulle sezioni.

ALPORAS rivela che le pareti della cella sono costituite da alluminio primario all'interno di una zona di eutettico di Al-Ca-Ti che include anche Al₄Ca, prevista dalle specifiche di produzione.

ALCAN presenta una microstruttura dendritica con particelle di carburo di silicio disposte in modo eterogeneo sulle pareti delle celle.

ALULIGHT ha una microstruttura tipica di una lega fusa a temperatura sub-eutettica di Al(Si).

4.3.4 Strati di ossido

Una caratteristica molto importante delle schiume metalliche è la loro capacità ignifuga. Questa capacità è possibile per il fatto che sulla superficie si può formare uno strato di ossido non nocivo per la vita del materiale.

4.4 Curva Sforzo-Deformazione

4.4.1 Prova

Le prove di deformazione sono state condotte principalmente in compressione e flessione in quanto la prima fornisce indicazioni dirette sulle proprietà di elasticità e plasticità, mentre la seconda fornisce un paragone diretto tra risultati di prova a trazione e di compressione.

La prova di compressione è stata eseguita su un provino cubico in modo da avere dieci celle su ogni spigolo. Viene applicato inoltre un estensimetro per valutare la deformazione. Le dimensioni tipiche del provino in questione sono 25x25x50mm.

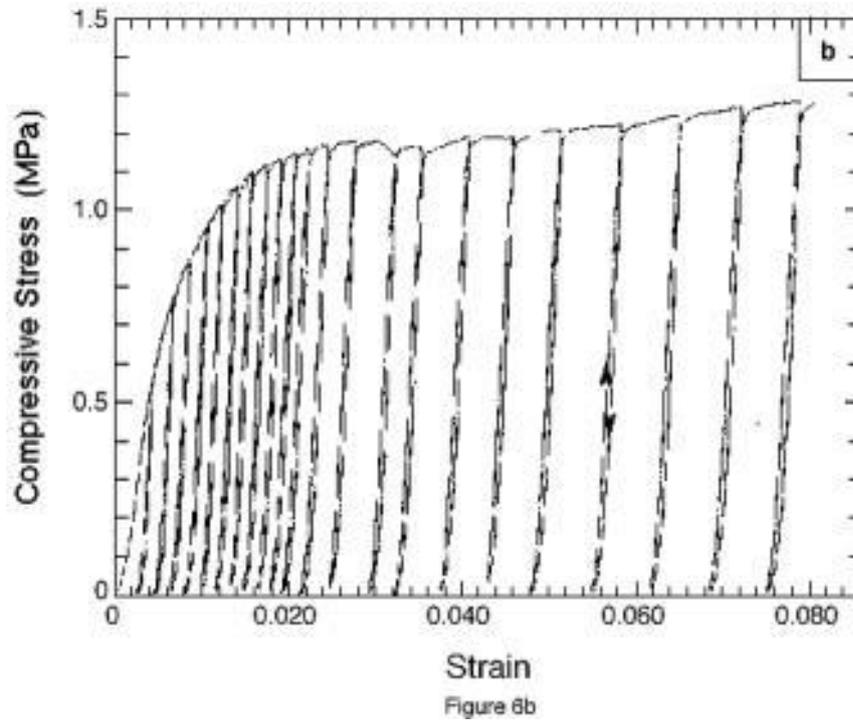


Figura 4.5: Curva Sforzo-deformazione.

La prova di flessione è stata condotta su una barretta con le seguenti dimensioni 25x25x215mm. Gli spostamenti sono stati misurati mediante estensimetri attaccati sia alle superfici in estensione che a quelle in compressione. Tutti i test sono stati condotti a temperatura ambiente usando una macchina servoassistita con la possibilità di regolare la velocità di allungamento.

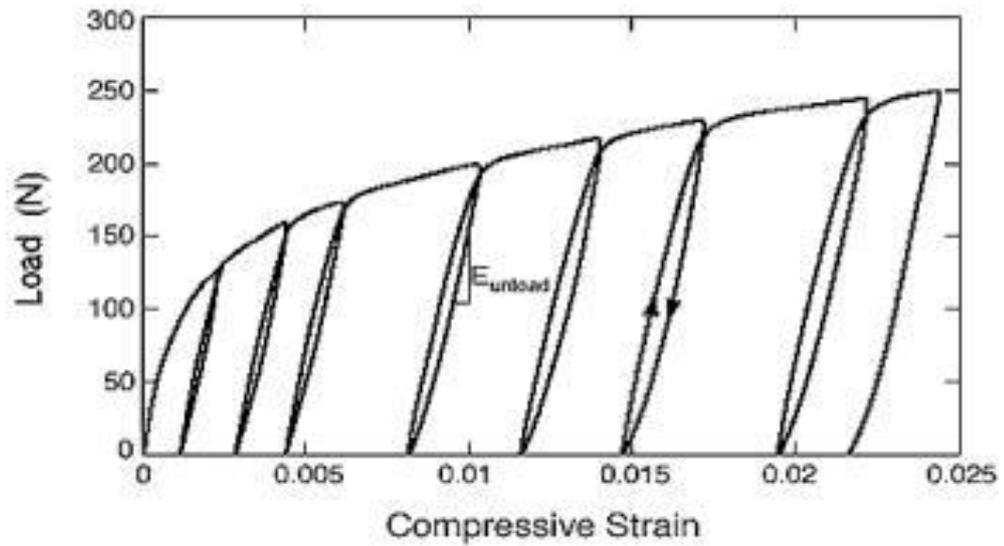


Figure 7a

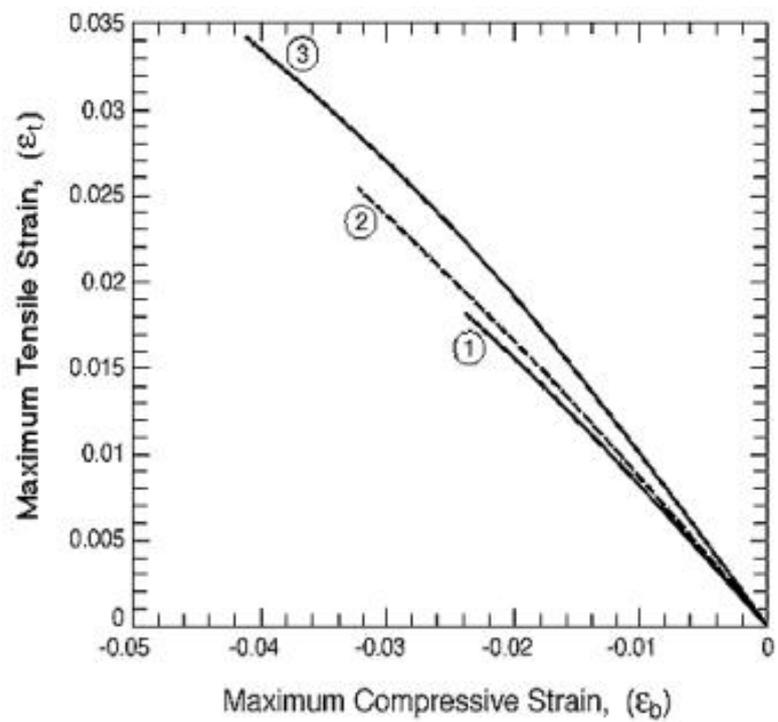


Figure 7b

Figura 4.6: Prova di flessione.

La fig.4.6 mostra i risultati della prova di flessione. Si nota che quando la deformazione sulla faccia in tensione ha raggiunto il 3% il carico cala in

corrispondenza dell'avanzamento della cricca. Questo allungamento rispecchia l'effettiva proprietà di resistenza del materiale alla tensione applicata. Le deformazioni presenti sulla faccia in tensione sono inferiori di quelli sulla faccia in compressione. La conseguenza è uno sforzo maggiore durante la deformazione a trazione.

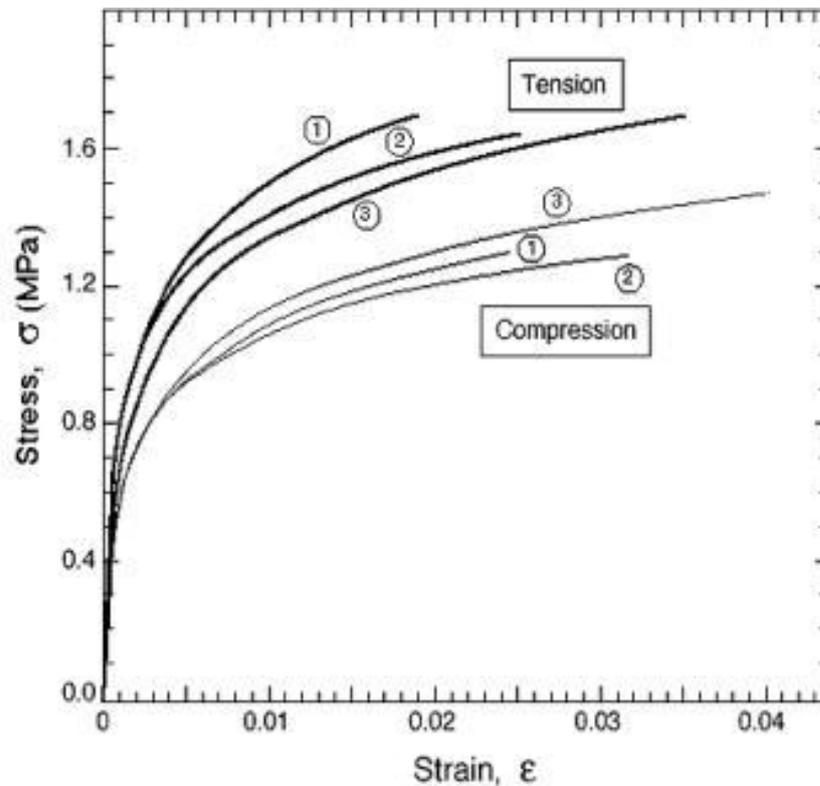


Figure 7c

Figura 4.7: Curve Sforzo-Deformazione.

In fig.4.7 sono state raggruppate le curve di sforzo-deformazione tratte dai grafici precedenti. E' possibile notare che le curve di compressione sono uguali a quelle misurate direttamente e che gli sforzi di trazione sono sempre più grandi di quelli di compressione.

Per quanto riguarda ALCAN i risultati delle prove coincidono con quanto già detto. Rispetto ad ALPORAS vi è la presenza di un carico di snervamento maggiore, seguito da un calo del carico.

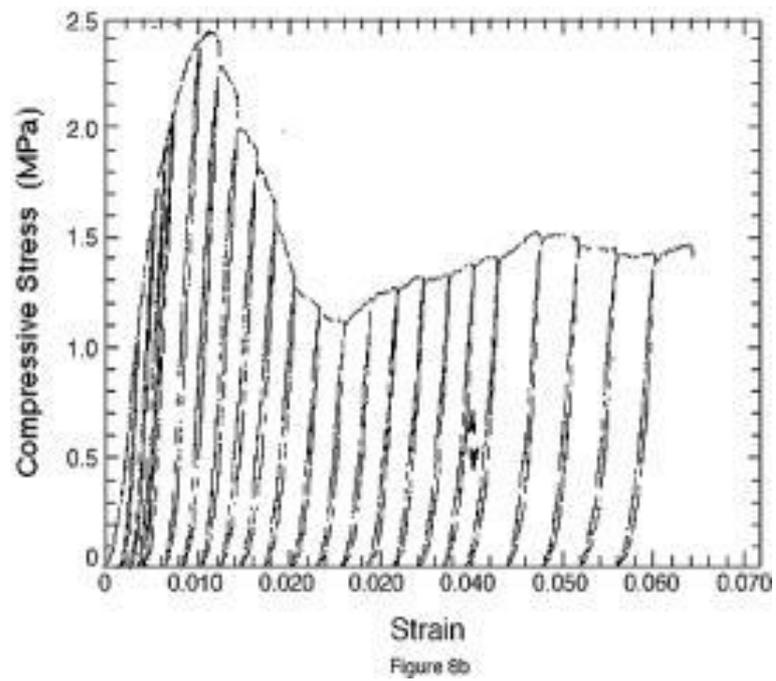
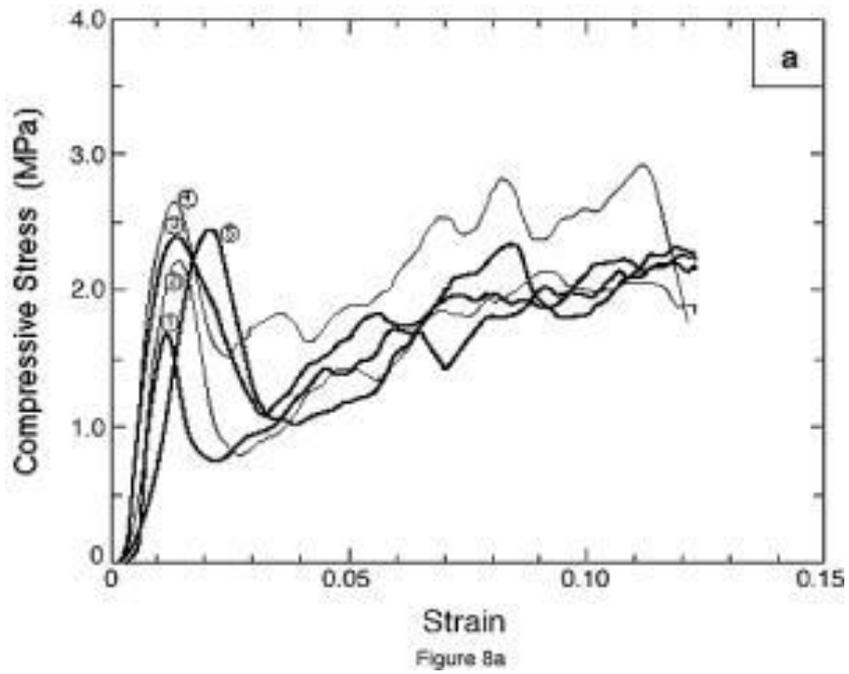


Figura 4.8: Grafici delle prove a compressione.

4.4.2 Proprietà elastiche

Il modulo di Young è determinato dalla pendenza della curva nella fase di scarico. Questo modulo risulta essere molto maggiore della pendenza iniziale della curva di carico. Questa differenza è dovuta al fatto che appena si applica il carico si ha uno snervamento locale immediato che è causato dall'alta concentrazione degli sforzi nei punti di incontro delle celle. Questo porta ad avere un modulo di Young molto inferiore di quello reale.

Per quanto riguarda ALULIGHT le prove sia di compressione sia di flessione forniscono un modulo di Young pari a 1,05GPa.

Il materiale ALPORAS presenta modulo elastico molto basso. Questo è dovuto alla presenza di ampi meandri nella morfologia del materiale. La rigidità del materiale è limitata dalle incurvature e dai meandri delle pareti delle celle che si formano nel processo produttivo. La deformazione che si ha in compressione accresce la larghezza dei meandri e peggiora il modulo, mentre le deformazioni di trazione allungano i meandri e di riflesso aumentano il modulo elastico.

Il materiale ALCAN ha un modulo calcolato in scarico pari a circa 700MPa.

4.4.3 Forze e scorrimento

Quando la deformazione raggiunge il 2% si hanno condizioni di scorrimento plastico seguito da un incrudimento lineare. Quando poi la deformazione oltrepassa il 25% gli sforzi di scorrimento aumentano ancora in quanto vengono in contatto le pareti delle celle che si sono deformate plasticamente. Raggiunto l'allungamento del 2% si ha un ulteriore incrudimento sovrapposto a delle oscillazioni che indicano la formazione di piani di deformazione.

La tensione di snervamento nei materiali a celle chiuse e in assenza di difetti si può calcolare attraverso la relazione: $\frac{S_0}{S_s} = 0.35r$.

A questo punto è possibile tracciare i grafici rappresentativi degli sforzi per un valore di deformazione pari al 2%.

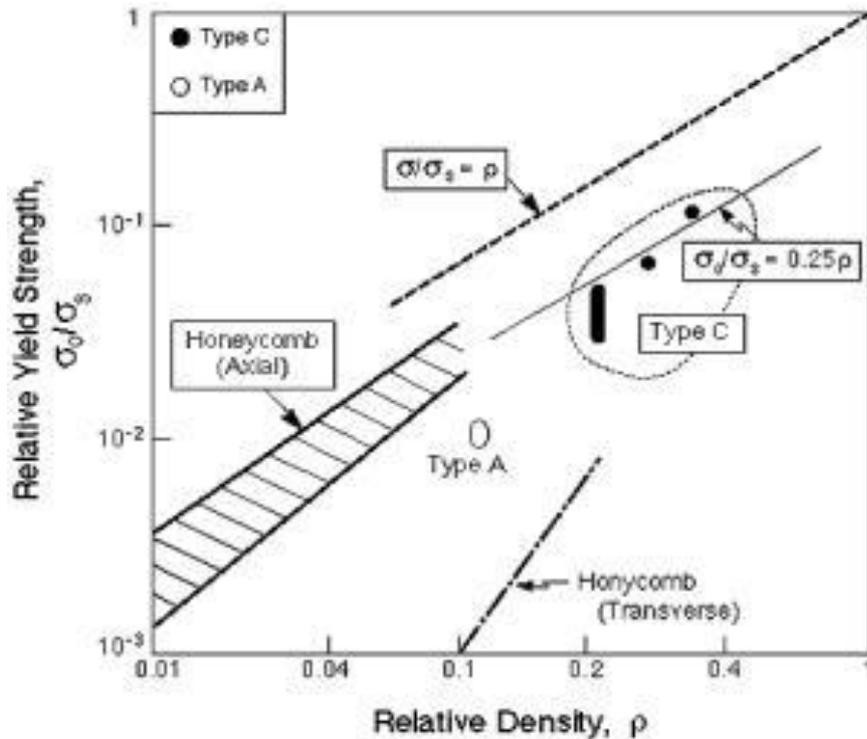


Figure 9

Figura 4.9: Campi di sforzo in funzione della densità relativa.

Dai risultati delle prove con intaglio si deduce che gli sforzi idrostatici influenzano il punto di snervamento in quanto gli sforzi sulla sezione superano il valore massimo degli sforzi di scorrimento per provini senza intaglio. L'indurimento provocato dall'intaglio implica una resistenza relativamente alta allo snervamento in situazione di sforzo idrostatico. Grazie ad un modello ad elementi finiti e ad una equazione che definisce una superficie di snervamento parabolica è stato possibile sapere quanto sia influente lo sforzo idrostatico.

$$\left(\frac{P}{P_0}\right)^2 + \left(\frac{S_e}{q_0}\right)^2 = 1$$
 dove q_0 è la resistenza allo snervamento di taglio, p la resistenza a snervamento in compressione idrostatica, p_0 la pressione e S_e lo sforzo equivalente. Questa relazione che identifica la superficie parabolica fornisce solo una prima stima del ruolo che ha la pressione nello snervamento. Grazie anche agli elementi finiti è possibile ottenere i risultati della prova e graficarli.

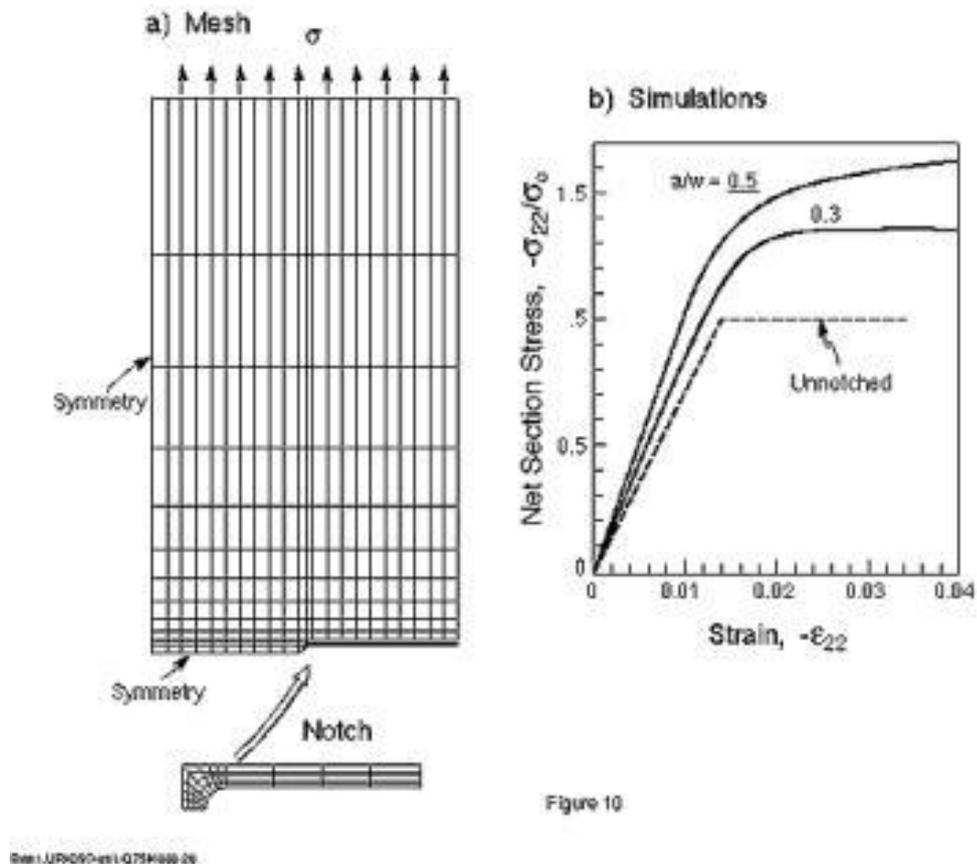


Figura 4.10: Simulazione ad elementi finiti per ricavare le curve per la prova di scorrimento.

4.5 Materiali commerciali

4.5.1 Schiuma metallica ALULIGHT

Materiale di alluminio molto poroso con una struttura cellulare a bassa densità e buone proprietà meccaniche e fisiche.

I pannelli ALULIGHT:

- Possiedono alta rigidità e bassa densità;
- Assorbono l'energia negli urti forti qualunque sia la direzione di impatto;
- Sono molto efficienti nell'assorbire i rumori;
- Assorbono vibrazioni;
- Hanno una stabilità termica maggiore di tutti i materiali organici;
- Sono riciclabili.

L'ALULIGHT [5], sotto forma di sandwich, può anche essere prodotto con lastre di alluminio piano o formato sia su una che su tutte e due le facce se è richiesta una resistenza alla deformazione maggiore o una forma particolare. Le proprietà meccaniche possono essere ottimizzate applicando specifici trattamenti termici alla lega di base. I pannelli possono essere assemblati con metodi convenzionali o con giunti che sono realizzati durante il processo di fabbricazione; possono essere saldati a temperature inferiori a quella di fusione della lega base.

Tabella 4-1: Riassunto delle proprietà del materiale.

Densità	kg/m ³	500	750	1000
Modulo di elasticità	GPa	5	9	14
Minimo sforzo per cedimento plastico	MPa	3	13	25
Minimo sforzo per piegamento	MPa	7	15	20
Rigidità al piegamento (con riferimento al foglio di alluminio che abbiano stesso peso)	%	210	170	150
Conducibilità termica a 20° C	W/mK	6-15	15-35	25-50
Conducibilità elettrica	10 ⁶ S/m	3	5	9
Capacità di assorbire energia (fino a 20 MPa di sforzo in compressione)	Mj/m ³	4.5	4.3	0.5
Fattore di perdita		0.003	0.004	0.004

Snervamento

Si può dividere la curva sforzo-deformazione di un materiale cellulare in tre regioni. A basse deformazioni il materiale si deforma elasticamente (le pareti della cella si piegano), poi si evidenzia un plateau dove si ha deformazione a sforzo costante (snervamento o frattura) e infine c'è una regione dove lo sforzo cresce rapidamente dopo che le pareti delle celle sono venute a contatto.

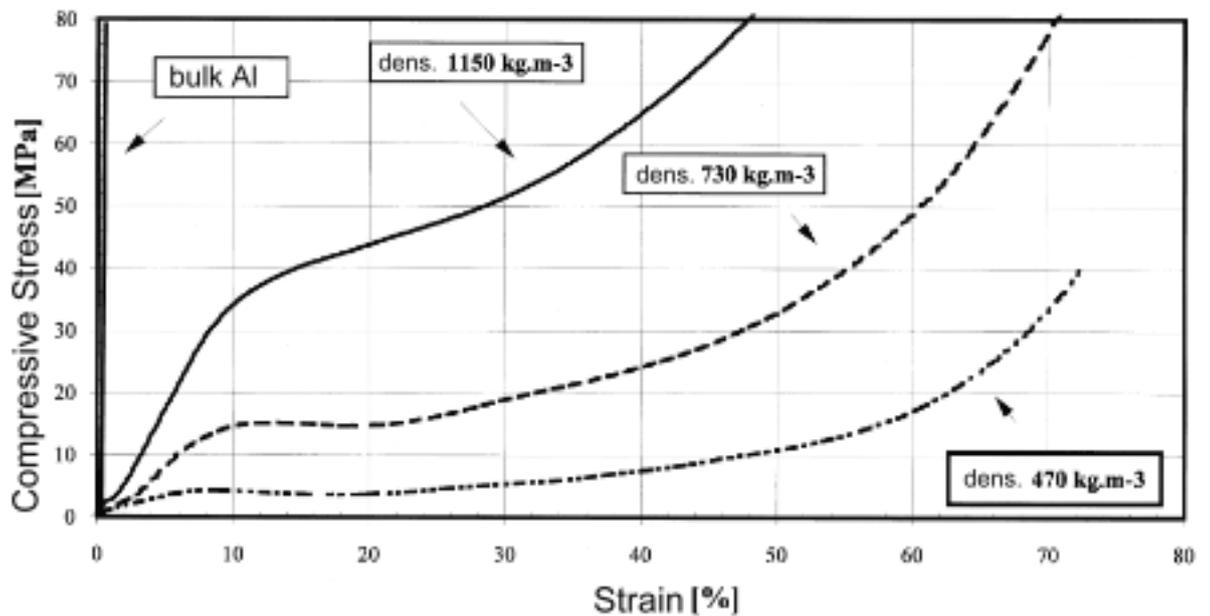


Figura 4.11: Curve di snervamento con diverse densità.

Dal grafico possiamo vedere che lo sforzo di snervamento aumenta con la densità.

Assorbimento degli impatti

Le schiume utilizzate come dissipatori di energia negli urti convertono energia di impatto in energia di deformazione plastica limitando la forza esercitata sull'oggetto che deve essere protetto, sotto il livello che causerebbe danni. Devono anche fornire una zona di deformazione ampia per ridurre abbastanza la decelerazione dell'oggetto protetto.

Per testare l'assorbimento degli urti si usa la prova di compressione statica. L'energia di deformazione W assorbita per deformazione plastica è l'area sotto la curva sforzo-deformazione fino al punto di collasso. La capacità di assorbimento è data dall'energia assorbita divisa dall'unità di volume del materiale.

Le pareti delle celle iniziano a rompersi per bassi valori degli sforzi permettendo una decelerazione adeguata.

L'efficienza dell'assorbimento migliora con l'aumentare dell'intervallo di deformazione, più bassa è la densità della schiuma più l'intervallo in questione è ampio.

La densità influenza molto la capacità di assorbire gli urti: se la densità è troppo bassa il materiale si rompe prima di aver assorbito sufficiente energia; se è troppo alta lo sforzo oltrepassa il valore critico e solo una piccola parte dell'energia viene assorbita.

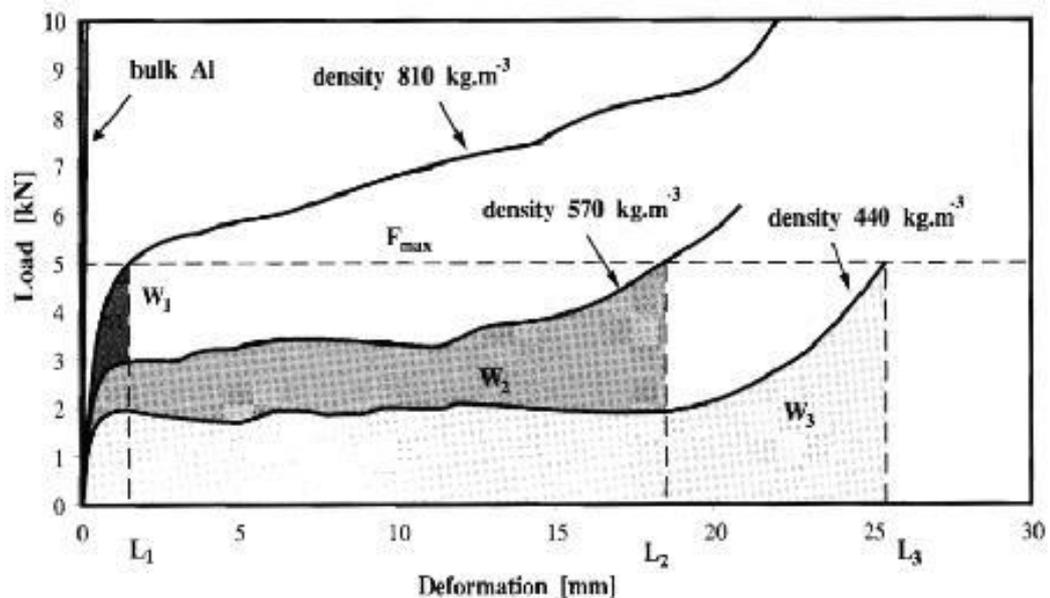


Figura 4.12: Influenza della densità sulla capacità di assorbire gli urti.

Smorzamento

Consiste nell'usare gli attriti interni per trasformare l'energia vibrazionale in calore. Questo riduce il rumore eccessivo e le vibrazioni convertendoli in calore che viene espulso. Le vibrazioni in una struttura cellulare sono dissipate attraverso leggere deformazioni plastiche delle sottili pareti che dividono i pori.

Rigidità

La rigidità definisce la stabilità delle dimensioni della forma di un componente strutturale sottoposto a sforzo nel campo elastico. Il modulo della struttura schiumata non può essere determinato dalla pendenza della curva sforzo-deformazione perciò si applicano carichi sottoforma di vibrazioni elastiche. Il modulo dipende fortemente dalla densità, mentre la composizione del metallo di base non ha rilevanza.

Tabella 4-2: Proprietà dei materiali.

Materiale	Densità [kgm ⁻³]	Modulo E [GPa]	E/p ²
ALULIGHT	500	5	2.0
Epoxy	1300	5	0.3
Acciaio	7800	210	0.4

Alluminio	2700	69	1.0
Vetro	2500	30	1.1
Cemento	2500	50	0.8

Conducibilità termica

La conducibilità dipende dall'area della sezione trasversale che permette il passaggio del flusso termico. In una schiuma solo una piccola parte è metallo che conduce calore, tutto il resto è gas con conducibilità molto inferiore, per questo motivo la conducibilità termica complessiva è inferiore a quella del materiale solido.

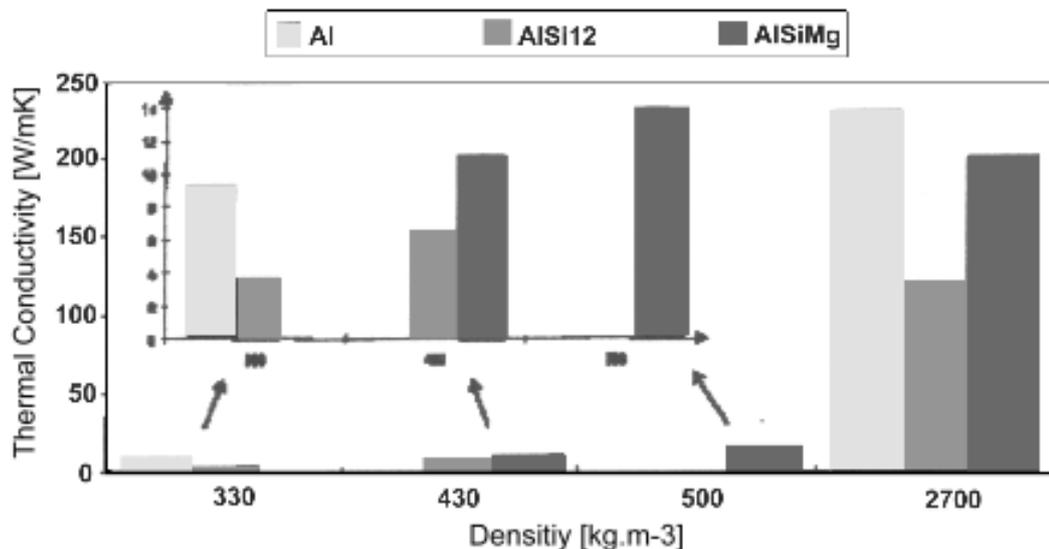


Figura 4.13: Conducibilità termica in funzione della densità.

Fono assorbenza

Questa caratteristica è utilizzata nell'ambito delle costruzioni per ridurre il rumore negli spazi chiusi. I materiali schiumati assorbono il suono riflettendolo all'interno della schiuma che lo trasforma l'energia del suono in calore. Questa capacità dipende dallo spessore del materiale, dalla densità della schiuma e dalle dimensioni dei pori.

L'assorbimento aumenta se i pori sono più piccoli e se la struttura è interconnessa ed è facilitato inoltre alle basse frequenze.

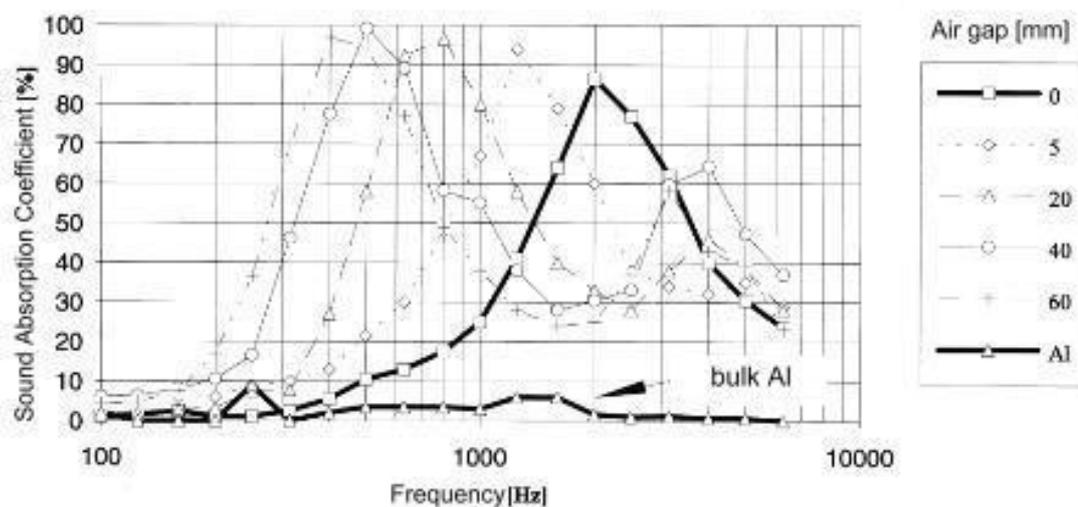


Figura 4.14: Coefficiente di fono assorbimento in funzione della frequenza e dalla distanza dal muro, paragonato a quello dell'alluminio.

Conducibilità elettrica

Le pareti della schiuma che dovrebbero condurre elettricità in pratica non lo fanno in quanto sono ricoperte di allumina. Il resto dello spazio è composto da gas che è un dielettrico.

La conducibilità elettrica diminuisce con la densità.

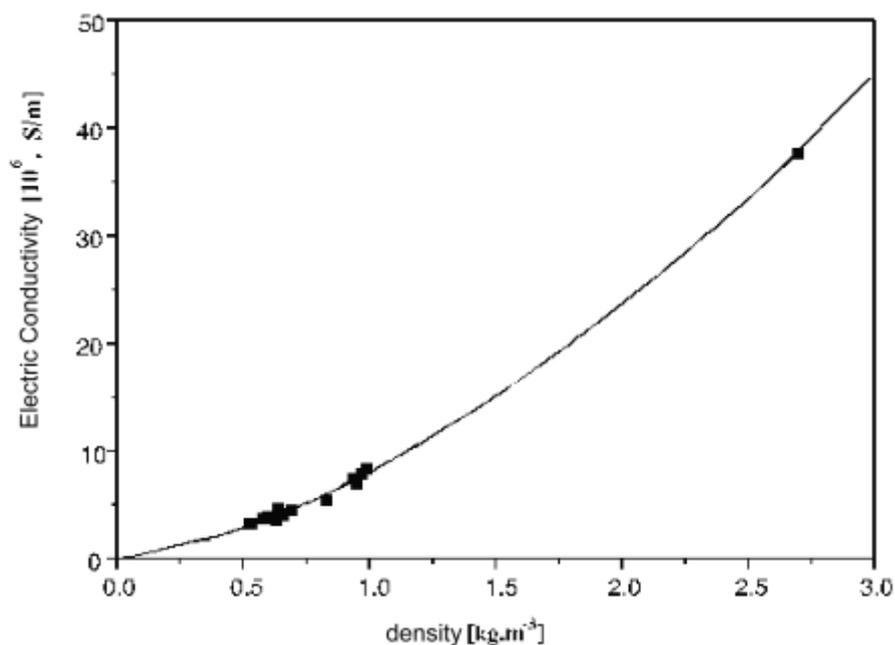


Figura 4.15: Andamento della conducibilità elettrica con la densità.

4.5.2 Schiuma metallica RECEMAT

La schiuma metallica denominata RECEMAT [6] è un materiale molto poroso più del 95% del totale, con celle aperte. Può essere lavorato in vari modi e può anche essere compresso.

Il materiale base è una schiuma di poliuretano a celle aperte che viene resa metallica. La prima metallizzazione è fatta con il nichel che garantisce la conducibilità termica e del calore. E' possibile aggiungere cromo per applicazione in cui è richiesta una buona resistenza e rigidità.

Se in lega metallica oltre al nichel e al cromo si aggiunge anche l'alluminio si può far aumentare la resistenza all'ossidazione della schiuma.

La porosità della schiuma è definita come il rapporto tra la massa del materiale poroso e la massa di un volume uguale di materiale base. Le sue applicazioni sono molteplici, soprattutto per quanto riguarda la fono assorbenza e la capacità di assorbire calore, infatti è utilizzata per pannelli che arrestano l'avanzata delle fiamme.



Figura 4.16: Componente realizzato con la schiuma metallica RECEMAT.

4.5.3 Schiuma metallica INCOFOAM

La schiuma metallica INCOFOAM [7] è a base di nichel e il suo processo produttivo prevede la produzione di una schiuma ad alta purezza usando una corrente di gas. Il processo permette di scegliere lo spessore e la porosità del

metallo depositato. La struttura presenta una porosità di 100-200 μ m con una morfologia molto interconnessa.

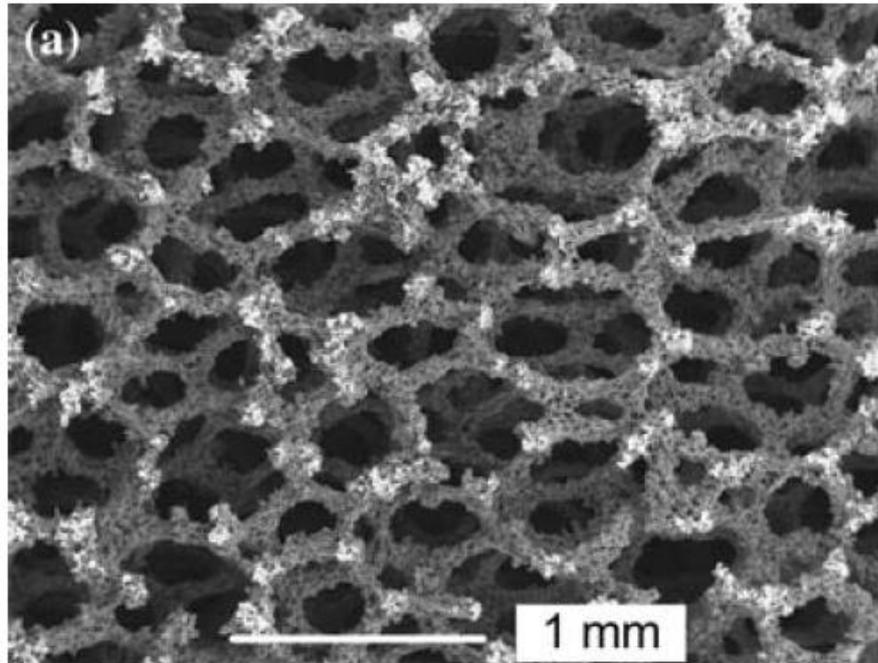


Figura 4.17: Struttura delle schiuma INCOFOAM prodotta con polvere di nichel a una temperatura di 900°C per un tempo di schiumatura di un'ora.

Questa schiuma è utilizzata nella produzione di batterie ricaricabili grazie alla sua alta porosità e alla buona conduttività elettrica. La presenza del nichel permette a questa schiuma di essere un buon catalizzatore o un supporto per un catalizzatore. Infine grazie alla sua porosità, questa schiuma è utilizzata per la produzione di elementi di filtraggio.

4.5.4 Schiuma metallica di alluminio DUOCEL

Questo materiale [8] mostra una struttura continua a celle aperte con una forma duodecaedronale.

Le principali caratteristiche sono:

- Porosità che varia da 5 a 40 PPI;
- Densità che varia da 3 a 12%;
- Grande area per unità di volume;
- Elevato rapporto resistenza/peso;
- Risposta completamente isotropica al carico;
- Curva sforzo-deformazione variabile.

Assorbimento di energia e degli impatti

Il comportamento di deformazione sotto sforzo può essere modificato variando la densità o il tipo di lega della schiuma. L'isotropicità della schiuma si traduce in un buon comportamento in caso di urto.

Pannelli compositi leggeri

Il DUOCEL ha un'alta rigidità specifica, e un elevato rapporto resistenza/peso. Pesa circa un decimo dell'alluminio solido a parità di volume e ha una resistenza allo sforzo di taglio superiore a quella dell'honeycomb.

Proprietà fisiche

La schiuma mostra buone capacità di assorbire energia utili sia nel campo dell'acustica che in quello degli impatti ad altissima velocità e in quelli con velocità di deformazione bassa.

La schiuma mostra due tipi di deformazione anelastica: il primo implica una deformazione uniforme su tutto lo spessore e si ha per bassi valori di deformazione, il secondo tipo prevede una frattura a strati, prima si rompono quelli vicini alla zona caricata e poi quelli più lontani.

Figura 4.18: Tabella riassuntiva delle caratteristiche delle schiume commerciali.

Proprietà	Alporas	Alulight	Recemat	ERG	Inco
<i>Materiale</i>	Al	Al	Al-SiC	Al	Ni
<i>Struttura</i>	Chiusa	Chiusa	Chiusa	Aperta	Aperta
<i>Densità (Mg/m³)</i>	0.2-0.25	0.3-1.0	0.07-0.56	0.16-0.25	0.26-0.37
<i>Densità relativa</i>	0.08-0.1	0.1-0.35	0.02-0.2	0.05-0.1	0.03-0.04
<i>Modulo di Young (GPa)</i>	0.4-1.0	1.7-12	0.02-2.0	0.06-0.3	0.4-1.0
<i>Modulo di Taglio (GPa)</i>	0.3-0.35	0.6-5.2	0.001-1.0	0.02-0.1	0.17-0.37

<i>Rapporto Poisson</i>	<i>di</i>	0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34
<i>Resistenza Compressione (MPa)</i>	<i>a</i>	1.3-1.7	1.9-14.0	0.04-7.0	0.9-3.0	0.6-1.1
<i>Resistenza Trazione (MPa)</i>	<i>a</i>	1.6-1.9	2.2-3.0	0.05-8.5	1.9-3.5	1.0-2.4
<i>Punto di Fusione (K)</i>		910-920	840-850	830-910	830-920	1700-1720
<i>Massima Temperatura Servizio (K)</i>	<i>di</i>	400-420	400-430	500-530	380-420	550-650
<i>Minima Temperatura Servizio (K)</i>	<i>di</i>	1-2	1-2	1-2	1-2	1-2
<i>Calore Specifico (J/kg.K)</i>		830-870	910-920	830-870	850-950	450-460
<i>Conducibilità Termica (W/m.K)</i>		3.5-4.5	3.0-35	0.3-10	6.0-11	0.2-0.3
<i>Resistività (ohm.m EXP -08)</i>		210-250	20-200	90-3000	180-450	300-500

5 Pannelli sandwich

I pannelli sandwich si chiamano in questo modo perché costituiti da un cuore in materiale cellulare e da due pelli di piccolo spessore che racchiudono il cuore proprio come un sandwich. Il materiale di cui sono fatte le pelli può essere uguale a quello del cuore, ma può anche non esserlo.

La particolarità di un pannello sandwich è che è possibile avere una rigidezza più elevata rispetto ad un pannello pieno dello stesso materiale; questo perché aumenta notevolmente il momento d'inerzia. E' quindi anche aumentato il valore di resistenza a carichi critici.

Le pelli del pannello sandwich hanno la caratteristica di buona resistenza a flessione in quanto il momento di trasporto di queste è molto elevato e contribuisce ad aumentare la rigidezza flessionale.

Il cuore invece resiste bene agli sforzi dovuti alle azioni di taglio.

5.1 Proprietà

- Elevato rapporto resistenza-peso;
- Elevata rigidezza flessionale;
- Buona capacità di assorbire energia;
- Eliminazione delle saldature;
- Buone capacità di insonorizzazione.

L'ipotesi di base di un pannello sandwich è che durante l'applicazione di un carico le sezioni si mantengono piane, il cuore trasmette completamente le sollecitazioni a taglio e le pelli garantiscono la rigidezza flessionale.

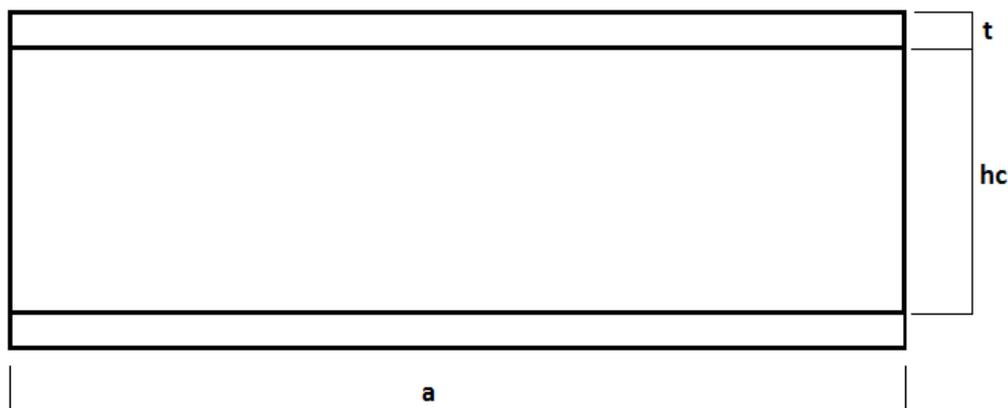


Figura 5.1: Pannello Sandwich.

Dove:

- a è la lunghezza del pannello;
- hc è lo spessore del cuore in schiuma;
- t è lo spessore delle pelli;

dove inoltre:

- b è la larghezza del pannello;
- h è pari a: $hc + \frac{t}{2} + \frac{t}{2}$.

5.2 Confronto pannello sandwich e pannello pieno

5.2.1 Rigidezza flessionale

Struttura piena

$$K_{fp} = E \cdot J_p = E \cdot \frac{1}{12} \cdot b \cdot (2 \cdot t)^3 = E \cdot \frac{2}{3} \cdot b \cdot t^3$$

Struttura Sandwich

$$K_{fs} = E_{pelli} \cdot J_{pelli} + E_{cuore} \cdot J_{cuore} \cong E_{pelli} \cdot J_{pelli}$$

$$K_{fs} = E \cdot 2 \cdot b \cdot t \cdot \left(\frac{h}{2}\right)^2 \text{ con } t \ll h$$

$$K_{fs} = E \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot t \cdot h^2$$

Se si esegue il rapporto tra le due rigidezze flessionali si ottiene:

$$\frac{K_{fs}}{K_{fp}} = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^2$$

Da questo rapporto è facile notare come la rigidezza della struttura sandwich sia maggiore di quella della struttura piena. L'apporto determinante è quello dato dal momento di trasporto delle due pelli.

Facendo un esempio numerico e considerando un valore $h/t=20$, si ottiene un

valore di $\frac{K_{fs}}{K_{fp}} = 300$ con l'aggiunta del cuore.

5.2.2 Sollecitazione delle pelli

Struttura piena

$$\sigma_{\max,p} = \frac{M}{J_p} \cdot t = \frac{M}{\frac{1}{12} b (2t)^3} \cdot t = \frac{3 M}{2 b t^2}$$

Struttura Sandwich

$$\sigma_{\max,s} = \frac{M}{J_s} \frac{h}{2} = \frac{M}{\frac{b h t^2}{2}} \frac{h}{2} = \frac{M}{b t h}$$

Anche in questo caso eseguendo il rapporto otteniamo:

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_p} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{t}{h} \right)$$

Notiamo una riduzione degli sforzi all'interno della struttura sandwich a parità di sollecitazione.

Applicando lo stesso esempio numerico del caso precedente si ottiene una riduzione degli sforzi pari a $\frac{\sigma_s}{\sigma_p} = \frac{1}{30}$.

5.3 Proprietà meccaniche

5.3.1 Prova di compressione del cuore

La prova di compressione [9] consiste nell'applicare al cuore della struttura sandwich una forza uni assiale di compressione in direzione normale al piano che si vuole testare. La forza è trasmessa da una coppia di piatti applicati al macchinario che esegue il test.



Figura 5.2: Cuore posizionato tra i piatti della macchina per eseguire la prova di compressione.

$\sigma_{lim,c} = \frac{P_{lim}}{ab}$ dove P_{lim} è la forza massima applicata prima della rottura.

$E = \frac{Sh_c}{ab}$ dove S è una variazione di forza su una variazione di flessione.

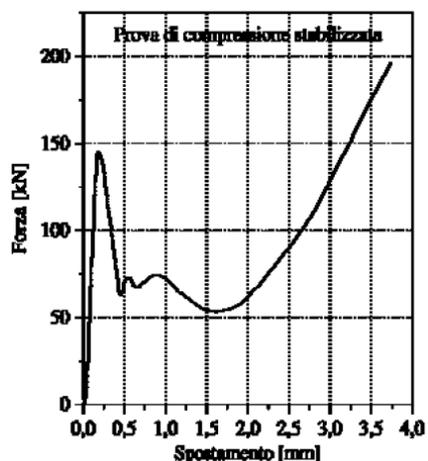


Figura 5.3: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di compressione del cuore.

Dalla figura possiamo vedere che la curva può essere suddivisa in tre zone: la prima zona, quella con il primo picco, è quella dove le celle del cuore si stabilizzano con l'applicazione del carico; la seconda zona, dove si nota un calo della forza, è quella dove le celle si compattano; la terza zona, dove la curva segue un andamento esponenziale, è quella dove il materiale sembra essere diventato più rigido.

5.3.2 Prova di taglio del cuore

La prova di taglio [10] consiste nell'applicare una forza di taglio parallela alla faccia del cuore della struttura sandwich. La forza applicata non è costante ma crescerà con un andamento monotono. Questa forza sarà trasmessa da piatti su cui verrà vincolato il cuore, i quali saranno soggetti a movimenti di tensione o compressione di verso opposto.

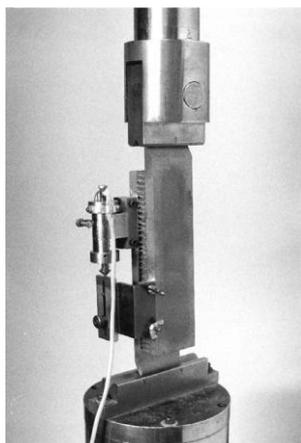


Figura 5.4: Cuore posizionato nella macchina per la prova di resistenza al taglio.

$\tau = \frac{P}{ab}$ dove P è la forza istantanea di taglio esercitata dalla macchina.

$G = \frac{Sh_c}{ab}$ dove S è una variazione di forza su una variazione di spostamento istantaneo dei piatti.

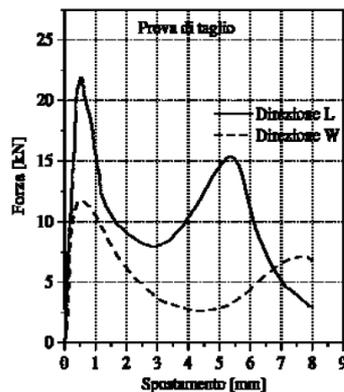


Figura 5.5: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di taglio del cuore.

Dalla figura si nota come la resistenza maggiore si ha nella direzione della lunghezza del provino; mentre nella direzione della larghezza la forza applicata per avere lo stesso andamento del caso della lunghezza è circa la metà.

5.3.3 Prova di flessione

La prova di flessione [11] consiste nel sottoporre un pannello quadrato a un carico di pressione uniforme sulla superficie. Il pannello è supportato su tutti e quattro i bordi. Il carico è costante nella durata dello step della prova, ma ad ogni step aumenta.

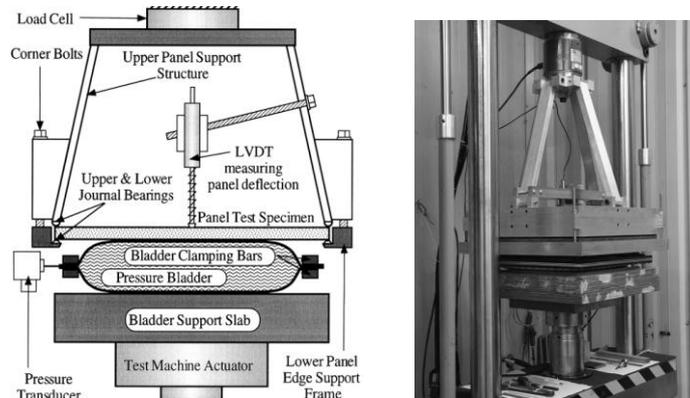


Figura 5.6: Macchinario utilizzato per la prova di flessione.

$s = \frac{Pa^3}{48K_f} + \frac{Pa}{4AG_c}$ dove s è la freccia del pannello. Le due componenti sono rispettivamente l'inflexione dovuta a flessione e quella dovuta a taglio.

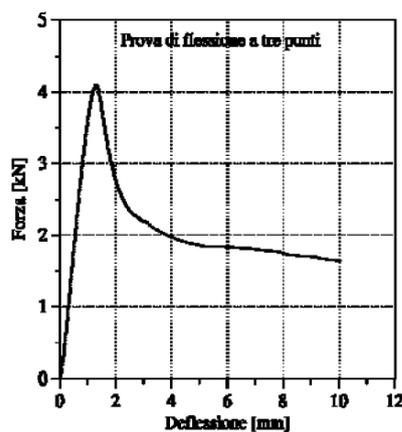


Figura 5.7: Curva Forza-Spostamento realizzata con i dati sperimentali della prova di flessione.

Per valutare le proprietà al taglio del cuore è necessario garantire che il cedimento della struttura avvenga per cedimento al taglio del cuore, senza snervamento delle pelli. Si può quindi diminuire la lunghezza e aumentare lo spessore delle pelli.

Per garantire invece le proprietà a trazione o compressione delle pelli si deve fare in modo che la struttura ceda in corrispondenza delle pelli. Si può aumentare la lunghezza per raggiungere valori di momento flettente elevati e diminuire lo spessore delle pelli.

5.4 Modalità di rottura delle strutture sandwich

5.4.1 Cedimento per rottura a trazione o compressione delle pelli

Il materiale e le dimensioni delle pelli devono garantire la resistenza alle sollecitazioni del carico. Il collante deve trasferire gli sforzi tangenziali tra le pelli e il cuore.

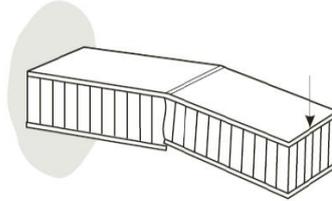


Figura 5.8: Cedimento per rottura a trazione o compressione delle pelli.

$$\sigma = \frac{M}{bth} \leq \sigma_{\text{lim,mat}}$$

$$\tau = \frac{P}{hb} \leq \tau_{\text{lim,coll}}$$

5.4.2 Cedimento per instabilità della struttura a carichi di compressione

Il cuore e le pelli devono avere uno spessore tale da evitare fenomeni di instabilità quando la struttura è soggetta ad un carico di punta.

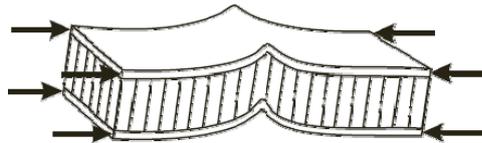


Figura 5.9: Cedimento per instabilità della struttura a carichi di compressione.

$$\sigma = \frac{P}{bt} \leq \sigma_{\text{lim,mat}}$$

5.4.3 Cedimento al taglio della struttura

Lo spessore del cuore e il modulo elastico tangenziale devono essere tali da evitare il cedimento al taglio della struttura per rottura a taglio del cuore.

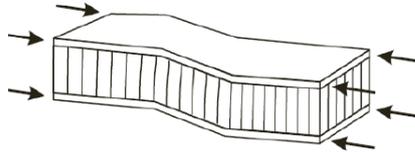


Figura 5.10: Cedimento al taglio della struttura.

$$\tau = \frac{P}{ab} \leq \tau_{lim,mat}$$

5.4.4 Cedimento a compressione delle pelli e del cuore

Il modulo elastico a compressione delle pelli e la resistenza del cuore devono essere tali da evitare il cedimento.



Figura 5.11: Cedimento a compressione delle pelli e del cuore.

5.4.5 Cedimento per instabilità delle pelli negli spazi tra le celle

La dimensione delle celle cave deve essere sufficientemente piccola da evitare fenomeni di instabilità delle pelli.

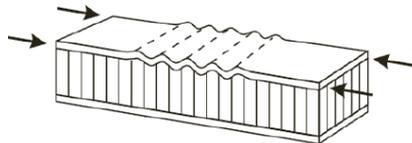


Figura 5.12: Cedimento per instabilità delle pelli negli spazi tra le celle.

5.4.6 Cedimento per rottura a compressione delle celle

La resistenza a compressione e il modulo elastico del cuore devono essere tali da evitare la rottura delle celle nella zona sottostante l'applicazione del carico.

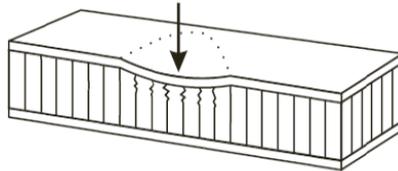


Figura 5.13: Cedimento per rottura a compressione delle celle

5.5 Comportamento dei pannelli sandwich soggetti ad un urto

Quando un pannello sandwich è sottoposto ad un urto potrebbero verificarsi tre tipi di danneggiamento:

- Rottura della pelle superiore su cui avviene l'impatto;
- Rottura del cuore;
- Rottura dell'interfaccia tra pelle e cuore con conseguente distacco della pelle stessa dal cuore.

Ivañez et al. [12] hanno cercato di stabilire l'esistenza di una interazione tra la rottura delle pelli e quella del cuore. Questa interazione risulta essere importante perché il cuore presenta alti livelli di sforzo durante l'urto dovuti alla forza di contatto e di conseguenza nella zona di impatto si verifica un collasso del materiale. Questo collasso produce un danneggiamento anche alla pelle superiore del pannello riducendone la resistenza, causando una rottura completa della struttura.

Gli studi effettuati hanno riscontrato che un alto livello di energia di deformazione potrebbe comportare la rottura della pelle superiore del pannello. D'altro canto, se l'energia di deformazione aumenta con il crescere dell'energia di impatto, questo è sintomo dell'azione di assorbimento di tale energia da parte del cuore di schiuma.

Quando il peso tocca il pannello scarica la propria energia cinetica su di esso. Il pannello composto da pelle e schiuma assorbe l'energia del peso e la converte in energia di deformazione. Dopo l'impatto è possibile notare che sul pannello è rimasta la forma del peso.

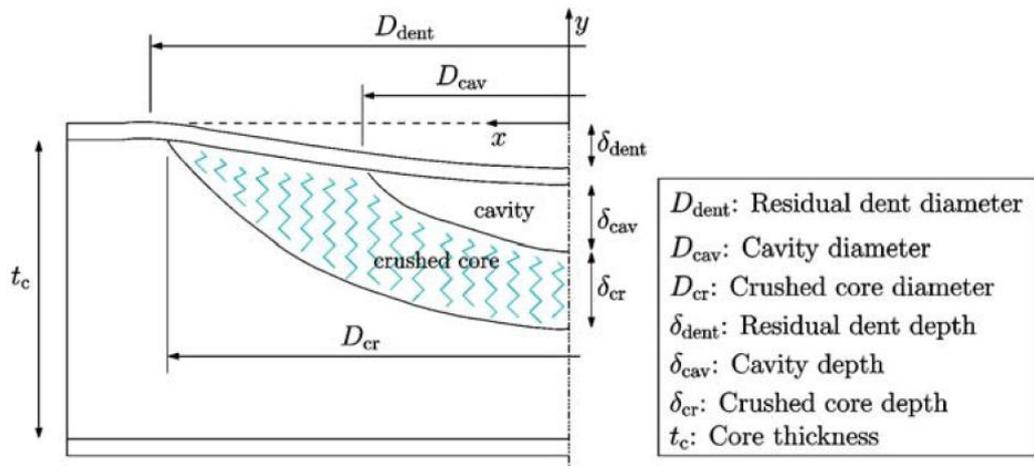


Figura 5.14: Condizione finale di un urto su un pannello sandwich.

Infine gli studi svolti da Shipsha et al. [13] hanno dimostrato che un pannello sandwich che ha appena subito un urto ha una diminuzione nella resistenza a compressione.

6 Stato dell'arte per pannelli sandwich e schiume di alluminio

Le schiume metalliche hanno la capacità di trasformare l'energia cinetica di un corpo in energia di deformazione. Questa caratteristica molto importante ha portato allo studio di applicazioni della schiuma in sistemi di sicurezza contro gli urti. L'applicazione delle schiume metalliche presentata in questo lavoro di tesi non è stata studiata nello specifico, in quanto non ci sono reference. L'utilizzo di schiume metalliche e pannelli sandwich come assorbitori di urti, in letteratura, è stato discusso notevolmente, sebbene non sia mai stato inserito nell'ambito di protezioni di cabine di macchine a movimento terra.

I primi studi si sono concentrati sul riempimento di tubi con la schiuma di alluminio per i test ad impatti. Il carico quindi è di tipo assiale, nella direzione della lunghezza del tubo. I modelli al computer implementati per questo tipo di analisi sono stati validati dalle successive prove sperimentali [14].

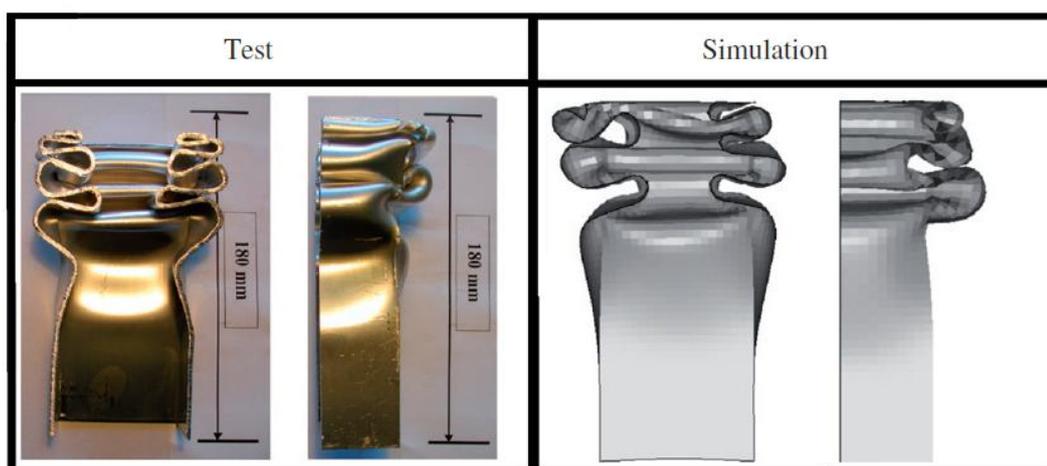


Figura 6.1: Confronto tra la prova sperimentale di impatto assiale e la relativa simulazione numerica per un tubo vuoto.

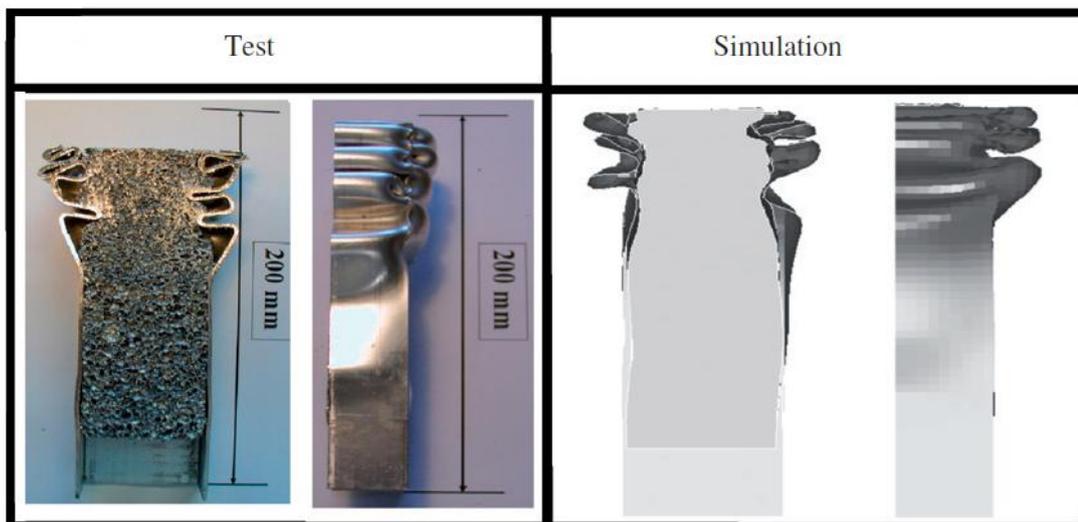


Figura 6.2: Confronto tra la prova sperimentale di impatto assiale e la relativa prova di simulazione numerica per un tubo riempito di schiuma metallica.

Dalle fig. 6.1 e 6.2 è possibile notare che lo schiacciamento del tubo riempito di schiuma è minore rispetto a quello del tubo vuoto. I risultati numerici ci dicono che la densificazione della schiuma permette di avere una diminuzione dello schiacciamento del tubo circa del 35%.

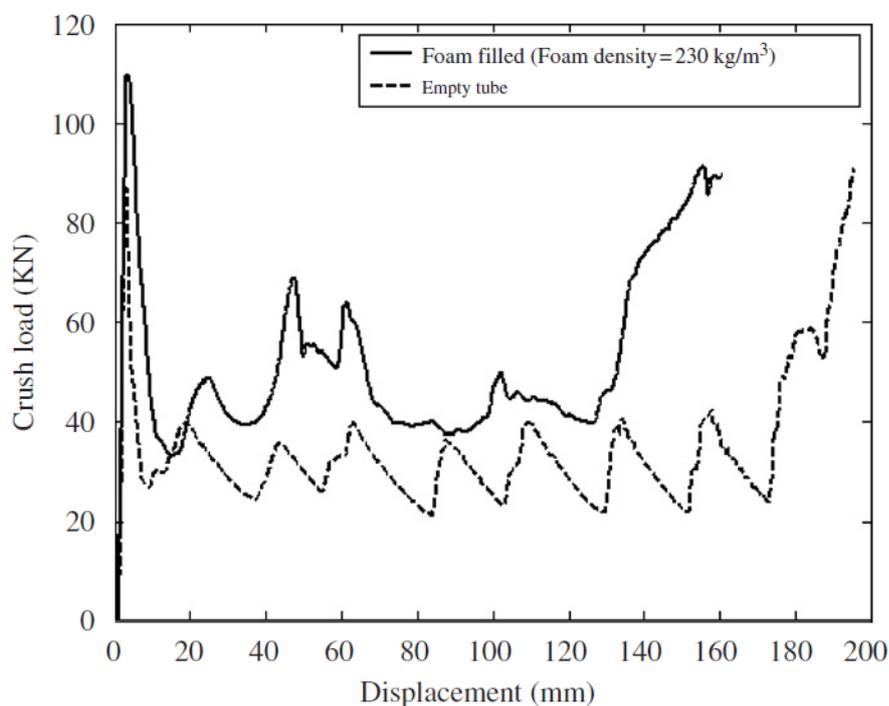


Figura 6.3: Grafico carico-spostamento per tubi vuoti e per tubi pieni di schiuma metallica.

Come si nota dal grafico di fig. 6.3 lo studio sul riempimento dei tubi con la schiuma di alluminio ha portato a buoni risultati. I tubi vuoti vengono schiacciati con un carico di impatto minore rispetto a quelli riempiti di schiuma. L'applicazione ha confermato la particolarità delle schiume di essere in grado di assorbire l'energia di impatto trasformandola in energia di deformazione. Inoltre la schiuma genera una forza contro le pareti del tubo che permette loro di non deformarsi troppo in direzione trasversale, e quindi contenere anche la deformazione assiale. Un altro motivo che spinge all'utilizzo della schiume è quello che riguarda il peso: ancora studi sperimentali hanno dimostrato che un tubo riempito di schiuma può assorbire la medesima energia di un tubo vuoto, ma con una diminuzione di peso del 19%.

Ahmad et al. [15] hanno condotto studi sul riempimento di tubi conici con schiuma metallica. Le loro prove di simulazione al computer hanno dato risultati simili a quelle eseguite per i tubi cilindrici.

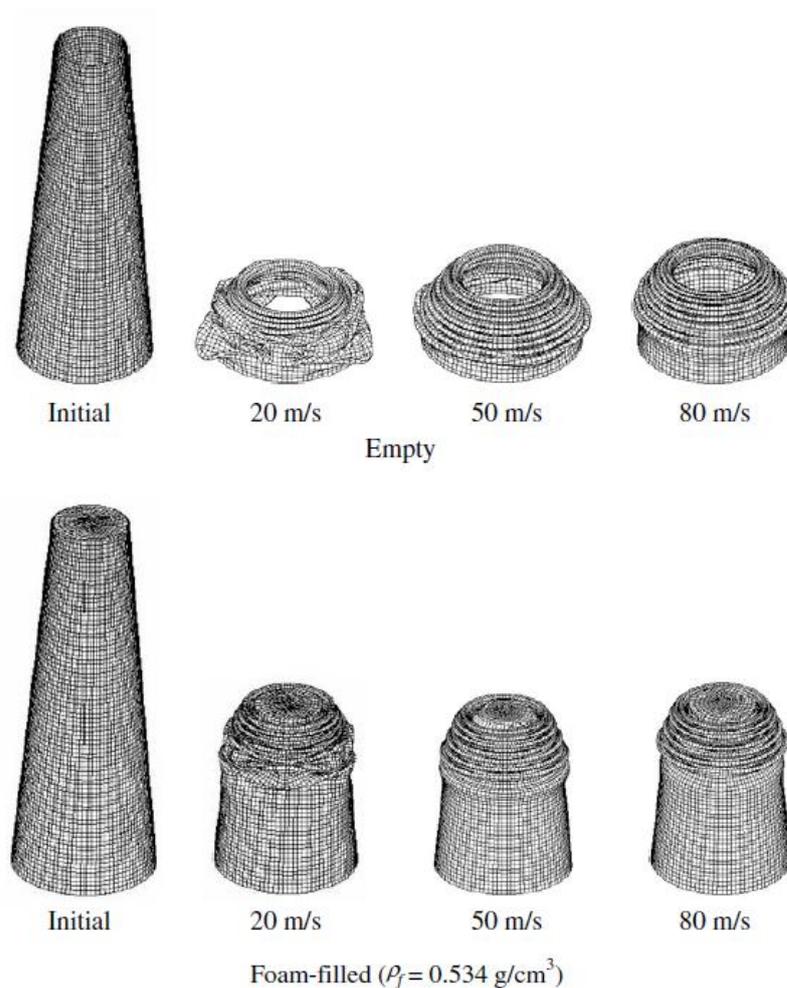


Figura 6.4: Risultati della simulazione di impatto assiale per un tubo vuoto e un tubo riempito di schiuma metallica.

La fig. 6.4 mostra come partendo dallo stesso tubo, per varie velocità di impatto si ha un comportamento diverso tra tubi riempiti in schiuma e tubi vuoti. In particolare si nota che i tubi vuoti subiscono uno schiacciamento maggiore rispetto a quelli pieni. Le conclusioni tratte dall'autore di questi studi portano nella direzione dell'utilizzo di tubi conici riempiti di schiuma metallica per quelle applicazioni di protezione da urto frontale, in quanto possono assorbire un alto quantitativo di energia.

Parallelamente allo studio di riempimento di tubi con la schiuma metallica, sono state sviluppate possibili applicazioni anche per pannelli sandwich. Il pannello sandwich non è nato con il cuore di schiuma metallica ma ha avuto notevoli applicazioni.

Le simulazioni eseguite da Nemat-Nasser et al. [16] sul comportamento dei pannelli sandwich a carichi dinamici ci porta a pensare che anche questo tipo di struttura abbia la capacità di assorbire energia. A differenza di un tubo riempito, il pannello sandwich deve essere in grado di assorbire un urto trasversale. I risultati ottenuti dall'autore sembrano comunque essere in accordo con le ipotesi iniziali riguardanti l'applicazione dei pannelli sandwich come assorbitori di urti, come si può vedere nella figura sottostante

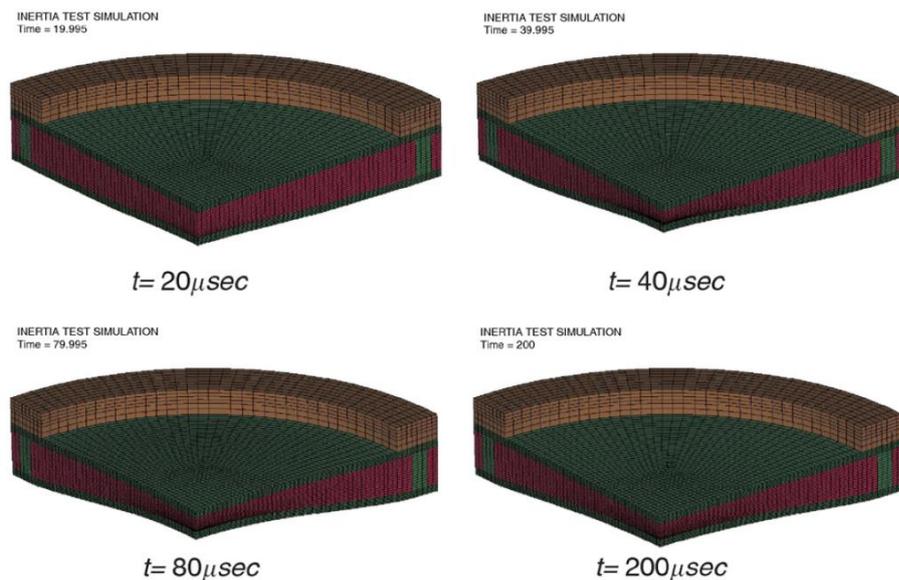


Figura 6.5: Comportamento di un pannello sandwich sottoposto ad un impatto.

Le applicazioni per i pannelli sandwich sono tante ma hanno come fattore comune la capacità di assorbire gli urti. Kim et al. [17] hanno studiato l'applicazione di un pannello sandwich come elemento di protezione in una portiera per un veicolo elettrico. La sostituzione della lastra di acciaio con il pannello ha portato a miglioramenti dal punto di vista della rigidità, della fono assorbenza e della protezione laterale. Il pannello non è realizzato con le schiume metalliche ma con una schiuma in poliuretano e pelli in vetro di poliestere. Inoltre si riesce ad avere un miglioramento della massa del 35%. Sempre per quanto riguarda la sicurezza sono stati studiati pannelli sandwich con pelli in polivinile e cuore di honeycomb in polipropilene da Griskevicius [18].

Per quanto riguarda le schiume di alluminio, secondo Tang et al.[19] i pannelli sandwich sono molto utilizzati in apparecchi per l'assorbimento di energia, infatti, sono anche utilizzati in alcune parti di sommergibili [20] grazie alla bassa densità e alla capacità di smorzamento degli impatti; oppure si possono

utilizzare come componenti di cabine per treni ad alta velocità, come dimostrano gli studi effettuati da Wang et al. [21].

Un aspetto molto importante su cui l'industria e il governo hanno focalizzato una certa attenzione è la sicurezza dei trasporti di materiali pericolosi all'interno dei carri cisterna ferroviari. Studi ingegneristici condotti da Jeong et al. [22] hanno portato all'utilizzo di pannelli sandwich con pelli di acciaio per la protezione contro gli urti delle pareti delle cisterne in quanto sono in grado di fornire una resistenza maggiore rispetto a pannelli di solo acciaio aventi lo stesso peso. L'assorbimento di energia data dal pannello sandwich riduce le pressioni sul serbatoio in caso di urto.

Si è parlato anche del fatto che le schiume metalliche hanno una densità piuttosto contenuta e che quindi, a parità di dimensioni di un pezzo di acciaio, hanno una massa inferiore. Per questo motivo l'utilizzo dei pannelli sandwich è anche esteso al campo automobilistico, dove il peso ha una forte importanza. Nella Formula SAE [23] si utilizza un attenuatore di urti composto da pannelli sandwich che devono essere realizzati in modo da garantire la massima energia assorbita e la minima decelerazione dovuta all'inerzia. Le prove effettuate per questa applicazione mostrano che l'attenuatore di urti è in grado di assorbire la totalità dell'energia di impatto con una progressiva deformazione plastica.

Dalle ricerche effettuate in letteratura è possibile affermare che ad oggi non sono ancora stati pubblicati report che facciano riferimento all'applicazione dei pannelli sandwich studiata in questo lavoro di tesi.

7 PROGETTO

7.1 Modellazione tramite Abaqus

7.1.1 Introduzione su Abaqus

Abaqus CAE (Computer Aid Engineering) è un software applicativo di SIMULIA (marca della Dessault Systèmes, leader mondiale di software per l'analisi 3D), specifico per l'analisi agli elementi finiti. E' caratterizzato da una interfaccia grafica in cui è possibile modellare il componente da analizzare. Non è però necessario eseguire tale modellazione in quanto, se si conosce il linguaggio del programma, è possibile stilare un file input con la disposizione di coordinate e numeri nodali con il quale il programma opera effettivamente l'analisi.

Il software è in grado di eseguire due analisi:

- Abaqus/Standard, in cui vengono analizzate le strutture con metodi di analisi a schema implicito;
- Abaqus/Explicit, in cui vengono analizzati modelli altamente non lineari che presentano molti contatti e carichi transitori.

7.1.2 Modellazione grafica

La prima parte del lavoro è stata quella di modellare dal punto di vista grafico le varie parti che compongono l'insieme complessivo che si andrà ad analizzare successivamente. Le parti saranno modellate mediante figure solide e figure shell.

Pelli

Le pelli sono state modellate sia con la tecnica shell che con la tecnica solida, inoltre sono state partizionate per poter avere regioni più ristrette a cui applicare i *constrain*.

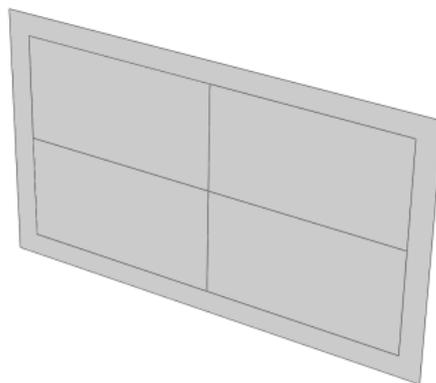


Figura 7.1: Pelli modellate in shell.

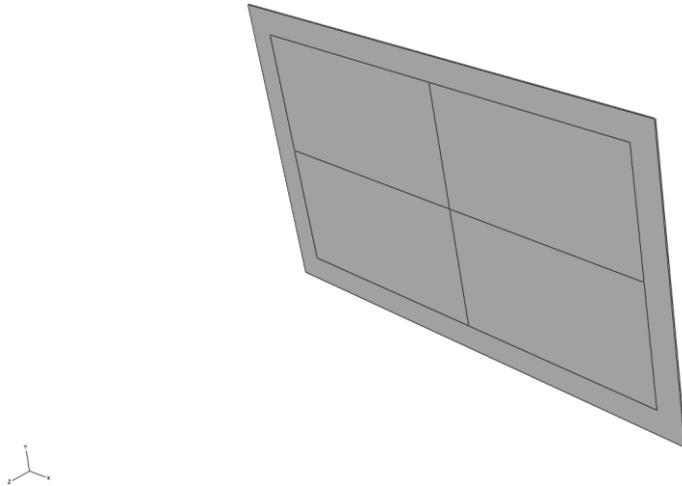


Figura 7.2: Pelli modellate in solido.

Cuore

Il cuore è stato modellato come parte solida in quanto dovendo simulare una schiuma, il software Abaqus ha necessità che la parte abbia uno spessore in cui siano presenti fisicamente i nodi.

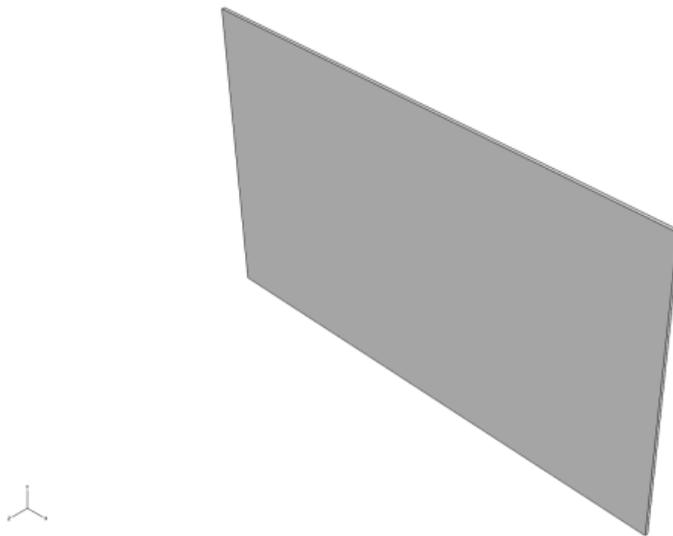


Figura 7.3: Cuore di schiuma modellato in solido.

Struttura

La struttura è modellata in shell e deve simulare un tubolare rettangolare di acciaio: il sistema può tenere conto dello spessore virtuale senza incorrere in problemi di calcolo.

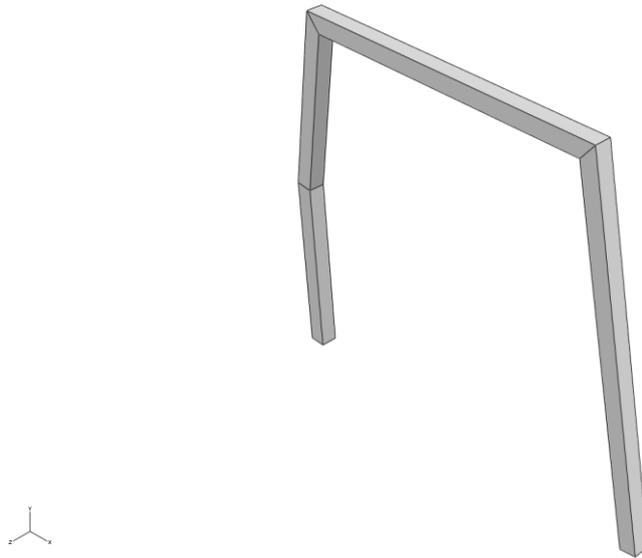


Figura 7.4: struttura modellata in shell.

Traversa

La traversa, come la struttura, è stata modellata come shell per lo stesso motivo.

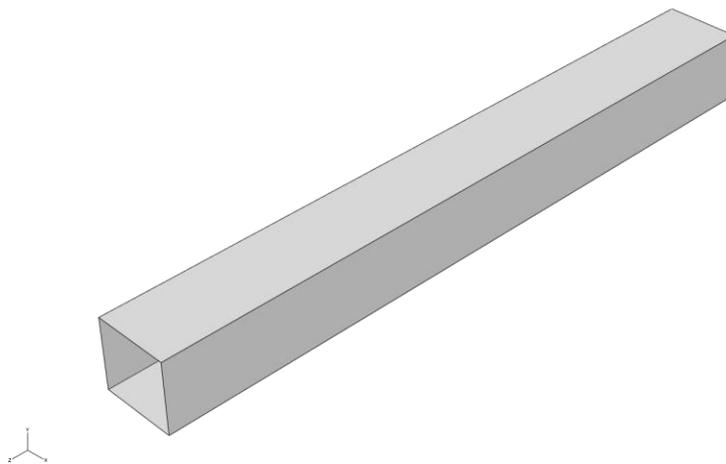


Figura 7.5: traversa modellata a shell.

Peso o Proiettile

Il peso, o proiettile, è stato modellato come shell, ma a differenza degli altri elementi è stata specificata la massa, necessaria per la simulazione dell'impatto. Inoltre il proiettile è stato considerato come un corpo rigido e quindi non è in grado di deformarsi.

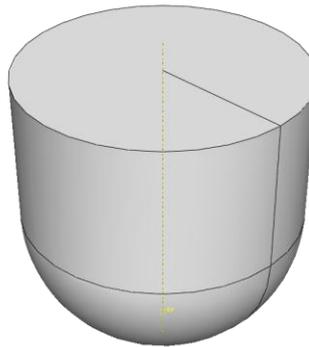


Figura 7.6: Peso (o proiettile) modellato a shell.



Figura 7.7: Assieme dei componenti.

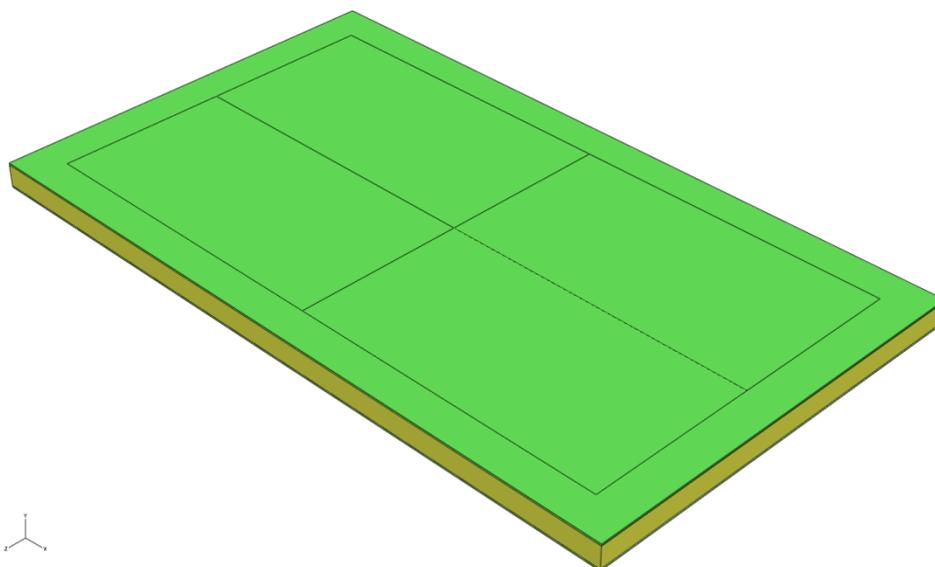


Figura 7.8: Pannello sandwich.

7.1.3 Caratterizzazione dei materiali

Acciaio

Per caratterizzare il comportamento dell'acciaio dal punto di vista elastico è sufficiente inserire i valori di densità, modulo elastico e coefficiente di Poisson. Per quanto riguarda invece la parte plastica si sono dovuti inserire valori di resistenza meccanica in funzione della deformazione plastica, ricavati dalle prove di resistenza eseguite in laboratorio.

Schiuma di alluminio

Anche per la parte del comportamento elastico della schiuma si fa riferimento all'utilizzo del modulo elastico e del coefficiente di Poisson del materiale utilizzato per la schiumatura, ovvero una lega di alluminio.

Per quanto riguarda invece la parte plastica si è utilizzato il modello delle *Crushable Foam*.

Questo particolare tipo di modello è utilizzato in quelle determinate strutture soggette a un assorbimento di energia. Il modello presenta due particolari approcci per la caratterizzazione del materiale: *The volumetric hardening model* e *The isotropic hardening model*. Entrambi gli approcci fanno riferimento ad una superficie con una dipendenza ellittica dalla componente deviatorica dello sforzo rapportata allo sforzo di pressione. La suddetta superficie delimita il campo di snervamento.

L'approccio del modello volumetrico consiste nel fatto che le schiume abbiano risposte diverse se sottoposte a carichi di compressione o di tensione. In compressione le schiume hanno una risposta migliore in quanto si ha l'instabilità delle pareti delle celle che rafforza la resistenza del materiale al carico. Bisogna però assumere che la deformazione delle celle non è recuperabile istantaneamente e così si può supporre come plastico il materiale, ma solo per brevi durate di tempo. Sotto un carico di tensione invece la schiuma cede in modo molto rapido. Si deve sottolineare che sotto uno sforzo con andamento monotono, il modello volumetrico assume perfettamente un comportamento plastico per il puro taglio e una pressione idrostatica negativa.

L'approccio del modello isotropico invece assume un comportamento simmetrico in tensione e in compressione del materiale, e l'evoluzione della curva di snervamento è governata da una deformazione plastica equivalente.

Il comportamento elastico determinato dal modello è una relazione che lega insieme un tensore elastico del quarto ordine D^{el} con un tensore di deformazione elastica ϵ^{el} del secondo ordine, per ottenere il tensore degli sforzi σ del secondo ordine.

Il comportamento plastico invece vede l'impiego di due curve: una di snervamento e una di flusso.

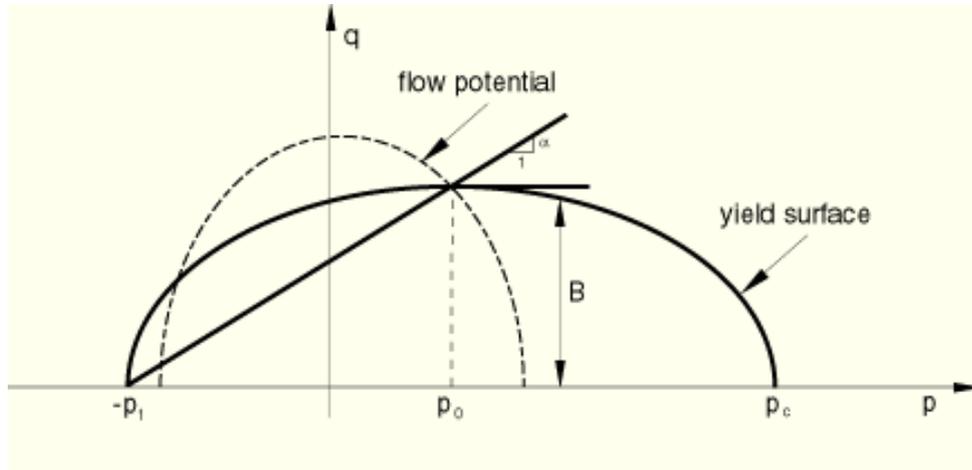


Figura 7.9: Curve di snervamento e di flusso del materiale. La curva di flusso è simmetrica rispetto all'asse q , mentre la curva di snervamento è traslata di p_0 .

Le relazioni che portano alla creazione di queste curve si basano sull'utilizzo dello sforzo di pressione p e dello sforzo di Von Mises q .

$$F = \sqrt{q^2 + \alpha^2 \cdot (p - p_0)^2} - B = 0 \text{ identifica la curva dello snervamento.}$$

$$G = \sqrt{q^2 + \beta^2 \cdot p^2} \text{ identifica l'ellisse di flusso.}$$

$$p = -\frac{1}{3} \text{trace } \sigma = -\frac{1}{3} \sigma : I$$

$$q = \sqrt{\frac{3}{2}} S : S$$

α e β rappresentano rispettivamente la forma della curva di snervamento e quella di flusso.

Il fattore di forma α rimane costante per qualsiasi processo di deformazione. L'evoluzione dell'ellisse di snervamento è tenuta sotto controllo dal valore misurato di deformazione plastica $\bar{\epsilon}$ che corrisponde alla deformazione plastica di compattazione $-\epsilon_{vol}^{pl}$ per il modello volumetrico e alla deformazione plastica equivalente $\bar{\epsilon}^{pl}$ per il modello isotropico.

I parametri p_0 e B sono legati allo snervamento in compressione idrostatica p_c e allo snervamento per tensione idrostatica p_t .

$$p_0 = \frac{P_c - P_t}{2} \qquad B = \alpha \cdot A = \alpha \cdot \frac{P_c - P_t}{2}$$

Dove A è la lunghezza dell'asse dell'ellisse di snervamento lungo la direzione p (vedi fig.7.9).

Crushable Foam – Modello dell'incrudimento volumetrico (volumetric hardening)

Il modello a incrudimento volumetrico presuppone che lo sforzo di tensione idrostatica sia da ritenere costante durante la deformazione plastica. Al contrario, lo sforzo di compressione idrostatica è il risultato del modo specifico del materiale di comprimersi e dilatarsi.

$$p_c = p_c(\bar{\varepsilon}) \quad \text{dove} \quad \bar{\varepsilon} \equiv -\varepsilon_{vol}^{pl} = -\text{trace}(\varepsilon^{pl}).$$

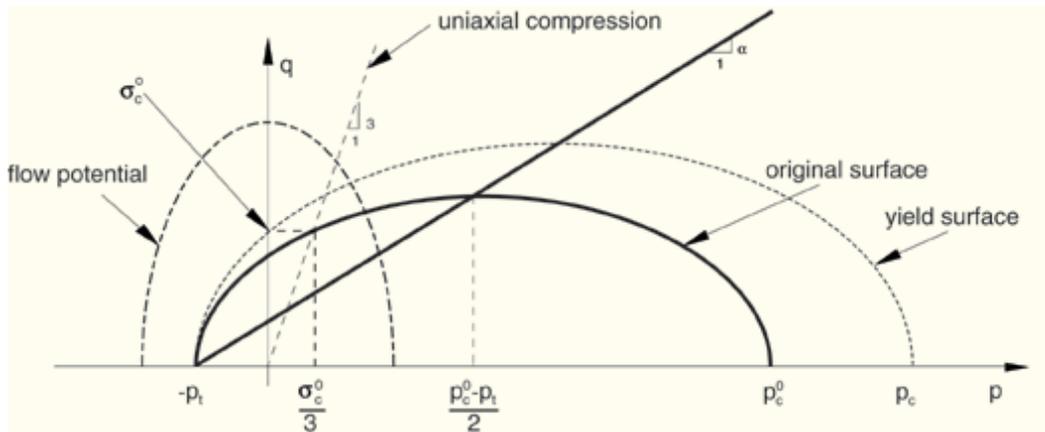


Figura 7.10: Curva di snervamento per il modello a incrudimento volumetrico.

La curva è definita dall'equazione:

$$F = \sqrt{q^2 + \alpha^2 \cdot (p - p_0)^2} - B = 0$$

al cui interno si trova il fattore di forma α . Questo fattore dipende dal valore iniziale di sforzo di snervamento di compressione monoassiale σ_c^0 , dal valore iniziale dello snervamento per compressione idrostatica p_c^0 e infine dal valore di snervamento della tensione idrostatica p_t .

$$\alpha = \frac{3k}{\sqrt{(3k_t + k)(3 - k)}}$$

Dove

$$k = \frac{\sigma_c^0}{p_c^0}$$

$$k_t = \frac{p_t}{p_c^0}$$

La velocità di deformazione plastica dipende dalla curva del flusso G e dal coefficiente di forma β . Nel modello di incrudimento volumetrico la curva di flusso ha equazione:

$$G = \sqrt{q^2 + \frac{9}{2} p^2} \quad \text{con} \quad \beta = \frac{3}{\sqrt{2}} \approx 2.12$$

L'equazione di G ci fornisce una direzione del flusso che è identica a quella dello sforzo in percorsi radiali. Questo è supportato da una serie di esperimenti svolti da Bilkhu nel 1987, i quali suggeriscono che per carichi nelle direzioni principale avremo valori poco significativi di deformazione nelle altre direzioni. L'incrudimento segue una legge ottenuta in funzione della deformazione plastica volumetrica $-\varepsilon_{vol}^{pl}$.

$$p_c(\varepsilon_{vol}^{pl}) = \frac{\sigma_c(\varepsilon_{axial}^{pl}) \left[\sigma_c(\varepsilon_{axial}^{pl}) \left(\frac{1}{\alpha^2} + \frac{1}{9} \right) + \frac{p_t}{3} \right]}{p_t + \frac{\sigma_c(\varepsilon_{axial}^{pl})}{3}}$$

Ma in un carico di compressione monoassiale possiamo considerare $\varepsilon_{axial}^{pl} = \varepsilon_{vol}^{pl}$ con un coefficiente di Poisson per deformazioni plastiche pari a zero.

Per utilizzare questo modello in Abaqus è sufficiente inserire i dati sottoforma di tabella in cui compaiono i valori di snervamento di sforzo di compressione monoassiale in funzione del valore assoluto della deformazione plastica assiale. Sono inoltre da inserire i valori di k e k_t .

Crushable Foam – Modello dell'incrudimento isotropico (isotropic hardening)

Il modello si basa sulla simmetria del comportamento in compressione e in tensione, quindi la curva di snervamento è centrata rispetto all'asse q .

La relazione che governa l'ellissi di snervamento è sempre:

$$F = \sqrt{q^2 + \alpha^2 \cdot (p - p_0)^2} - B = 0$$

Dove

$$B = \alpha p_c = \sigma_c \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha}{3} \right)^2}$$

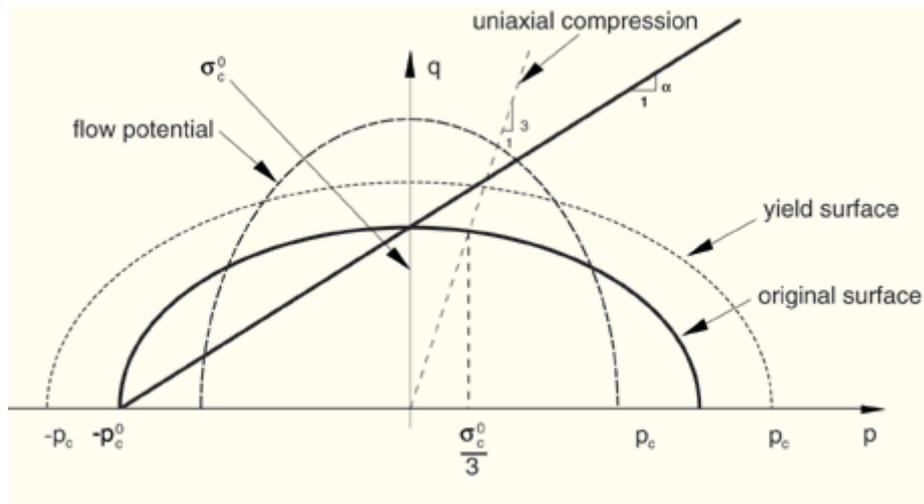


Figura 7.11: Curva di snervamento del modello a incrudimento isotropico.

Il valore del coefficiente di forma α può essere ricavato utilizzando il valore iniziale dello sforzo di compressione monoassiale σ_c^0 e il valore iniziale di snervamento per lo sforzo di compressione idrostatica p_c^0 .

$$\alpha = \frac{3k}{\sqrt{9-k^2}}$$

$$k = \frac{\sigma_c^0}{p_c^0}$$

Per schiume con una densità bassa la curva iniziale di snervamento si avvicina molto ad un semicerchio, il che porta ad avere un valore di α pari a 1.

La curva di flusso è sempre governata dalla funzione G in cui si utilizza la funzione

$$\beta = \frac{3}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{1-2\nu_p}{1+\nu_p}}$$

Dall'equazione emerge che il flusso è dipendente dal coefficiente plastico di Poisson.

Il carico di snervamento a compressione monoassiale è una funzione della velocità di deformazione equivalente. Quest'ultima è pari al valore assoluto della deformazione plastica assiale.

Come nel caso precedente, il programma Abaqus richiede una serie di dati sottoforma di tabella in cui i valori di snervamento dovuto a sforzo di

compressione monoassiale sono in funzione dei valori di deformazione plastica assiale. Sono inoltre da inserire i valori di k e v_p .

Il modello che si è scelto di utilizzare per questa analisi è quello dell'incrudimento volumetrico, in quanto prove sperimentali hanno dimostrato che si avvicina di più al comportamento reale di una schiuma metallica. Per quanto riguarda i dati di caratterizzazione della schiuma si è deciso di utilizzare quelli forniti da una precedente tesi elaborata presso il laboratorio MUSP.

Effetto strain – rate

Le schiume metalliche hanno la grande capacità di assorbire l'energia di impatto. Il materiale si deforma in modo da rendere minime le oscillazioni dello sforzo.

Alcuni materiali aumentano le proprie caratteristiche di resistenza meccanica se soggetti ad una velocità di deformazione elevata. Questo è quello che si chiama effetto strain-rate.

Le schiume metalliche, come già visto in precedenza (Capitolo 4), hanno una struttura porosa composta da celle aventi un certo spessore di parete. Da questa conformazione si ricava sperimentalmente la curva caratteristica del materiale, ovvero quella σ - ε . La particolare forma di questa curva ci permette di suddividere la stessa in tre zone distinte in cui si verificano comportamenti differenti della schiuma. Per basse velocità di deformazione, il carico agente sulla schiuma fa collassare le celle con la rottura delle pareti lungo il piano normale alla direzione del carico applicato. All'interno del materiale vengono a crearsi, in modo casuale, dei piani di collasso quando le pareti delle celle si incontrano. Per le alte velocità di deformazione si è visto che il procedimento di deformazione plastica cambia leggermente. I piani di collasso non si creano in modo casuale ma partono dalla superficie in cui c'è stato l'urto e si propagano all'interno del materiale.

Si è ipotizzato che la sensibilità alla velocità di deformazione sia dovuta alla presenza di gas intrappolato all'interno della schiuma. Altre ipotesi invece prendono in considerazione il fatto che sia la conformazione delle celle (struttura, orientamento e densità) a determinare l'effetto sulla velocità di deformazione. I test svolti da Cady et al. [23] a diverse velocità di deformazione sono serviti per poter capire meglio cosa succede al materiale. I test hanno dimostrato un aumento dell'energia assorbita nel caso di alta velocità di deformazione. L'energia è stata calcolata come integrale della curva del piano σ - ε .

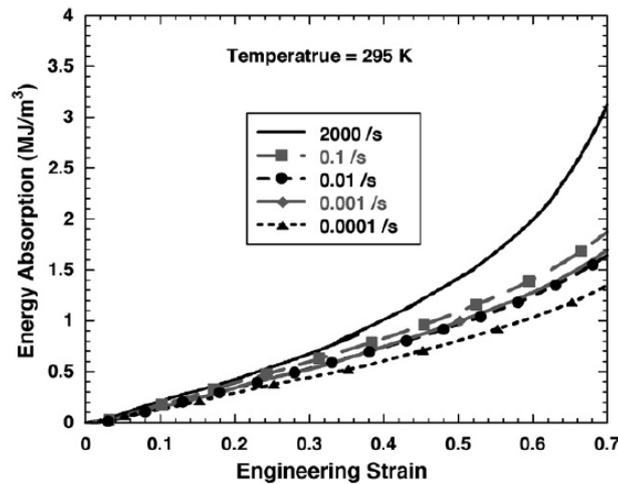


Figura 7.12: Andamento dell'energia all'aumentare della velocità di deformazione.

E' possibile anche avere una relazione che lega una generica proprietà meccanica della schiuma alla sua densità con una legge avente la forma di una potenza.

$$\frac{X_f}{X_s} \approx K(\rho^*)^n$$

K e n sono due parametri legati al materiale per un certo valore di strain rate. Nel caso specifico delle schiume a celle chiuse Hall et al. [24] hanno ricavato la seguente forma dalla relazione precedente.

$$\frac{\sigma_f}{\sigma_s} = 0,3 \cdot (\Phi \rho^*)^{\frac{3}{2}} + (1 - \Phi) \rho^*$$

dove la prima parte è la componente della

flessione, mentre la seconda parte è inerente allo stiramento della membrana della parete cellulare.

Mukai et al. [25] ritengono che la sensibilità allo strain rate è data dalla morfologia della schiuma, dalla forma delle pareti delle celle, dalla rigidità e dalla duttilità.

Dannemann et al. [26] invece pensano che la maggiore o minore sensibilità allo strain rate sia data dal valore più o meno alto della densità della schiuma.

Infine Deshpande et al. [27] hanno eseguito studi sui materiali cellulari e hanno attribuito l'aumento della resistenza sotto carico dinamico a effetti di micro-inerzia e alla propagazione di onde di impatto. Le micro-inerzie delle pareti cellulari comportano una variazione nel meccanismo di frattura e di collasso.

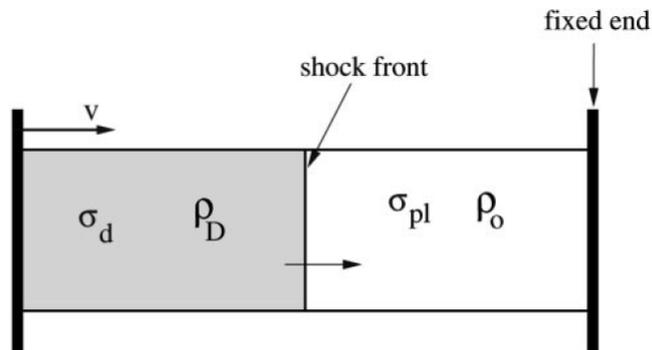


Figura 7.13: Sezione ideale del comportamento del materiale.

Se consideriamo un provino fissato ad un lato e impattato nell'altro. L'onda d'urto ha origine sulla superficie di impatto del materiale fino ad arrivare alla fixed end. Il materiale è considerato rigido-perfettamente plastico e segue la relazione della fig.7.14.

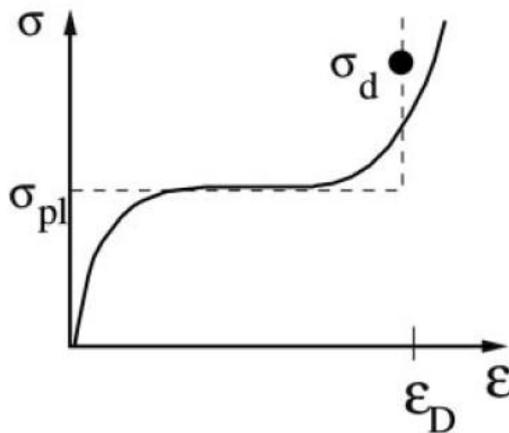


Figura 7.14: Grafico $\sigma - \epsilon$ per materiale elastico-perfettamente plastico.

Lo sforzo avanti all'onda è pari a σ_{pl} . Il materiale dietro lo shock front raggiunge lo strain ϵ_D . Ad una certa velocità, la densità del materiale varia da un valore di ρ_0 a un valore ρ_D e lo sforzo di compressione sale a σ_D .

Si crea quindi una relazione che dipende dalla velocità.

$$\sigma_D = \sigma_{pl} + \frac{\rho_0 \cdot v^2}{\epsilon_D}$$

Per lo svolgimento delle prove ad alta velocità si utilizza la Split Hopkinson Pressure Bar (SHPB).

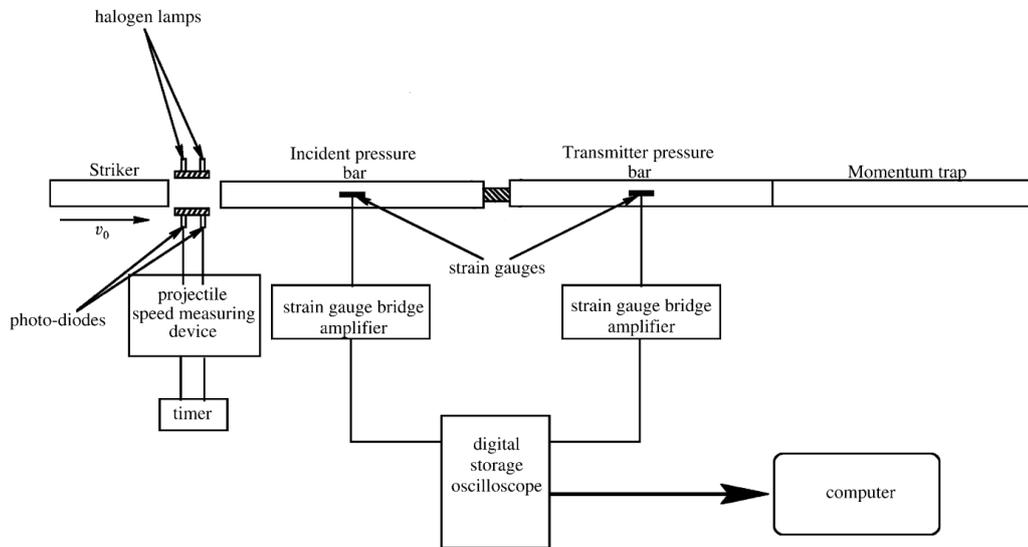


Figura 7.15: Split Hopkinson Pressure Bar, SHPB.

La striker bar viene accelerata da un getto ad aria compressa e va ad impattare contro la incident bar. Dopo l'impatto si genera un'onda che si propaga all'interno della barra stessa. Quando l'onda arriva al campione, la incident bar comprime il campione stesso, il quale è soggetto ad una pressione di pulsazione di ampiezza costante.

Per la caratterizzazione della schiume all'interno del programma Abaqus è possibile seguire due strade. La prima strada è quella di utilizzare la formula di Cowper-Symonds e quindi ricavare i due parametri D e n.

$$\dot{\epsilon}^{pl} = D(R-1)^n$$

$$\ln(R-1) = \frac{1}{n} \ln \dot{\epsilon}^{pl} - \frac{1}{n} \ln D$$

A questo punto è possibile disegnare il grafico con $\ln(R-1)$ in ordinate e $\ln \dot{\epsilon}^{pl}$ in ascisse.

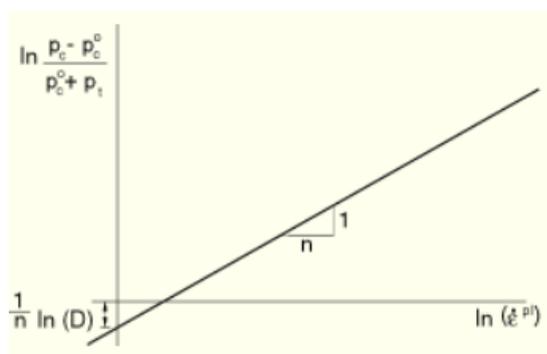


Figura 7.16: Grafico per ricavare i parametri D e n per il programma Abaqus.

Dal grafico è possibile ricavare $1/n$ come pendenza della curva e $\ln D$ come intersezione della curva con l'asse delle ordinate.

In alternativa, come secondo metodo, è possibile inserire i valori del rapporto di compressione in funzione dello strain rate.

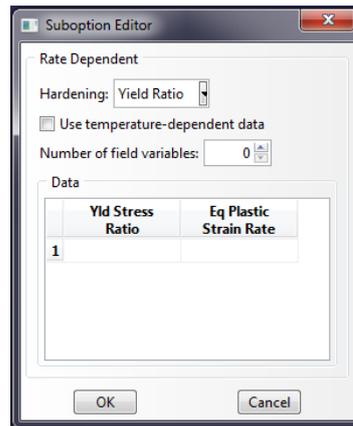


Figura 7.17: Tabella per l'inserimento dei dati all'interno di Abaqus.

Per la semplicità con cui si possono ricavare i dati necessari, è stato scelto il secondo metodo.

Per avere i dati da inserire nel modello di Abaqus si è fatto riferimento alla letteratura in cui sono stati ricavati i grafici di $\sigma - \dot{\epsilon}$ per diverse velocità di deformazione. Grazie all'utilizzo del programma Datathief si è potuto ricavare i dati dalle immagini dei grafici riguardanti l'Alulight.

Per quanto riguarda l'acciaio e l'alluminio, invece, il modello utilizzato per caratterizzare la deformazione plastica è quello di Cowper-Symonds che ha la seguente forma:

$$\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q}$$

La relazione non modifica la curva di incrudimento ma pone una relazione tra la velocità di deformazione $\dot{\epsilon}$ e lo sforzo di snervamento dinamico σ_0' . I parametri da inserire sono solamente D e q , il cui valore è una caratteristica del materiale. Ad esempio per un acciaio sensibile alla velocità di deformazione avremo valori bassi di D e medio-alti per q . Viceversa per un acciaio con una ridotta sensibilità alla velocità di deformazione dovrei utilizzare valori alti di D e valori bassi di q .

Di seguito saranno presentate le tabelle per la caratterizzazione in Abaqus dei diversi materiali.

Acciaio

Tabella 7-1: Proprietà elastiche dell'acciaio.

Mass Density	7,80E-09
Young's Modulus	205000
Poisson's ratio	0,295

Tabella 7-2: Proprietà plastiche dell'acciaio.

Plasticity	
Yield stress	Plastic strain
483	0
487,8	0,0037
551,8	0,0051
605,2	0,0069
647,7	0,0089
680,6	0,0112
708,6	0,0137
730,8	0,0164
750,1	0,019
779,7	0,0242
819	0,0335
865,3	0,0501
899	0,0678
926,9	0,0889

Tabella 7-3: Coefficienti della legge che tiene conto dello strain rate.

Power Law	
Multiplier	Exponent
29783	7,11

Alluminio

Tabella 7-4: Proprietà elastiche dell'alluminio.

Mass Density	2,80E-09
Young's Modulus	73100
Poisson's ratio	0,3

Tabella 7-5: Proprietà plastiche dell'alluminio.

Plasticity	
Yield stress	Plastic strain
414	0
483	0,23

Tabella 7-6: Coefficienti della legge che tiene conto dello strain rate.

Power Law	
Multiplier	Exponent
6500	4

Schiuma

Tabella 7-7: Proprietà elastiche della schiuma.

Mass Density	5,55E-10
Young's Modulus	3687,849
Poisson's ratio	0,3

Tabella 7-8: Coefficienti per il modello Crushable Foam di Abaqus per la simulazione delle caratteristiche plastiche del materiale.

Crushable Foam	
Compression yield stress ratio	Hydrostatic yield stress ratio
1,5	0,1

Tabella 7-9: Dati per il modello delle Crushable Foam per il Volumetric Hardening.

Crushable Foam-Volumetric Hardening	
Yeld stress	Uniaxial plastic strain
8,5	0
8,6422039	0,01
12,354971	0,02
13,278075	0,03
13,469403	0,04
13,386184	0,05
13,358274	0,06
13,479872	0,07
13,617281	0,08
13,745893	0,09
13,91397	0,1
14,064227	0,11
14,203613	0,12
14,263085	0,13
14,315387	0,14
14,40312	0,15
14,512789	0,16
14,634242	0,17
14,741092	0,18
14,868652	0,19
15,007725	0,2
15,111202	0,21
15,181744	0,22
15,265061	0,23
15,416672	0,24
15,542376	0,25
15,707817	0,26
15,875174	0,27
16,05289	0,28
16,205543	0,29
16,322347	0,3
16,466285	0,31

16,573503	0,32
16,688664	0,33
16,844848	0,34
16,993459	0,35
17,145042	0,36
17,290323	0,37
17,46125	0,38
17,645541	0,39
17,782145	0,4
17,912288	0,41
18,111323	0,42
18,334623	0,43
18,562166	0,44
18,787066	0,45
19,045157	0,46
19,290378	0,47
19,499615	0,48
19,783193	0,49
20,094794	0,5
20,460712	0,51
20,785382	0,52
21,156733	0,53
21,54771	0,54
21,953672	0,55
22,412496	0,56
22,989773	0,57
23,577689	0,58
24,17513	0,59
24,809431	0,6
25,433192	0,61
26,161273	0,62
26,889094	0,63
27,690758	0,64
28,558225	0,65
29,52219	0,66
30,559816	0,67
31,657448	0,68
32,924623	0,69

Tabella 7-10: Dati per tenere conto dello Strain Rate.

Strain Rate	
Yeld stress ratio	Eq.plastic strain rate
1	0
1,63	1200
4,95	1590
2,07	1980
1,01	2920
2,22	3210

Mesh

La mesh deve essere differenziata tra le parti modellate come solide e le parti modellate come shell. La diversità degli elementi adottati dipende dalla geometria utilizzata nel modellare le parti. Una parte solida utilizzerà elementi solidi per essere caratterizzata, mentre una parte shell sarà modellata con elementi shell senza spessore.

Per gli elementi solidi si è deciso di utilizzare il tipo esplicito-lineare. Il tipo esplicito identifica solamente l'algoritmo da utilizzare per la risoluzione del modello. Il tipo lineare identifica invece il numero di nodi di un elemento, ovvero che l'elemento ha nodi solo ai vertici e non sugli spigoli. La scelta del primo ordine è dovuta al fatto che implementando il modello di impatto con elementi del secondo ordine si può incorrere in problemi di calcolo. La forma degli elementi solidi è del tipo cubico o rettangolare.

L'utilizzo degli elementi shell è un modo semplificato per studiare il comportamento delle lastre. La lastra viene privata dello spessore (solo in maniera grafica), in questo modo si possono applicare gli elementi di Kirchoff. Questi elementi sono bidimensionali e riconducono le rotazioni attorno agli assi principali alle derivate parziali degli spostamenti lungo il terzo asse. Basta in questo modo una sola equazione polinomiale in cui la variabile sia lo spostamento lungo il terzo asse. Questo tipo di elemento non garantisce, però, la compatibilità tra gli spigoli degli elementi affiancati in quanto non tiene conto dello scorrimento. Vengono allora trasformati in elementi di Kirchoff discreti, in cui si slegano le rotazioni dalle derivate parziali e si considera lo scorrimento nullo solo in alcuni punti. Anche nel caso di elemnti shell sono stati scelti quelli di forma quadrata.

La grandezza della mesh deve seguire alcune regole. Per quanto riguarda un collegamento tra due superfici devo fare in modo che la superficie che considero *master* (ovvero quella che governa la deformazione) deve avere un numero di

elementi minore di quelli della superficie *slave* a cui è attaccata. L'importanza di questo è dovuta al modo in cui i nodi si legano tra loro. I nodi della superficie *slave* vengono proiettati su quelli della superficie *master* perciò se quest'ultima avesse un numero di nodi superiore sorgerebbe il problema di avere un nodo *slave* e due nodi *master* e quindi di non sapere a quale nodo *master* legare il nodo *slave*.

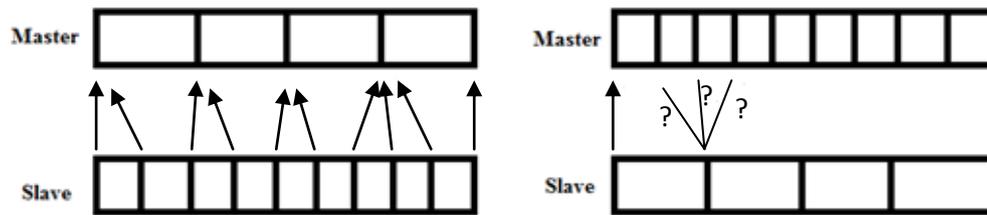


Figura 7.18: Associazione dei nodi per superfici master e slave.

Il metodo di integrazione utilizzato per le analisi è quello dell'*Integrazione ridotta*. Questo metodo potrebbe sembrare una banale approssimazione nel calcolo delle grandezze caratteristiche del modello, ma si può dimostrare che basandosi sui punti di Barlow e non su quelli di Gauss si ottengono valori accurati di deformazioni calcolate mediante interpolazione. L'integrazione ridotta diminuisce il costo computazionale del calcolo ma potrebbe comportare l'introduzione di errori nella composizione della matrice di rigidezza e quindi si avrebbero deformazioni non legate all'aspetto fisico del problema ma solo da quello matematico. Queste risposte del sistema se non tenute sotto controllo si possono propagare tra gli elementi portando il sistema ad un errore di risposta. In Abaqus per tenere sotto controllo questo tipo di problema viene utilizzato il modello matematico di Flanagan e Belytschko.

Vincoli, fissaggi e carichi

Per quanto riguarda i vincoli, la struttura è incastrata a terra alla base dei quattro montanti.

L'unione tra le pelli e la schiuma è modellata mediante un vincolo di *tie*, ovvero un vincolo di completa unione tra le superfici. Questo vincolo rende solidali i nodi della superficie slave con quelli della superficie master, in modo che i primi seguano i secondi senza però avere distacco.

La struttura è fissata nello stesso modo, ovvero mediante un *tie* tra la parte portante della struttura e le due traverse.

Il problema è stato quello del fissaggio del pannello sandwich alla struttura. Sebbene inizialmente si è scelto il fissaggio di tipo *tie* per poter fare le prove iniziali del modello, la schiuma non può essere saldata e perciò l'unico fissaggio utilizzabile è quello mediante bullonatura. In Abaqus è possibile modellare la bullonatura.

Per quanto riguarda il carico, la simulazione di un impatto comporta un corpo che, a velocità sostenuta, si scontra con un altro corpo. Per questo motivo il proiettile è stato dotato di un campo di velocità adatto allo scopo. Esso, infatti, si può muovere solamente lungo la direzione di impatto. La velocità è stata calcolata in base alla prova FOPS che si sta eseguendo, utilizzando la trasformazione dell'energia potenziale in energia cinetica, trascurando dissipazioni per attrito dell'aria.

7.1.4 Creazione del modello

Prove Preliminari

Le prove numeriche preliminari sono state svolte partendo da un modello di impatto semplificato per poi accrescere il grado di difficoltà. L'idea di base è stata quella di un pannello molto semplice di forma quadrata incastrato ai bordi. L'incastro ai bordi avrebbe simulato il fissaggio alla struttura della cabina. Le prime prove sono state svolte con una mesh grossolana, per poter testare il modello ed avere una idea del tipo di deformazione che il pannello poteva subire durante la prova di urto.

La prima prova è stata eseguita per la FOPS di primo livello per una lastra di dimensioni 600x600x10mm e incastrata ai bordi.

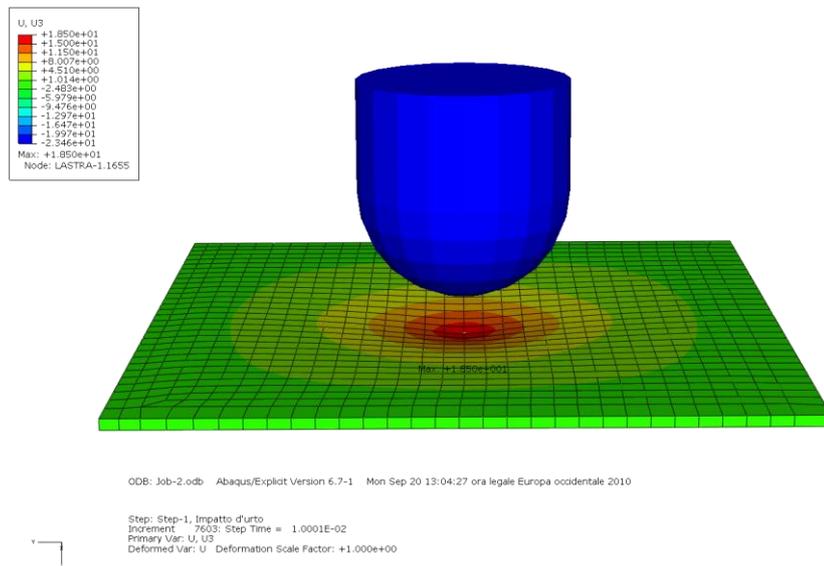


Figura 7.19: Prova FOPS per una lastra di acciaio.

Dalla fig.7.19 si può vedere che la lastra dopo l'urto si è deformata nel punto in cui l'impatto è avvenuto. L'urto ha portato a deformazione la lastra, la quale non ha subito una istantanea deformazione plastica, ma data la velocità di impatto ha avuto un ritorno elastico. Infatti vedendo la simulazione dell'impatto si nota come la lastra, una volta che il proiettile rimbalza, tenda a tornare nella posizione iniziale: sono presenti infatti oscillazioni della lastra lungo la direzione di caduta del proiettile. In questa prova è stata utilizzata una mesh con elementi grandi, e il motivo è dovuto solo al fatto che si voleva testare il modello. Vedendo che il modello ha risposto bene, si è deciso di infittire la mesh per vedere se il risultato finale sarebbe variato.

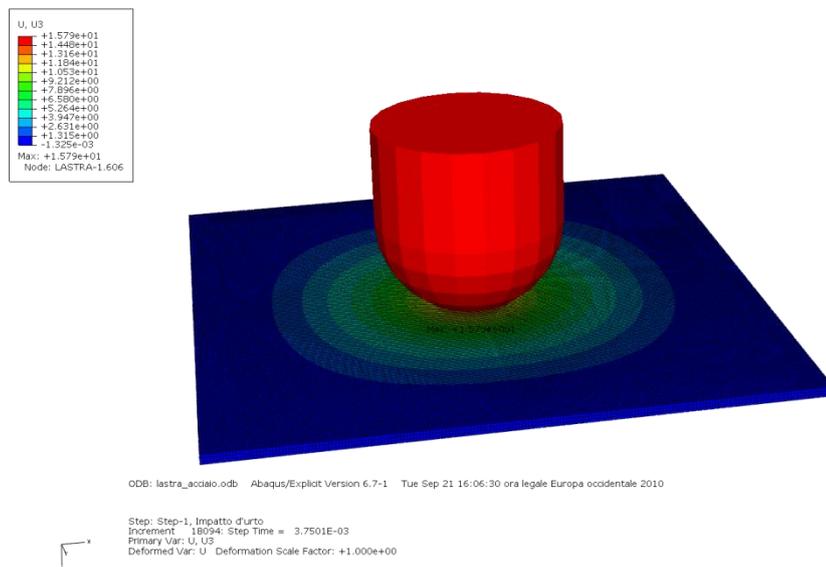


Figura 7.20: Prova FOPS per una lastra con una mesh fine.

La seconda prova vede sempre una lastra di acciaio, ma questa volta si è deciso di infittire la mesh portando a tre il numero di elementi all'interno dello spessore. Una mesh più fitta garantisce una precisione maggiore nel risultato ma, per contro, appesantisce il calcolo dilatando molto i tempi di analisi.

Il passaggio successivo è stato quello di testare un pannello sandwich con cuore in schiuma metallica e pelli in acciaio. La dimensione del cuore è 600x600x10mm, mentre quella delle pelli è 600x600x2mm. Anche in questo caso la prova è da considerarsi preliminare in quanto si vuole vedere il comportamento di un pannello formato da tre parti diverse unite dal comando *tie*.

Anche in questo caso la mesh non è fine, questo per poter avere un risultato iniziale senza avere tempi di calcolo troppo elevati.

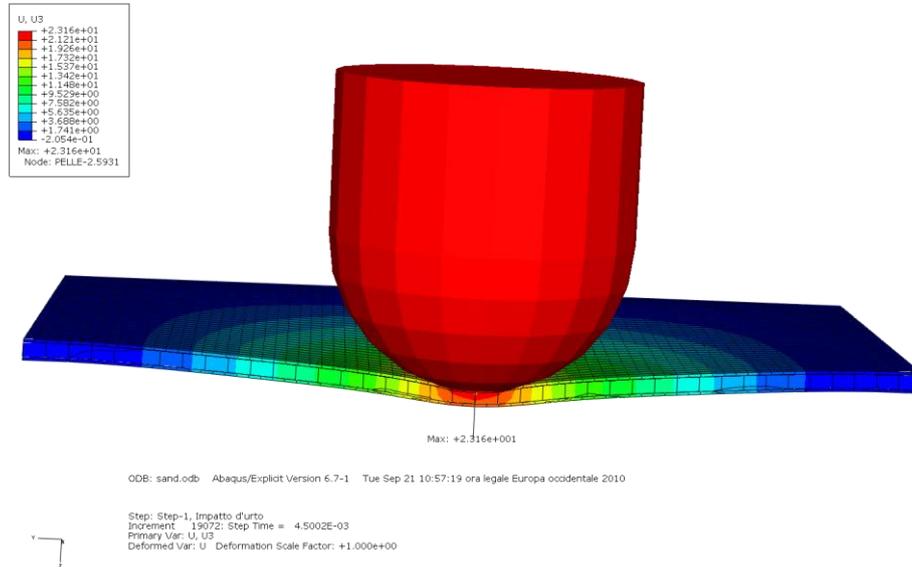


Figura 7.23: Prova FOPS di un pannello sandwich con mesh fine.

Fino a questo momento non si aveva idea delle reali dimensioni della cabina su cui si deve posizionare il pannello sandwich. La struttura della cabina però varia sia con la tipologia del mezzo, sia con l'azienda produttrice. Questo fatto complica le cose in quanto non abbiamo a disposizione nessun progetto di cabina. Dopo aver richiesto informazione al laboratorio IMAMOTER (vedi Capitolo 1) siamo venuti a conoscenza della loro impossibilità di fornirci uno schema accurato di cabina. Questo perché le aziende che si rivolgono a IMAMOTER per i test sulle cabine non hanno piacere a divulgare i propri progetti. Il nostro scopo però non è quello di testare un particolare tipo di cabina, ma quello di verificare che un pannello in schiuma sia altrettanto efficace di una lastra di acciaio. A tal proposito abbiamo chiesto a IMAMOTER di fornirci una struttura generica di cabina di un generico mezzo a movimento terra.

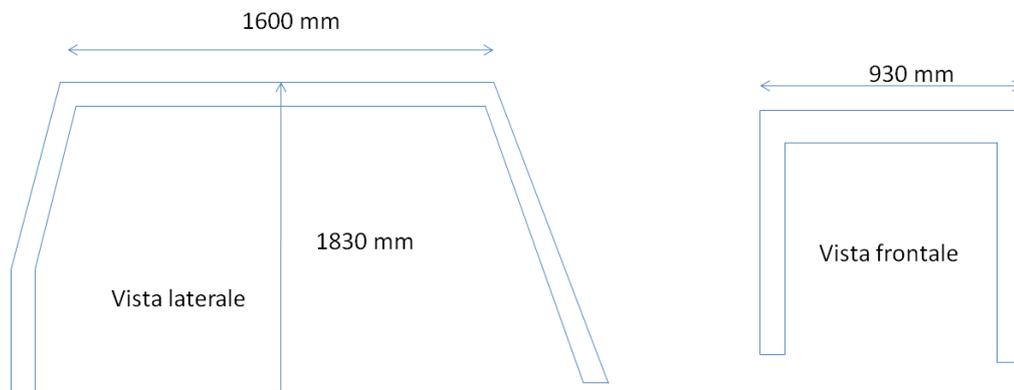


Figura 7.24: Disegno della struttura di una generica cabina. La struttura è realizzata con tubolari rettangolari delle dimensioni di 80x84mm e spessore di 10mm.

Come precedentemente accennato la modellazione della cabina è stata fatta con una shell per sweep e successivamente è stata assemblata con la traversa, anche questa modellata in shell, mediante il comando di unione ideale *tie*.

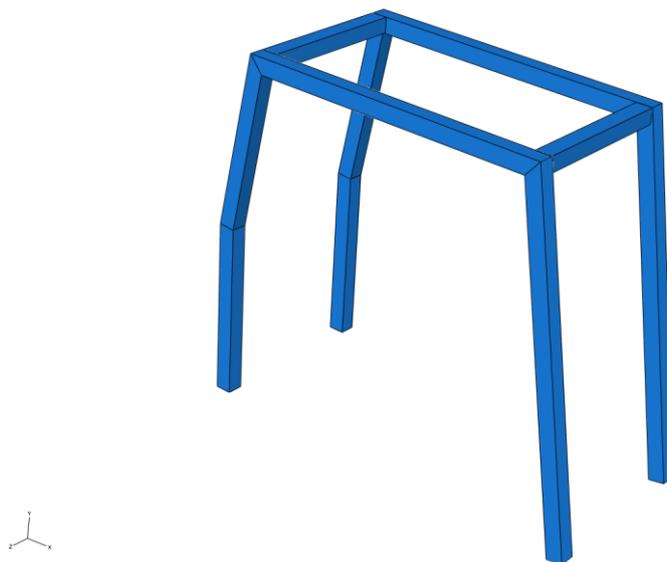


Figura 7.25: Modello in shell della struttura di una generica cabina.

Avendo ora il modello della cabina è possibile fare una analisi più accurata, tenendo anche conto della rigidezza della struttura.

Le prime prove svolte con la struttura sono quelle associate a una lastra di acciaio dello spessore di 6.4mm, dato fornito da IMAMOTER. Per questa nuova

serie di prove all'interno del modello di Abaqus si è scelto di creare un set. Il set ci permette di monitorare l'andamento nel tempo di una grandezza scelta precedentemente che si riferisce al set creato. Nel nostro caso vogliamo tenere sotto controllo l'andamento nel tempo della posizione lungo la direzione di impatto, del punto stesso in cui avviene l'impatto.

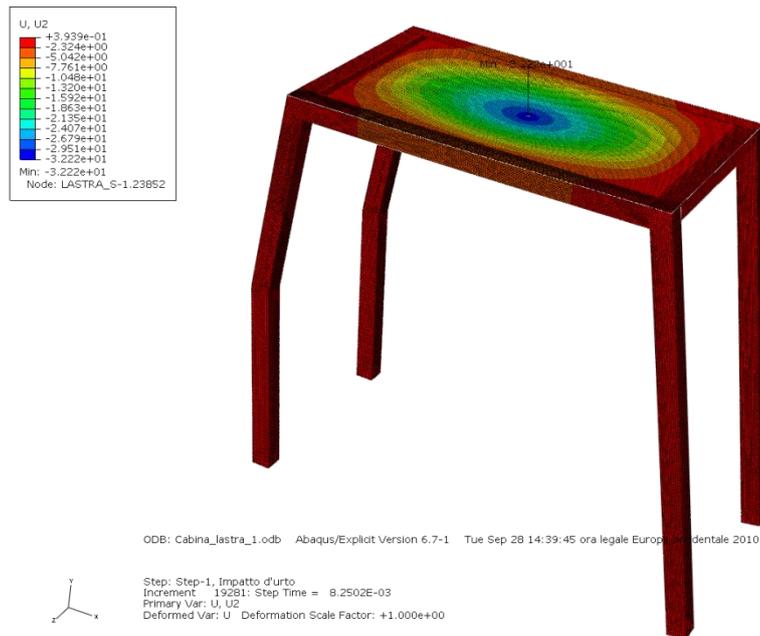


Figura 7.26: Prova FOPS di una lastra di acciaio fissata alla struttura della cabina e modellata in shell in cui la massima inflessione rilevata è circa pari a 32,22mm.

Per questa analisi la mesh è stata infittita per poter avere fin da subito valori di deflessione piuttosto accurati.

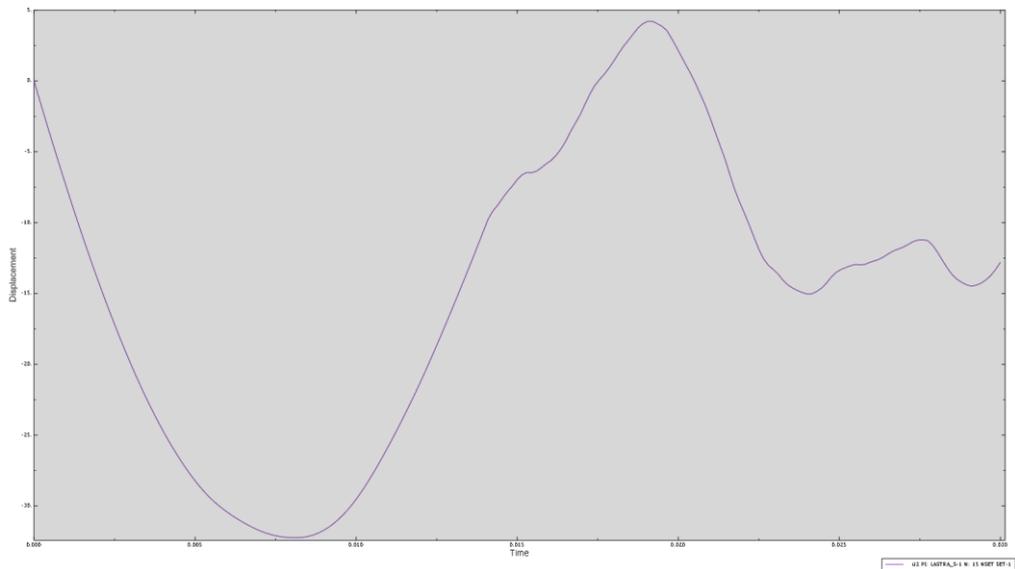


Figura 7.27: Andamento nel tempo dello spostamento del punto di impatto.

Come è possibile vedere dalla fig.7.27 la lastra ha l'inflessione massima quando il proiettile la colpisce e scarica la sua energia cinetica su di essa. Successivamente la lastra ha un ritorno elastico e tende ad assestarsi attorno ad un valore diverso da zero.

Per vedere meglio l'andamento nel tempo dopo l'impatto si è scelto di allungare il tempo di analisi.

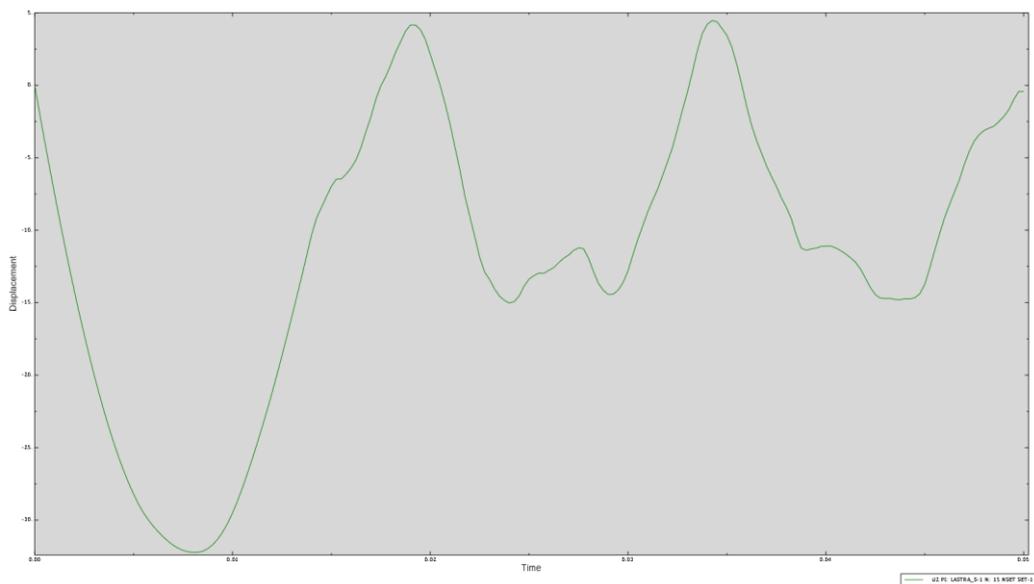


Figura 7.28: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto con un tempo di analisi maggiore.

Ora si passa all'analisi della struttura con il pannello sandwich. Le prime prove sono state svolte utilizzando pelli in shell. Successivamente si è provato con pelli solide.

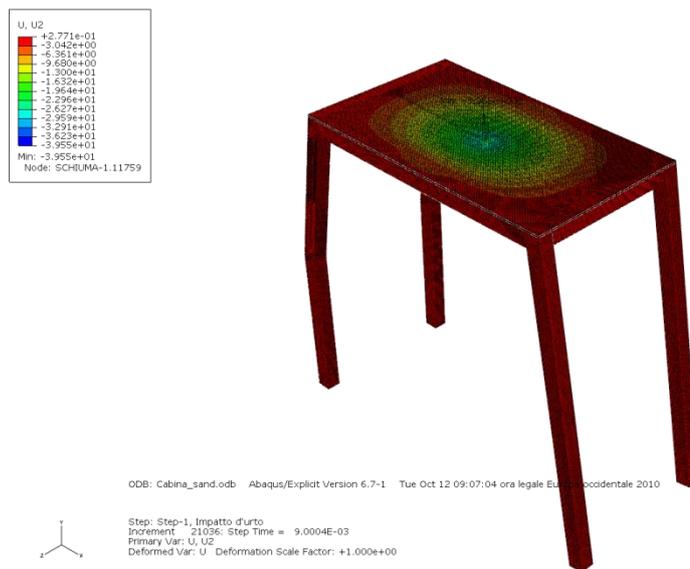


Figura 7.29: Prova FOPS con pannello sandwich avente pelli in shell in cui si ricava il valore di massima inflessione circa pari a 39,55mm.

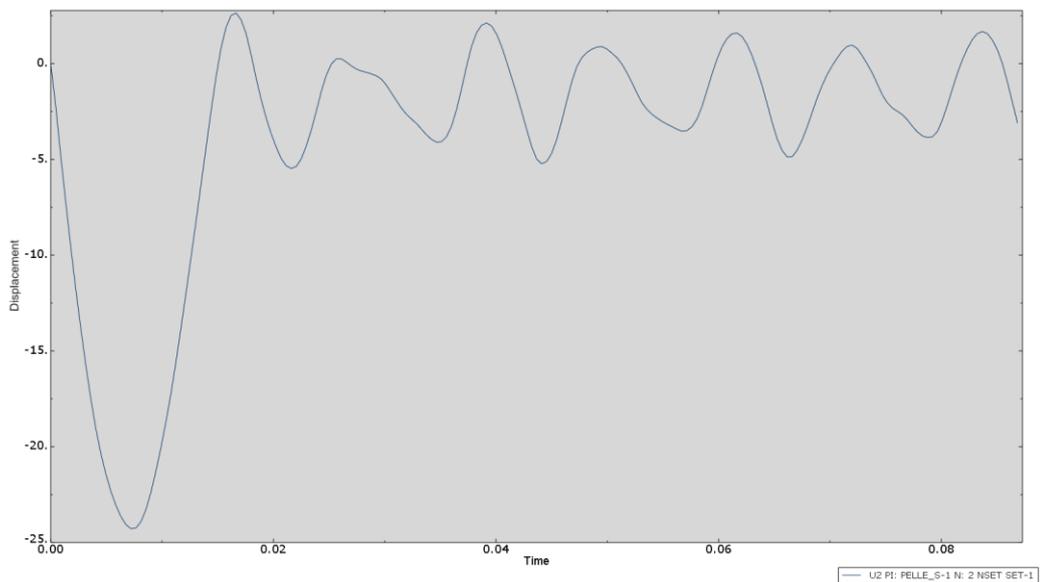


Figura 7.30: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto del pannello sandwich.

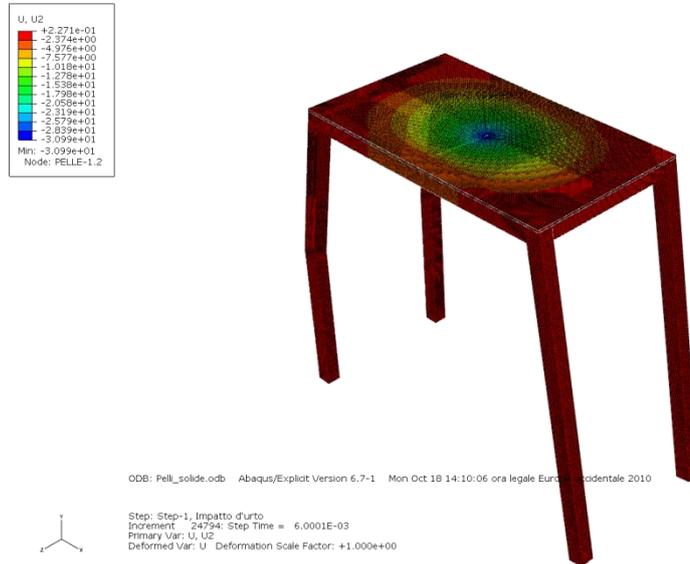


Figura 7.31: Prova FOPS con pannello sandwich avente pelli solide il cui valore massimo di inflessione è circa pari a 30,99mm.

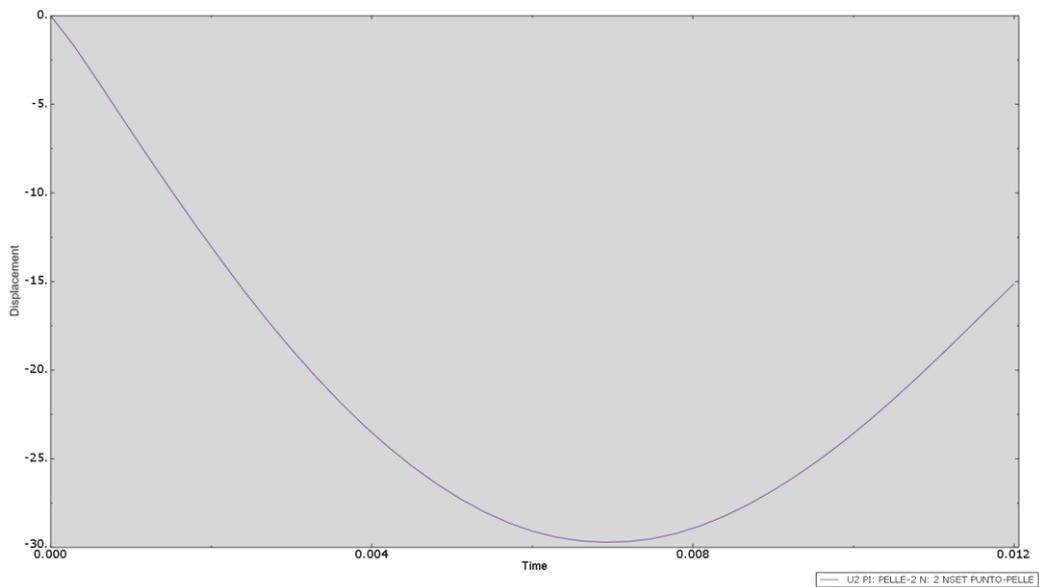


Figura 7.32: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto del pannello sandwich.

Le prove svolte sino ad ora hanno come oggetto la prova FOPS di primo livello. Questa prova, basandosi sui dati avuti da IMAMOTER, è superata anche per piccoli veicoli movimento terra della potenza di 15kW.

Ora che il modello è stato testato e ha dato risultati positivi, sarebbe interessante provare il pannello di schiuma nelle prove di FOPS di secondo livello. La parte seguente si presta proprio ad analizzare il comportamento prima di una lastra di acciaio e poi di un pannello sandwich durante la prova FOPS di secondo livello. Il modello è sempre lo stesso, a parte per il cambiamento della geometria del proiettile e della velocità di impatto.



Figura 7.33: Geometria del proiettile della prova FOPS di secondo livello.

Come già accennato le prove partono sempre dal considerare una lastra di acciaio.

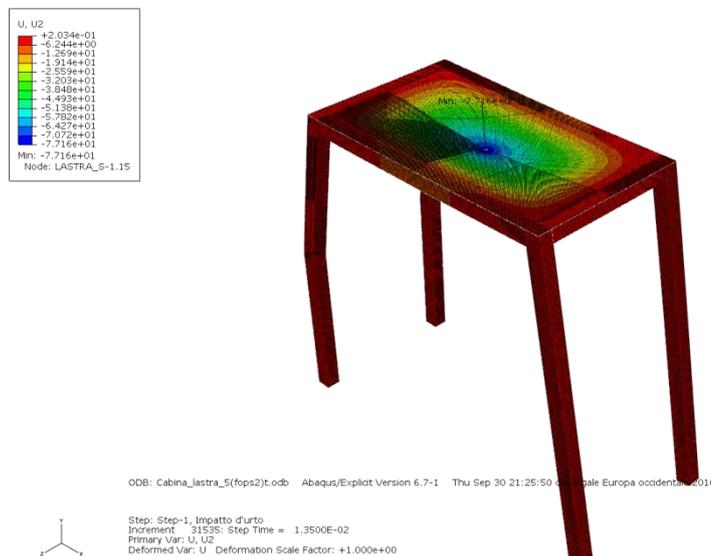


Figura 7.34: Prova FOPS II di una lastra di acciaio il cui valore di massima inflessione è pari a 77,16mm.

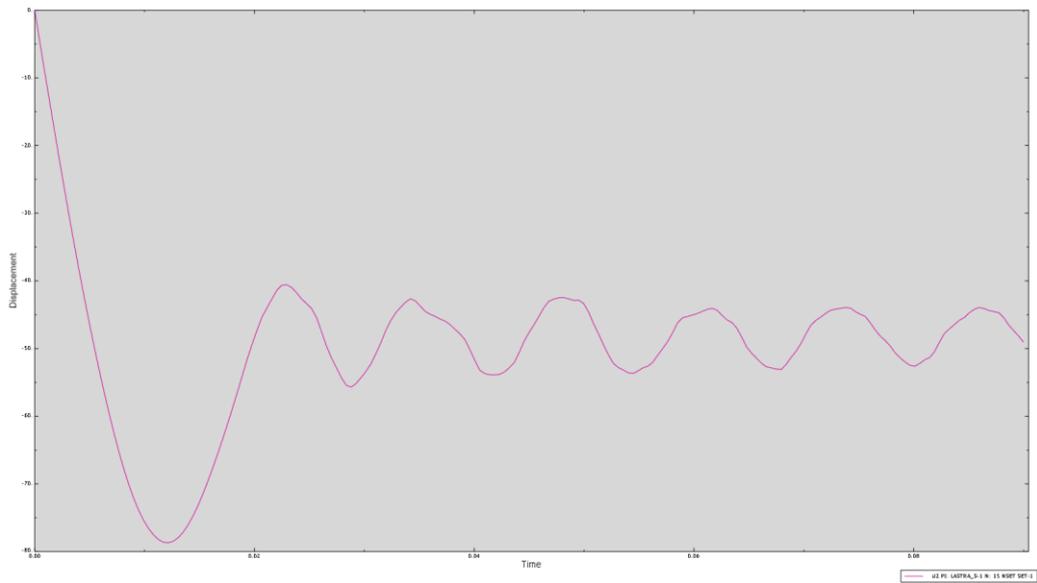


Figura 7.35: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto nella prova FOPS II per una lastra di acciaio.

Di seguito i risultati della FOPS II per un pannello sandwich.

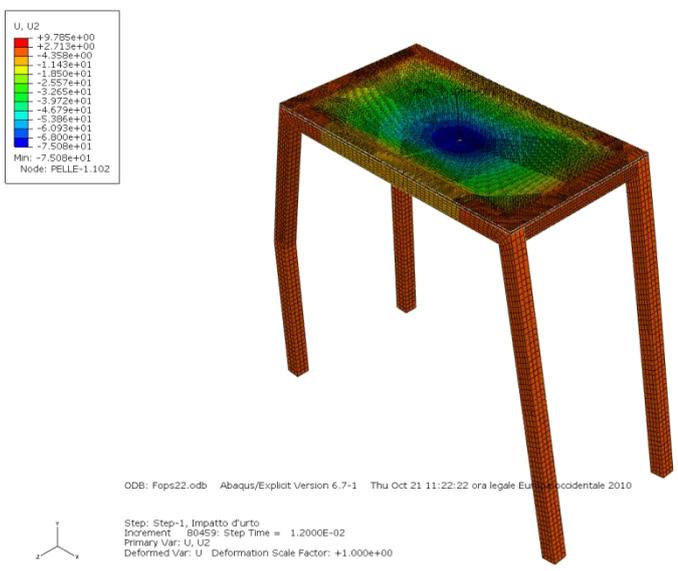


Figura 7.36: Prova FOPS II di un pannello sandwich il cui valore massimo di inflessione è circa pari a 75,08mm.

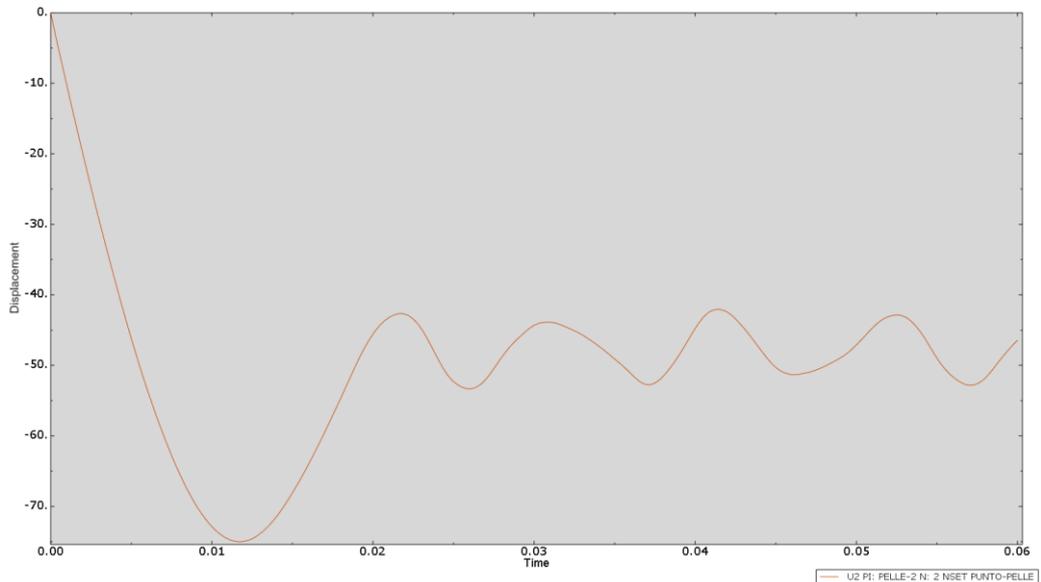


Figura 7.37: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto nella prova FOPS II per un pannello sandwich.

La tabella seguente riporta i risultati ottenuti fino ad ora nelle varie prove eseguite considerando la struttura della cabina.

Tabella 7-11: Dati relativi alle prove con la cabina.

Caratteristiche prova	Massima inflessione [mm]	Tipo Prova
Lastra acciaio shell	32.22	FOPS I
Pannello sandwich con pelli shell	39.55	FOPS I
Pannello sandwich con pelli solide	30.99	FOPS I
Lastra acciaio	77.16	FOPS II
Pannello sandwich	75.08	FOPS II

Dalla tab.7-11 si può ancora vedere che il modello presentato sino ad ora ha una risposta molto buona, e questo si evince dal fatto che cambiando prova ed elementi cambiano i risultati.

I calcoli e le prove svolti hanno avuto lo scopo di fornire un'idea di ciò che dovrebbe accadere durante la prova FOPS di secondo livello, quindi per avere un'idea indicativa dei risultati. Ora è possibile eseguire prove mirate su

particolari configurazioni del pannello sandwich, raffinando la mesh e cancellando il problema dello Shear Locking.

Si è quindi deciso di rimpicciolire la dimensione media degli elementi di mesh e di creare un blocco unico che simuli il pannello sandwich, togliendo in questo modo il vincolo di fissaggio dato dal comando *tie*.

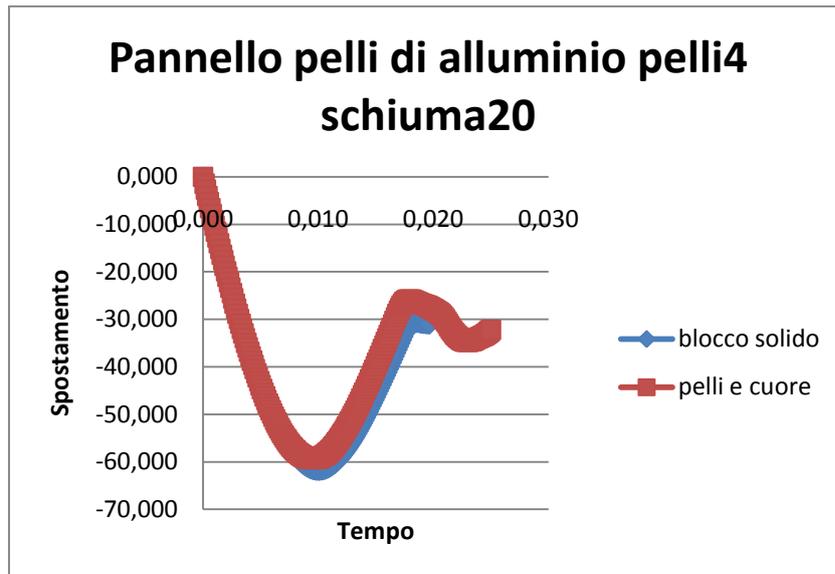


Figura 7.38: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.

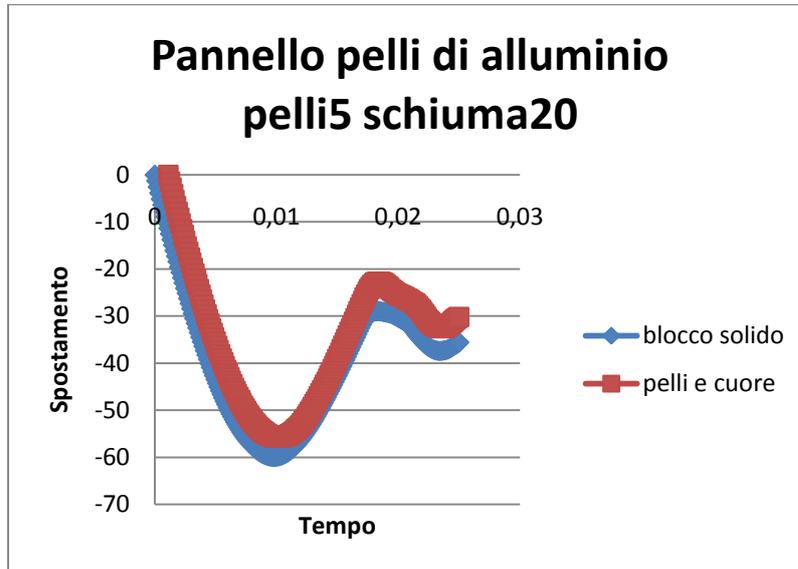


Figura 7.39: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.

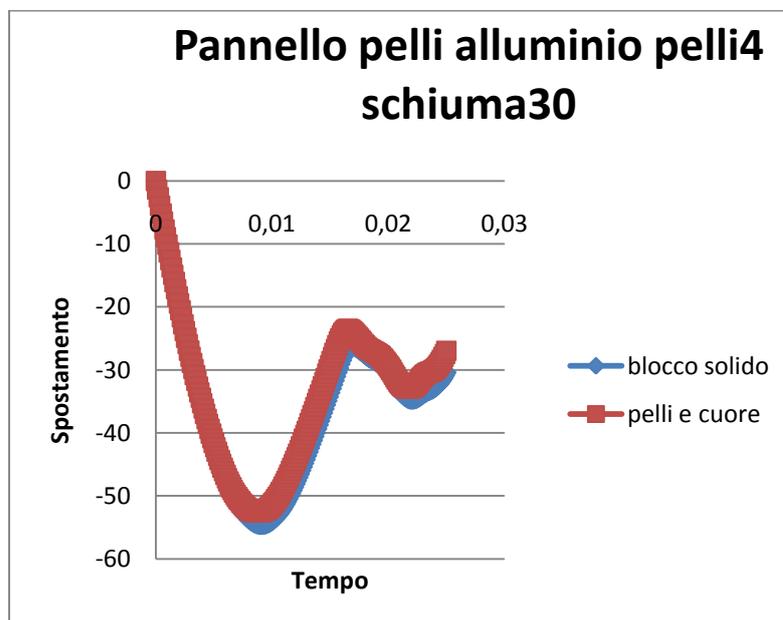


Figura 7.40: Confronto tra il modello con blocco solido e il modello con divisione delle pelli e del cuore.

Dalle tre figure è possibile notare che il modello iniziale aveva il problema dello Shear Locking, e che quindi gli elementi della mesh risultavano essere più rigidi. Con il nuovo modello questo problema è stato risolto, perciò i risultati ricavati sono ancora più precisi. Verrà pertanto utilizzato questo ultimo modello per proseguire nel lavoro di progettazione.

Per completare il modello sono stati inseriti due diversi tipi di set nella modellazione ad Abaqus. I due set permettono di verificare una grandezza che varia nel tempo nel punto in cui si è scelto il set. I set che sono stati scelti sono quello del pannello per verificarne l'inflessione e quello del peso per verificarne la velocità di rimbalzo.

La velocità di rimbalzo del peso è stata monitorata per capire meglio cosa succede durante l'impatto. In questo modo attraverso una semplice sottrazione tra l'energia potenziale iniziale del peso e l'energia cinetica del peso stesso dopo l'urto, possiamo sapere quanta energia è stata assorbita grazie alla deformazione della schiuma.

Si è scelto di studiare pannelli sandwich con pelli di alluminio in quanto si possono acquistare dalle ditte che producono pannelli con cuore di schiuma metallica con il metodo dell'adesione metallurgica, senza quindi l'utilizzo dell'adesivo.

Partendo da una configurazione base avente schiuma di spessore 20mm e pelli di alluminio con spessore 4mm, sono state svolte le prove per la ricerca dell'ottima configurazione del pannello sandwich. La ricerca dell'ottimo pannello si basa sulla variazione degli spessori di pelle e di cuore che caratterizzano il pannello stesso.

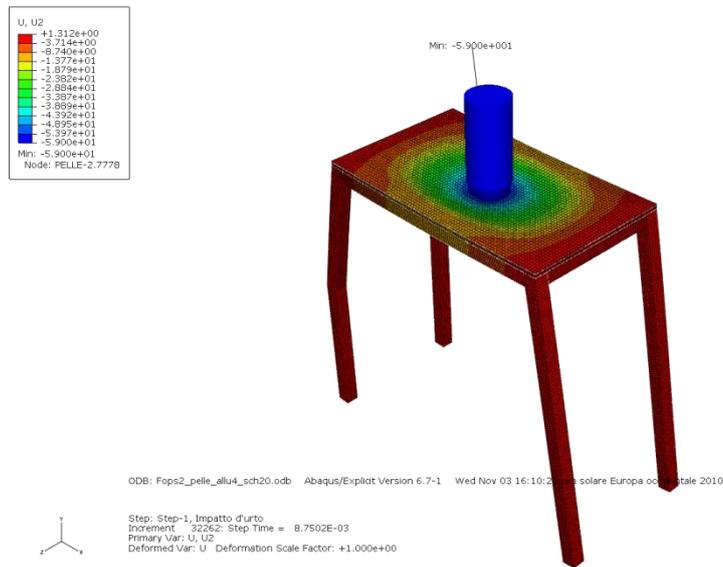


Figura 7.41: Prova FOPS II di un pannello con pelli di alluminio di spessore 4mm e cuore di 20mm.

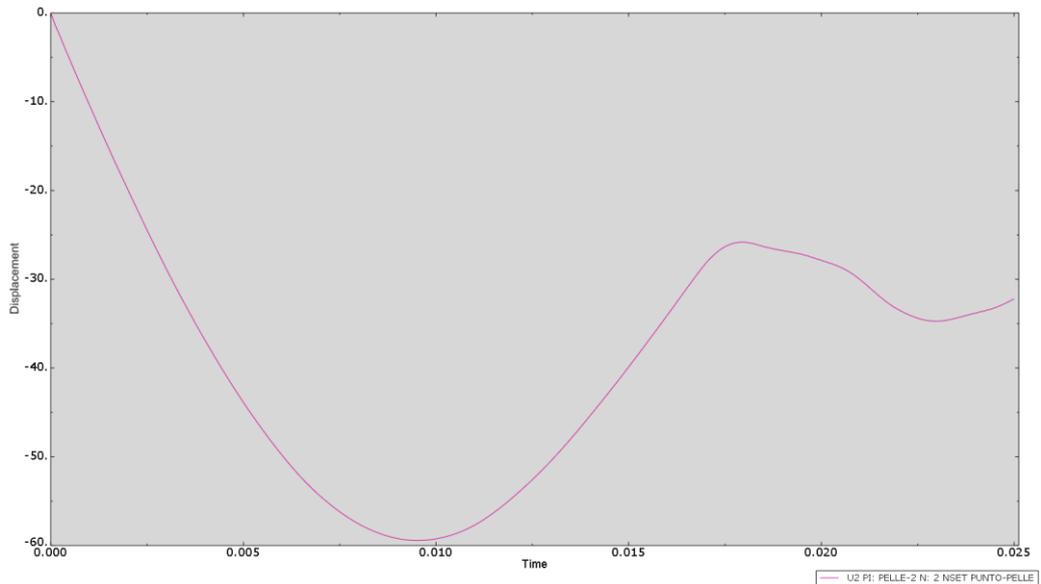


Figura 7.42: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto per un pannello avente pelli di alluminio di spessore 4mm e cuore di 20mm.

Tabella 7-12: Dati relativi alle prove di variazione di spessore.

	Pannello pelli alluminio	Pannello pelli alluminio	Pannello pelli alluminio
Lunghezza[mm]	1600	1600	1600
Larghezza[mm]	930	930	930
Spessore[mm]	4	4	5
Volume[m3]	0,005952	0,005952	0,00744
Lunghezza schiuma[mm]	1600	1600	1600
Larghezza schiuma[mm]	930	930	930
Spessore schiuma[mm]	20	30	20
Volume schiuma[m3]	0,02976	0,04464	0,02976
Densità[kg/m3]	2800	2800	2800
Densità schiuma[kg/m3]	555	555	555
Massa[kg]	49,848	58,1064	58,1808
Max inflessione[m]	0,0594392	0,0526107	0,055787
Max inflessione[mm]	59,4392	52,6107	55,787
Indice[m/kg]	0,001192409	0,00090542	0,000958856
Indice[mm/kg]	1,192408923	0,905420057	0,958855842

La tab.7-12 fornisce dati significativi sulle prove svolte in quanto ci permette di capire quale è il parametro che porta ad avere un miglioramento dell'inflessione.

Tabella 7-13: Variazioni percentuali.

	Variazione spessore cuore	Variazione spessore pelle
Aumento % della massa	14%	14%
Diminuzione % Inflessione	11%	6%

La tabella delle variazioni (tab.7-13) ci mostra come un aumento percentuale equivalente della massa porti ad avere una notevole differenza nella diminuzione dell'inflessione per ciò che riguarda l'aumento di spessore di pelle e l'aumento di spessore di cuore. Si è trovato, quindi, che lo spessore di cuore influenza maggiormente la diminuzione dell'inflessione.

Si vuole ora studiare a che valore è possibile arrivare con lo spessore del cuore per avere risultati soddisfacenti di inflessione cercando di rimanere all'interno dei vincoli del problema.

Per fare questo si è ricercata l'equazione che ci permette di calcolare la freccia per una trave vincolata con doppio incastro. Il sistema è tre volte iperstatico.



Figura 7.43: Schema grafico di una trave con doppio incastro. La trave è definita tre volte iperstatica.

Per la risoluzione di questo schema si deve partire dalla ricerca delle reazioni vincolari. Il calcolo, non essendo la struttura isostatica, non può essere eseguito seguendo il solo principio degli equilibri. Si deve passare attraverso la trasformazione degli incastri in vincoli con più gradi di libertà.

Il caso che si è studiato è abbastanza semplice perché la forza applicata è esattamente nel mezzo della trave.

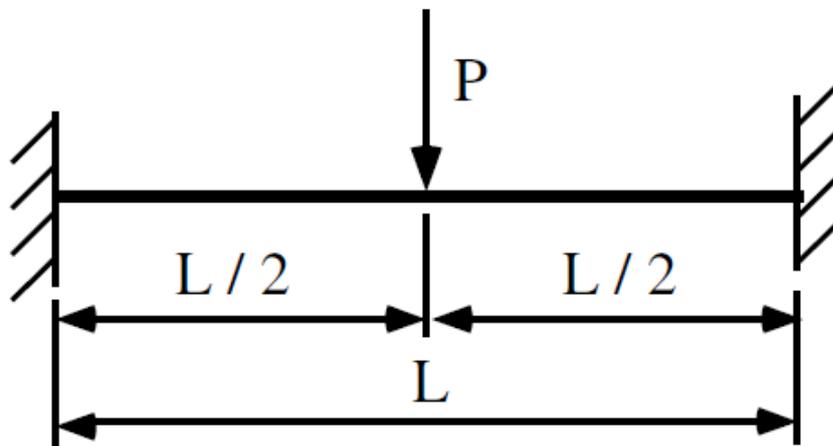


Figura 7.44: Schema grafico della trave considerata con la forza applicata nel centro.

Per prima cosa dobbiamo ricercare le reazioni vincolari, quindi togliamo gli incastri e inseriamo le relative forze e momenti.



Figura 7.45: Schema delle reazioni vincolari della trave.

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti si ottiene:

$$\begin{cases} V_A + V_B - P = 0 \\ M_B + P \frac{L}{2} - M_A - V_A L = 0 \\ M_A + P \frac{L}{2} - V_B L - M_B = 0 \\ M_A = M_B = M \end{cases}$$

Risolvendo il sistema rimangono le due equazioni centrali che hanno come variabili V_A e V_B , mentre i momenti si annullano.

Per cercare i momenti devo trasformare gli incastri in cerniere mettendo in evidenza i gradi di libertà e successivamente imporre le condizioni al contorno date dalla presenza reale degli incastri.

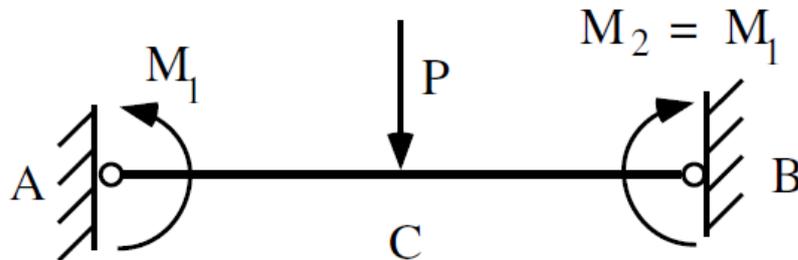


Figura 7.46: Trasformazione degli incastri in cerniere.

Rotazione degli incastri nulla.

Calcoliamo la rotazione data dai momenti e dalla forza e imponiamo un valore di zero.

Momento

$$v''(x) = \frac{M}{EJ}$$

$$v'(x) = \frac{M}{EJ}x + A$$

$$v'(L/2) = 0$$

$$A = -\frac{ML}{2EJ}$$

L'equazione della rotazione data dal momento è quindi: $v'(x) = \frac{M}{EJ}x - \frac{ML}{2EJ}$.

Forza

$$v''(x) = \frac{P}{EJ}x$$

$$v'(x) = \frac{P}{EJ} \frac{x^2}{2} + A$$

$$v'(L/2) = 0$$

$$A = -\frac{PL^2}{8EJ}$$

L'equazione della rotazione data dalla forza è quindi: $v'(x) = \frac{P}{EJ} \frac{x^2}{2} - \frac{PL^2}{8EJ}$.

Sommando l'equazione del momento moltiplicata per due e quella della forza nel punto $x=L/2$ e imponendo l'uguaglianza a zero otteniamo:

$$-\frac{ML}{2EJ} - \frac{PL^2}{8EJ} - \frac{ML}{2EJ} = 0$$

Eseguendo qualche passaggio si ottiene

$$-\frac{ML}{2EJ} - \frac{PL^2}{8EJ} - \frac{ML}{2EJ} = 0$$

$$-M - \frac{PL}{8} = 0$$

$$M = -\frac{PL}{8}$$

Trovate le reazioni vincolari è possibile calcolare la freccia nel punto centrale della trave.

Per prima cosa ricaviamo l'equazione della freccia data dal momento e dalla forza.

$$v(x) = v_M(x) + v_P(x)$$

$$v(x) = \frac{1}{EJ} \left[-\frac{PL}{8} \frac{x^2}{2} + \frac{PL^2}{16} x - \frac{PL^3}{64} + \frac{PL}{4} \frac{x^3}{3} - \frac{PL^2}{16} x + \frac{PL^3}{48} \right]$$

$$v(x) = \frac{1}{EJ} \left[+\frac{P}{12} x^3 - \frac{PL}{16} x^2 + \frac{PL^3}{192} \right]$$

$$v(0) = \frac{PL^3}{192 EJ}$$

Avendo ottenuto questa equazione della freccia per il centro della trave, è ora possibile cercare quel valore di spessore ottimizzato che permetta di avere il minimo valore della freccia. Eseguiamo questo calcolo con il solutore di Excel. Per il calcolo della freccia verrà utilizzato il modulo di Young specifico delle lastre ovvero ricavato da una relazione tra il modulo elastico del materiale e il suo coefficiente di Poisson:

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

Lo scopo principale del lavoro è quello di ricercare la configurazione ottima mantenendo le stesse prestazioni della lastra di acciaio, diminuendo la massa.

La ricerca dell'ottima configurazione parte dall'analisi analitica per poi procedere con quella numerica.

I calcoli analitici sono stati eseguiti con il risolutore di Excel mettendo come vincolo la massima inflessione, pari a quella della lastra di acciaio, e come obiettivo la minimizzazione della massa, variando prima lo spessore di pelle e poi lo spessore di cuore. Per tenere conto dell'aspetto dinamico del problema studiato si utilizza la relazione che lega l'impulso e la quantità di moto per avere la forza adeguata al calcolo della freccia.

$$I = F \cdot (t_2 - t_1) = F \cdot \Delta t$$

$$F \cdot \Delta t = m \cdot v$$

$$F = \frac{m \cdot v}{\Delta t}$$

Dove la massa e la velocità sono quelle del peso e il Δt è la durata del contatto tra il peso e il pannello. Dalle prove effettuate si ricava che il tempo di contatto è pari circa a 0,0078s. La massa del peso è pari a 227kg, mentre la velocità di impatto è circa 10,11m/s. Da qui si ricava una forza pari a 294226,9N.

Tabella 7-14: Valori degli spessori del pannello ricavati mediante risolutore Excel. a) variazione dello spessore di pelle per valori predefiniti del cuore; b) variazione dello spessore di cuore per valori predefiniti di pelle.

a)

Variazione cuore		
Cuore	Pelle	Massa
5	7,315388	65,08687
7	6,40411	59,14505
9	5,557415	53,74139
10	5,162317	51,27495
12	4,433897	46,85686
15	3,501068	41,5613
18	2,751892	37,79609
20	2,34277	36,03863
28	1,235344	33,4174

b)

Variazione pelle		
Pelle	Cuore	Massa
1	30,6144	33,61539
2	21,971	34,81013
3	16,9272	38,97756
4	13,31949	44,33097
5	10,42637	50,27451
6	7,933548	56,54864

La tab.7-14 mostra come variano i valori di pelle per valori ben definiti di cuore e viceversa. La massa si adegua di conseguenza mantenendo costante la deflessione massima. Il problema di questi dati è che hanno tante cifre decimali. In commercio non esistono pannelli con dimensioni così precise, in quanto si arriva alla misura del millimetro. Vediamo allora come varia la massa se teniamo come riferimento la misura degli spessori approssimata all'unità. L'approssimazione sarà fatta sia per difetto che per eccesso per poterne vedere le differenze.

Tabella 7-15: Approssimazioni degli spessori di pelle per valori predefiniti di cuore.

		Variazione cuore		
		Difetto		Eccesso
Cuore	Pelle	Massa	Pelle	Massa
5	7	62,4588	8	70,7916
7	6	55,77768	7	64,11048
9	5	49,09656	6	57,42936
10	5	49,9224	6	58,2552
12	4	43,24128	5	51,57408
15	3	37,386	4	45,7188
18	2	31,53072	3	39,86352
20	2	33,1824	3	41,5152
28	1	31,45632	2	39,78912

Tabella 7-16: Approssimazioni degli spessori di cuore per valori predefiniti di pelle.

		Variazione pelle		
		Difetto		Eccesso
Pelle	Cuore	Massa	Cuore	Massa
1	30	33,108	31	33,93384
2	21	34,00824	22	34,83408
3	16	38,21184	17	39,03768
4	13	44,06712	14	44,89296
5	10	49,9224	11	50,74824
6	7	55,77768	8	56,60352

Le prove analitiche rivelano che le configurazioni di pannello con gli spessori approssimati per difetto hanno prestazioni peggiori di quelle della lastra di acciaio, per questo motivo non saranno prese in considerazione. Delle approssimazioni per eccesso si deve ricercare quella che ha il minimo della massa. Di seguito verranno riportati i grafici relativi ai dati delle tabelle 7-15 e 7-16.

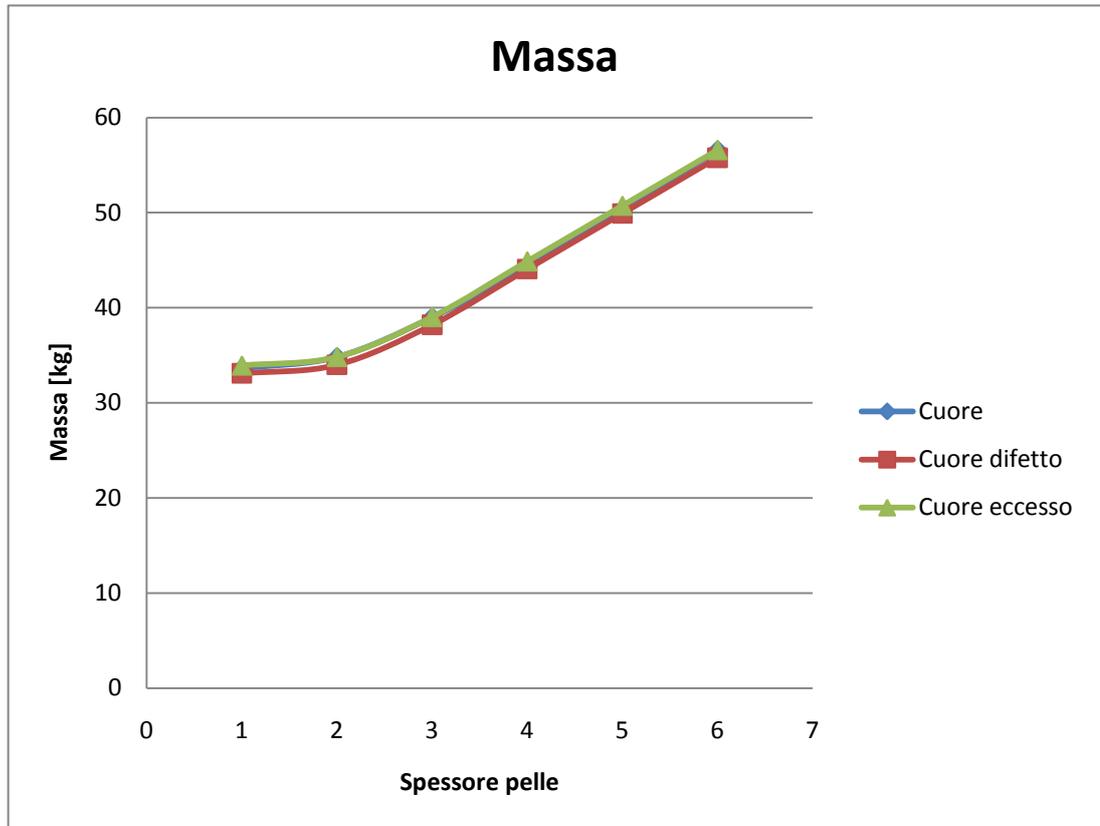


Figura 7.47: Variazione della massa in funzione dello spessore di pelle per le diverse approssimazioni del cuore.

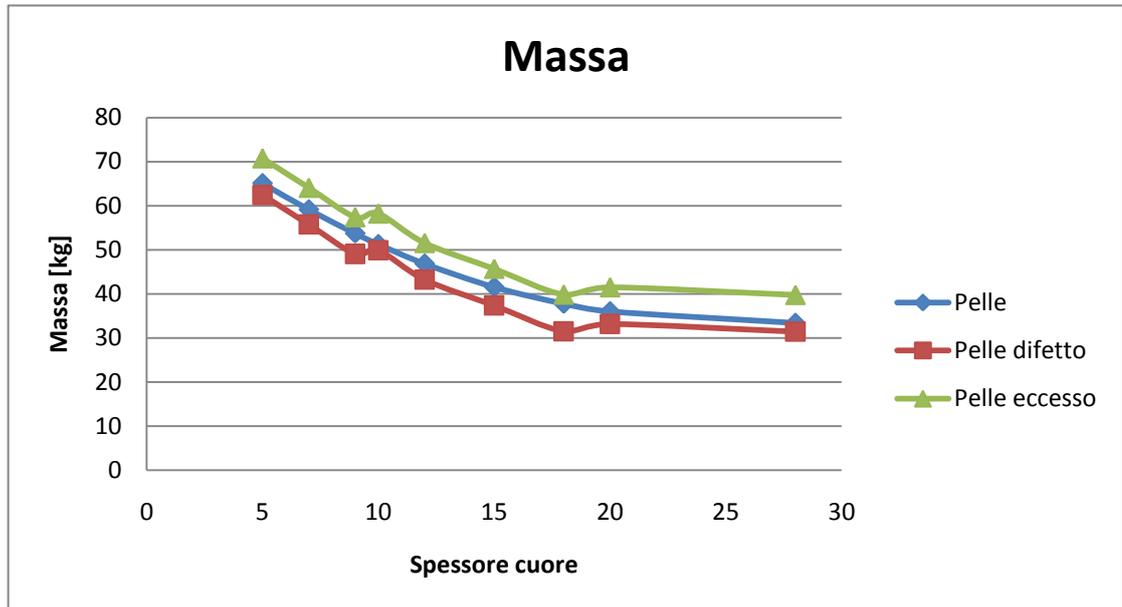


Figura 7.48: Variazione della massa in funzione dello spessore di cuore per le diverse approssimazioni della pelle.

Sia dalle tabelle 7-15 e 7-16 che dalle figure 7.47 e 7.48 si nota che le configurazioni migliori sono quelle con:

- Spessore 31mm di cuore e spessore 1mm di pelle;
- Spessore 18mm di cuore e spessore 3mm di pelle.

Vediamo tra le due quale è la migliore in assoluto per quanto riguarda la diminuzione della massa.

Tabella 7-17: Diminuzione della massa rispetto alla lastra d'acciaio.

		Diminuzione massa
Massa lastra	74,28096	0%
Massa pannello cuore 31mm pelle 1mm	33,93384	54%
Massa pannello cuore 18mm pelle3mm	39,86352	46%

La tabella 7-17 evidenzia che la migliore configurazione è quella che comporta una diminuzione della massa del 54%.

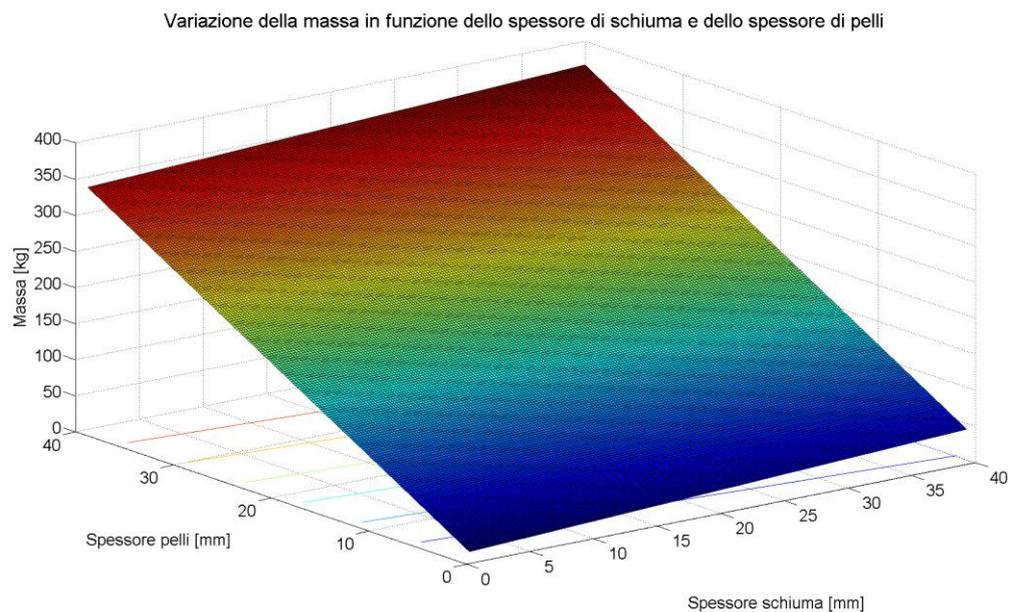


Figura 7.49: Andamento della massa del pannello in funzione della variazione dello spessore di pelle e di cuore.

Tabella 7-18: Previsioni analitiche della configurazione ottima.

Spessore pelle	1	mm
Spessore cuore	31	mm
Lunghezza	1600	mm
Larghezza	930	mm
Forza	294226,9	N
Jcuore	3972133,333	mm ⁴
Jpelli	819466,6667	mm ⁴
Ecuore	3687,849	Mpa
Epelli	73100	Mpa
EJeq	81924880521	
Densità schiuma	555	kg/m ³
Densità pelle	2800	kg/m ³
Massa	33,93384	kg
Inflessione	76,61702395	mm
Massa limite	74,28096	kg
Max infl acciaio	78,7013	mm

Il prossimo passo sarà quello di confrontare la previsione analitica con una analisi numerica fatta con la simulazione ad Abaqus.

Riportando i risultati nel foglio di calcolo Excel ottengo il seguente grafico:

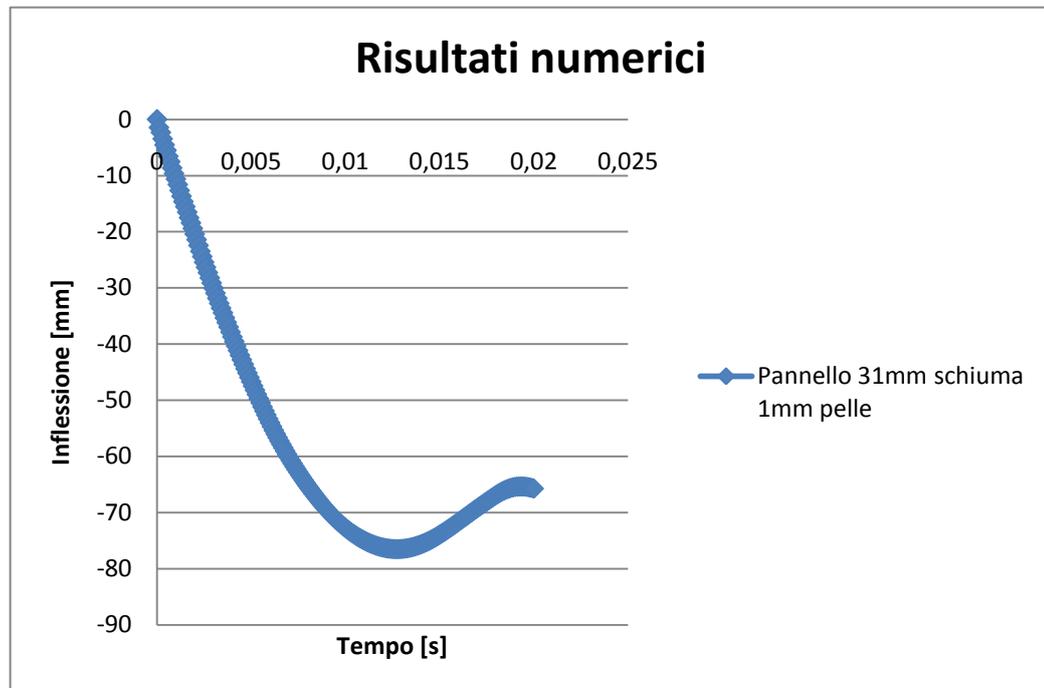


Figura 7.50: Risultati della prova numerica.

La simulazione ha dato come risultato una inflessione massima di 76,5418mm che confrontato con quello della previsione analitica è da considerarsi molto buono.

Vediamo adesso in termini di energia assorbita come si comporta il pannello studiato.

Tabella 7-19: Verifica dell'energia di deformazione.

	Pannello cuore 20mm pelle 4mm	Pannello cuore 20mm pelle 5mm	Pannello cuore 30mm pelle 4mm	Pannello cuore 31mm pelle 1mm	
Massa	227	227	227	227	kg
Altezza	5,2	5,2	5,2	5,2	m
Accelerazione di gravità	9,81	9,81	9,81	9,81	m/s ²
Energia potenziale	11579,724	11579,724	11579,724	11579,724	J
Velocità massima	5,22587	5,19784	4,78706	2,91882	m/s
Energia cinetica	3099,652909	3066,490866	2600,959581	966,9644068	J
Energia dissipata	8480,071091	8513,233134	8978,764419	10612,75959	J
Aumento energia dissipata	0,00%	0,39%	5,55%	20,10%	

Anche dal punto di vista dell'energia dissipata il pannello studiato è da considerarsi il migliore. Lo spessore della schiuma permette un migliore assorbimento dell'urto.

Le prove svolte sino adesso, sono state eseguite per la ricerca della configurazione ottima del pannello da utilizzare per eseguire la sperimentazione. Il pannello ritrovato ha delle buone caratteristiche sia in termini di diminuzione di massa che in termini di aumento di energia dissipata.

A questo punto si è scelto di utilizzare i materiali presenti nel laboratorio MUSP per la realizzazione del pannello, pertanto le dimensioni di quest'ultimo non saranno quelle dello studio per la ricerca dell'ottimo. Il laboratorio ha a disposizione pannelli di schiuma di 10mm di spessore: incollandone tre avremo uno spessore totale di schiuma pari a 30mm. Con questo spessore di cuore non è più possibile, però, utilizzare pelli da 1mm in quanto le prestazioni sarebbero peggiori di quelle della sola lastra di acciaio, come si può vedere nella tab. 7-20; pertanto bisognerà utilizzare pelli da 2mm di spessore (vedi tab.7-21).

Tabella 7-20: previsioni analitiche con la configurazione da 30mm di schiuma e 1mm di pelle.

Spessore pelle	1	mm
Spessore cuore	30	mm
Lunghezza	1600	mm
Larghezza	930	mm
Forza	294226,9	N
Jcuore	3600000	mm ⁴
Jpelli	769066,6667	mm ⁴
Ecuore	3687,849	Mpa
Epelli	73100	Mpa
EJeq	76368164542	
Densità schiuma	555	kg/m ³
Densità pelle	2800	kg/m ³
Massa	33,108	kg
Inflessione	82,19184749	mm
Massa limite	78,7013	kg
Max infl acciaio	78,7013	mm

Tabella 7-21: Previsioni analitiche con la configurazione di 30mm di schiuma e 2mm di pelli.

Spessore pelle	2	mm
Spessore cuore	30	mm
Lunghezza	1600	mm
Larghezza	930	mm
Forza	294226,9	N
Jcuore	3600000	mm ⁴
Jpelli	1640533,333	mm ⁴
Ecuore	3687,849	Mpa
Epelli	73100	Mpa
EJeq	1,46373E+11	
Densità schiuma	555	kg/m ³

Densità pelle	2800	kg/m3
Massa	41,4408	kg
Inflessione	42,88256265	mm
Massa limite	74,28096	kg
Max infl acciaio	78,7013	mm

Dalla tab.7-21 si nota, inoltre, che l'inflessione migliora del 45%, mentre la massa diminuisce del 44% rispetto ai valori della lastra di acciaio. La diminuzione della massa, con questa configurazione da laboratorio, è leggermente inferiore rispetto alla configurazione teorica con 18mm di schiuma e 3mm di pelli (tab.7-17). Per contro l'inflessione è migliorata del 10%. Si ritiene, quindi, che la configurazione da testare con la sperimentazione sia quella con 30mm di schiuma e 2mm di pelli.

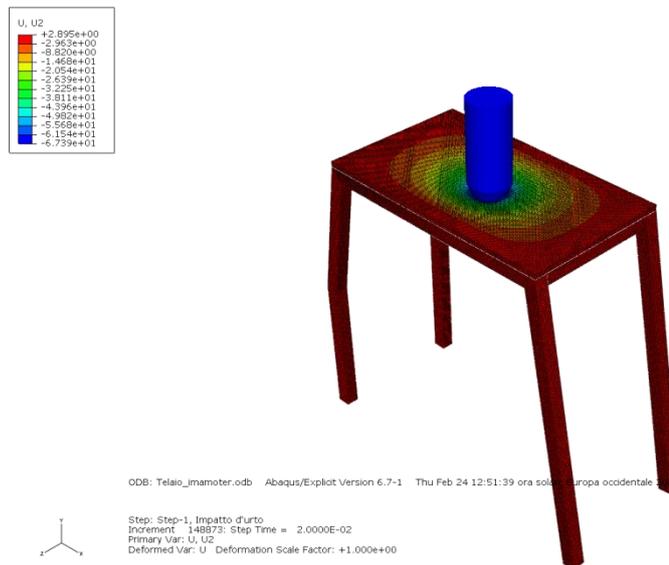


Figura 7.51: Prova finale del pannello ottimizzato sul telaio proposto da IMAMOTER.

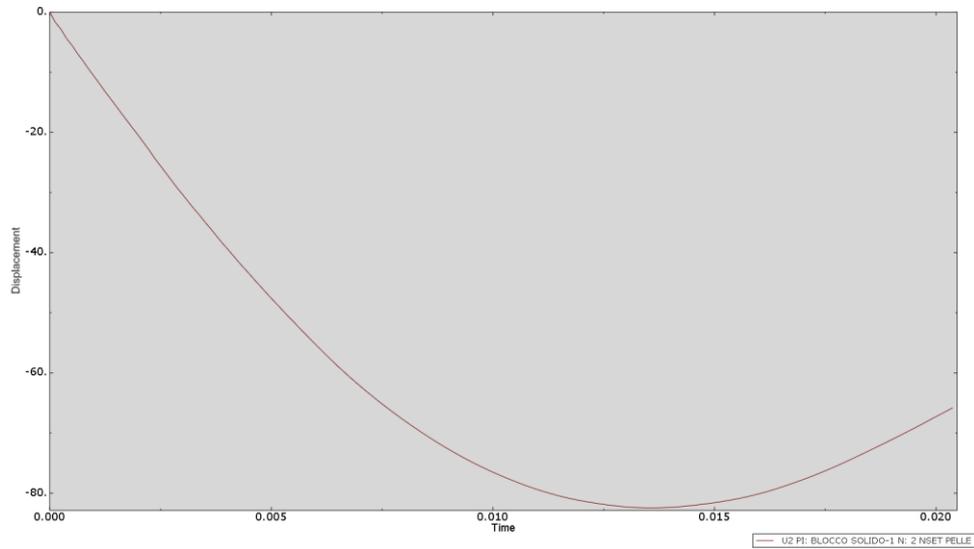


Figura 7.52: Andamento della posizione nel tempo del pannello ottimizzato posto sul telaio proposto da IMAMOTER.

Dai dati ricavati da Abaqus vediamo che la massima inflessione è pari a 82,5mm.

Per semplificare l'esecuzione della prova si è pensato ad un telaio alternativo a quello proposto da IMAMOTER. Il telaio alternativo è formato da tubolari quadrati di dimensione 80x80mm con spessore di 10mm. Le dimensioni sono circa quelle del telaio di IMAMOTER, solo che cambia leggermente la forma.

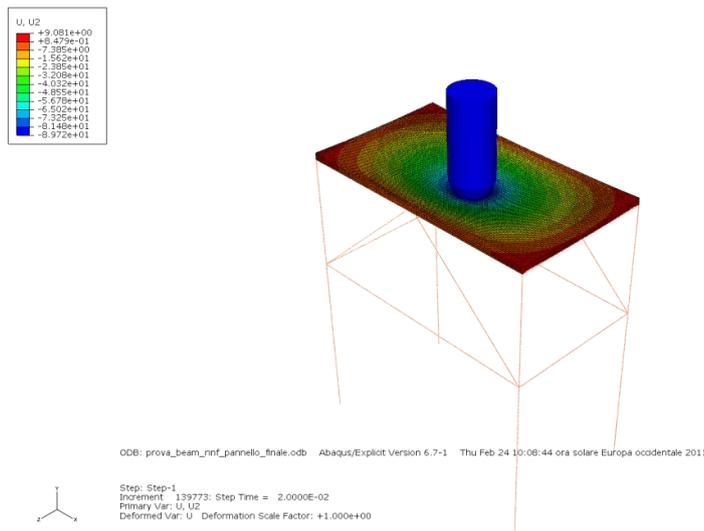


Figura 7.53: Proposta alternativa del telaio.

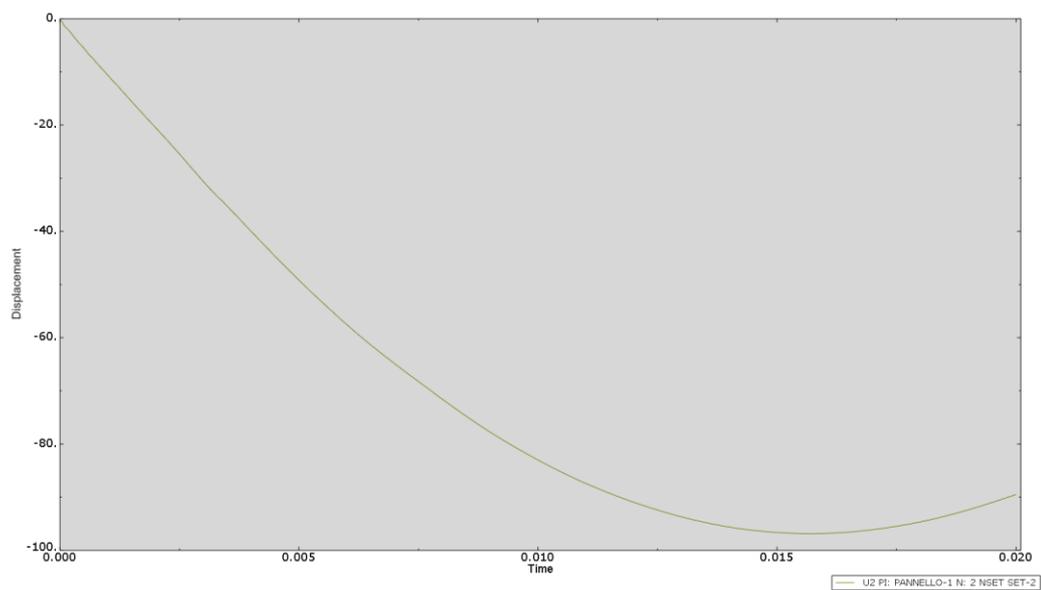


Figura 7.54: Andamento nel tempo della posizione del punto di impatto.

Dai dati di Abaqus è possibile ricavare la massima inflessione pari a 96,6mm. Le due soluzioni differiscono nei valori di inflessione ma è possibile, comunque, verificare questi dati con le prove sperimentali. La scelta della configurazione da verificare può essere effettuata sulla disponibilità dei materiali dei due laboratori.

8 Prove sperimentali

8.1 Progettazione dell'esperimento

L'esperimento verrà svolto seguendo le direttive della normativa ISO 3774 per quanto riguarda la prova FOPS di secondo livello (Capitolo 3). La prova si svolge con un peso di 227kg che cade sul pannello da una altezza di circa 5,2m avendo una energia di 11600J. Al contrario della prova reale, in cui si utilizza un manichino per testare la riuscita o meno del test, si è deciso di utilizzare degli strumenti di misura che ci permettano di avere dei dati da confrontare con i risultati delle prove numeriche.

La prova verrà eseguita posizionando un sensore laser sotto la cabina dove dovrebbe trovarsi il manichino. Il laser è puntato nella zona di impatto in modo tale che si riescano ad avere i valori di spostamento del pannello. (Per precauzione sarebbe meglio coprire lo strumento laser con qualche protezione rigida, nel caso di imprevisti).

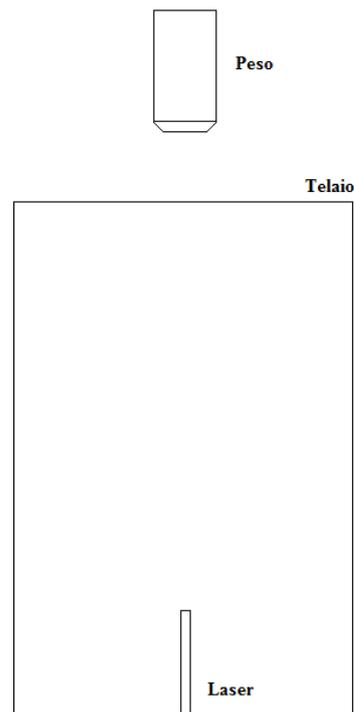


Figura 8.1: Posizionamento del laser di misura.

Gli estensimetri verranno collocati nella parte inferiore del pannello adiacenti alla zona di impatto per avere un'idea delle deformazioni che avvengono in quella zona. Le deformazioni che si vogliono studiare sono quelle nelle direzioni

perpendicolari a quella di impatto. Se consideriamo un sistema cartesiano tridimensionale, la direzione di impatto è quella della y , mentre le direzioni in cui si vogliono monitorare le deformazioni saranno quella lungo x e quella lungo z .

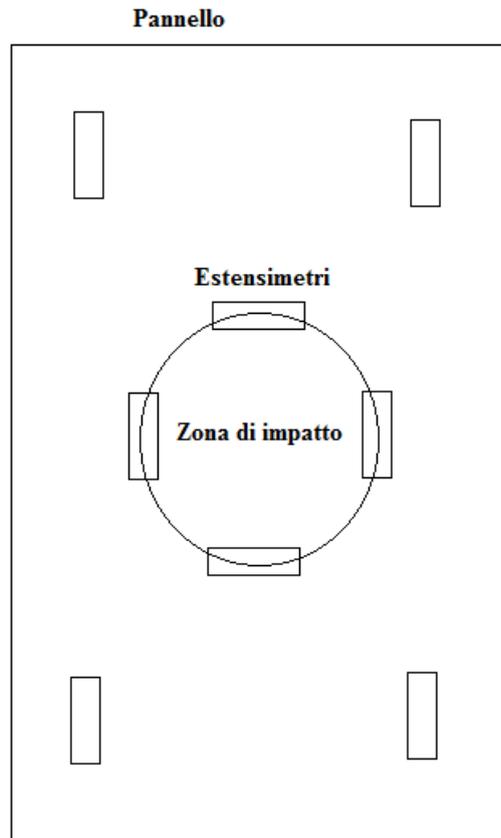
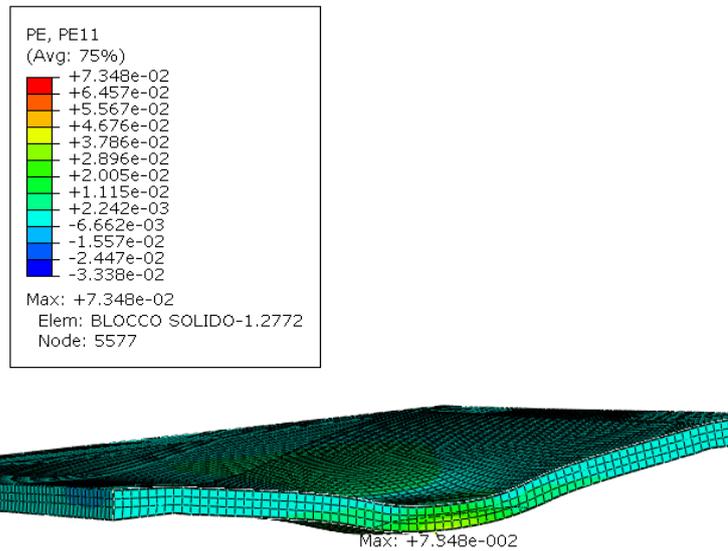


Figura 8.2: Posizionamento degli estensimetri.

Gli estensimetri esterni alla zona di impatto serviranno per monitorare le deformazioni subite dal pannello per effetto dell'impatto. Si verificherà, così, l'effetto dato dall'azione interna flessionale del pannello sandwich.

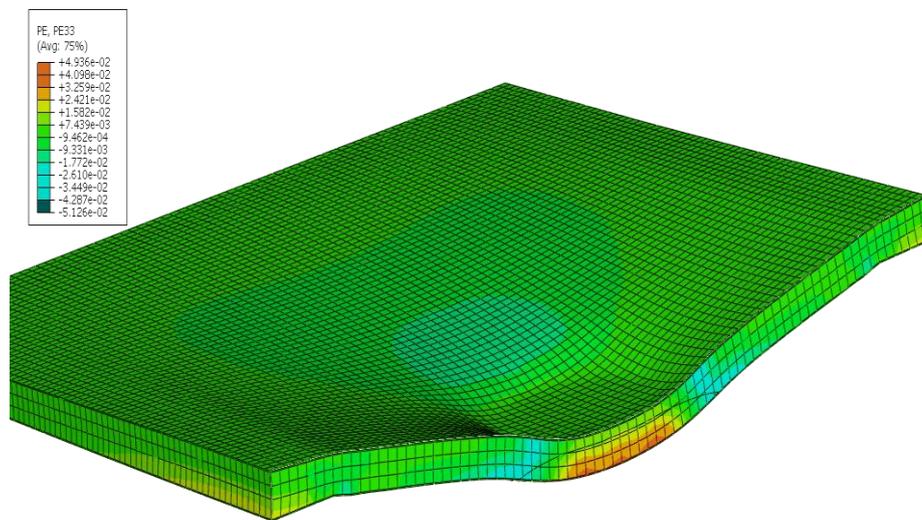
Per poter confrontare al meglio i dati sperimentali con quelli numerici, di seguito verranno riportati i valori ricavati dalle simulazioni ad Abaqus.



ODB: Telaio_imamoter.odb Abaqus/Explicit Version 6.7-1 Thu Feb 24 1

Step: Step-1, Impatto d'urto
Increment 148873: Step Time = 2.0000E-02
Primary Var: PE, PE11
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

Figura 8.3: Deformazione nella direzione principale x.

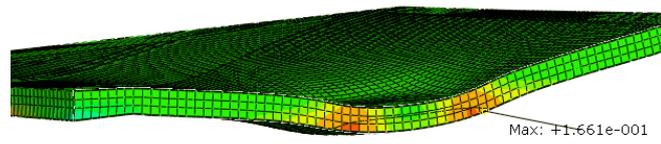
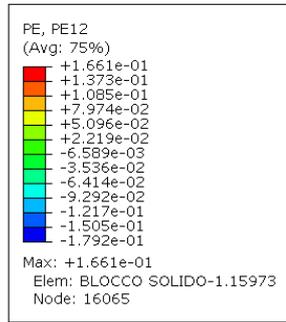


ODB: Telaio_inamoter.odb Abaqus/Explicit Version 6.7-1 Thu Feb 24 12:51:39 ora solare Europa occidentale 2011



Step: Step-1, Impatto d'urto
Increment: 121666; Step Time = 1.6250E-02
Primary Var: FE, PE33
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

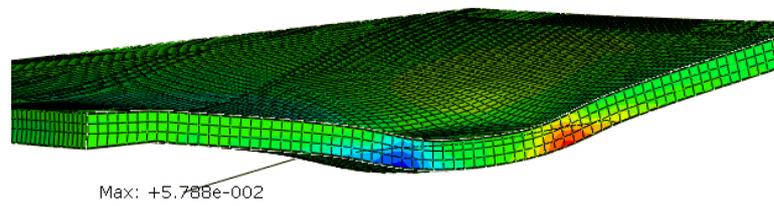
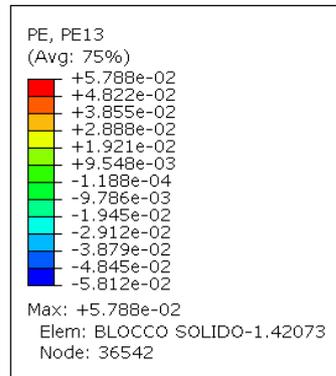
Figura 8.4: Deformazione in direzione z.



ODB: Telaio_imamoter.odb Abaqus/Explicit Version 6.7-1 Thu Feb 24 1

Step: Step-1, Impatto d'urto
Increment 148873; Step Time = 2.0000E-02
Primary Var: PE, PE12
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

Figura 8.5: Deformazione nelle direzioni xy.

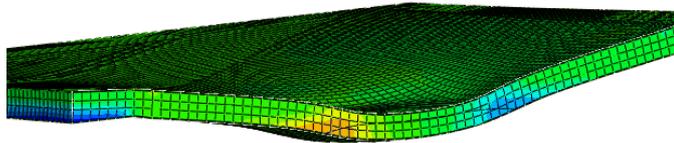
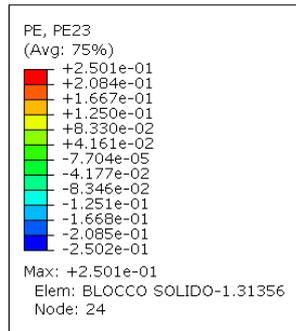


ODB: Telaio_imamoter.odb Abaqus/Explicit Version 6.7-1 Thu Feb 24 1



Step: Step-1, Impatto d'urto
Increment 103528: Step Time = 1.3750E-02
Primary Var: PE, PE13
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

Figura 8.6: Deformazione nelle direzioni xz.



ODB: Telaio_imamoter.odb Abaqus/Explicit Version 6.7-1 Thu Feb 24 1

Step: Step-1, Impatto d'urto
Increment: 130735; Step Time = 1.7500E-02
Primary Var: PE, PE23
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

Figura 8.7: Deformazioni nelle direzioni yz.

Tabella 8-1: Dati riassuntivi delle deformazioni.

Deformazioni	Positivo	Negativo
xx	7,35E-02	-3,34E-02
zz	4,94E-02	-5,13E-02
xy	1,66E-01	-1,79E-01
xz	5,79E-02	-5,81E-02
yz	2,50E-01	-2,50E-01

Infine la high-speed cam sarà disposta a debita distanza dalla zona del test e verrà utilizzata per ricavare la velocità del peso dopo l'impatto, per poter

calcolare l'energia di deformazione assorbita dal pannello. In questo modo si hanno a disposizione le stesse grandezze controllate nella simulazione numerica per poter fare un confronto.

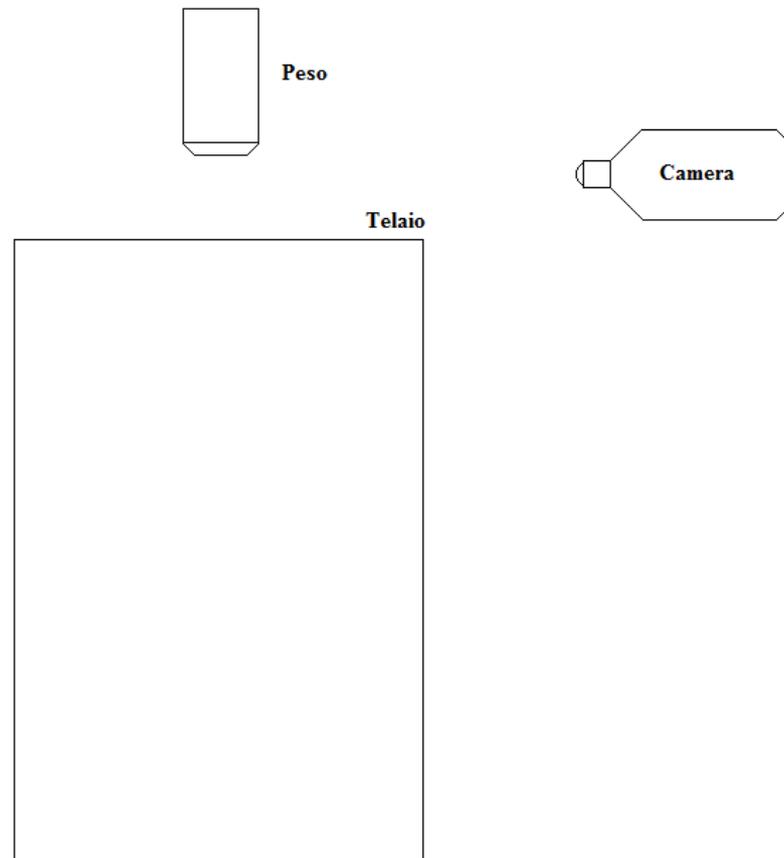


Figura 8.8: Posizionamento della High-speed Camera.

8.1.1 Sistema di acquisizione dei dati

Un sistema di acquisizione dati è un sistema di misura elettronico realizzato per monitorare, registrare e post-elaborare le misure di una o più grandezze fisiche. Parlando di sistema si intende un insieme di strumenti opportunamente collegati per formare una catena di misura.

Gli strumenti principali per acquisire un segnale fornito da uno strumento sono un trasduttore che converte la grandezza di interesse in un segnale elettrico, e un acquisitore che legge il segnale elettrico e provvede alla sua registrazione. Non è detto che questi sistemi abbiano propri dispositivi di input/output (visualizzatori, monitor, pulsantiere), per cui occorre collegarli ad un terminale remoto. La

maggior parte dei moderni sistemi di acquisizione dispone di interfacce standard ed elaboratori remoti, allo scopo di trasferire velocemente i dati ed elaborarli.

La quasi totalità dei sistemi di acquisizione è progettata per registrare più misure contemporaneamente. Questo nasce dall'esigenza degli utilizzatori di volere più informazioni relative a diverse grandezze che permettono di studiare il comportamento dell'oggetto che si sta studiando. Il dispositivo di registrazione è in grado di ricevere i diversi segnali e collegarli a linee di registrazione indipendenti chiamate canali.

I dati acquisiti vengono registrati su supporti sufficientemente stabili per avere il tempo di analizzarli o, al limite, essere conservati per un tempo indeterminato. I primi sistemi di memorizzazione si basavano su tecnologia analogica e i dati finivano registrati su plotter elettromagnetici o nastri magnetici. Lo sviluppo tecnologico ha portato alla nascita di dispositivi basati sull'utilizzo di processori e sull'elaborazione digitale dei dati. Questi dispositivi dispongono di memorie volatili (memorie RAM) necessarie per il funzionamento del processore; tuttavia la memoria destinata a raccogliere i dati non è quella di tipo volatile ma bensì di tipo magnetico come gli hard-disk oppure elettro-ottico come i CD-ROM o i DVD.

Quasi tutti i sistemi digitali, inoltre, grazie alla presenza di un elaboratore interno, possono fornire le misure direttamente in unità ingegneristica. Questo perché in fase di settaggio è possibile inserire dati necessari alla conversione del segnale elettrico dei trasduttori in un valore della grandezza che realmente si sta osservando.

8.1.2 Struttura di un sistema di acquisizione

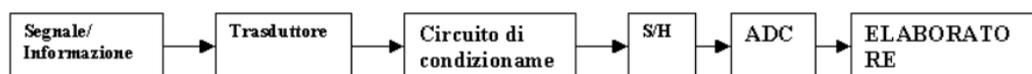


Figura 8.9: Schema di un sistema di acquisizione dati.

Il segnale proveniente dallo strumento di misura arriva al trasduttore che lo trasforma in un segnale elettrico. Questo segnale entra nel circuito di condizionamento che lo amplifica, lo filtra e lo standardizza in modo tale che il convertitore analogico-digitale riesca a elaborarlo. Prima di arrivare al convertitore il segnale viene campionato dal dispositivo *Sample and hold*. Il S/H blocca il valore del segnale ad una frequenza nota rendendolo disponibile ad una conversione. Il convertitore, come già accennato, permette di trasformare il segnale analogico in una stringa binaria. Infine l'elaboratore permette di manipolare i dati forniti dal convertitore.

Lo schema riportato in fig.8.9 è quello di un sistema di acquisizione ad un solo canale. Come già accennato in precedenza esistono situazioni in cui è necessario acquisire più segnali riferiti a grandezze diverse per riuscire a collegarle al

fenomeno studiato. In questi casi si utilizzano i sistemi di acquisizione multicanale.

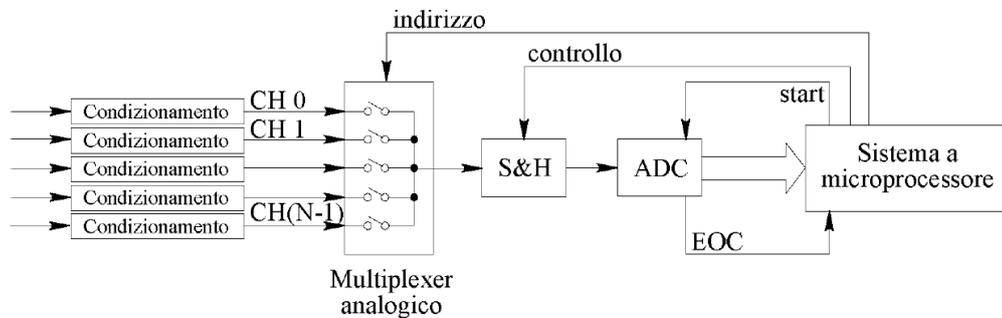


Figura 8.10: Schema di un sistema di acquisizione multicanale con campionamento sequenziale.

Lo schema di fig.8.10 mostra un ingresso multicanale controllato da un multiplexer. Il multiplexer è un dispositivo che gestisce l'acquisizione sequenziale dei vari canali chiudendo con un interruttore il circuito del canale del quale si vuole eseguire il campionamento. In questo modo non avviene la ricezione simultanea delle grandezze misurate, ma queste saranno sfasate di un ritardo Δt .

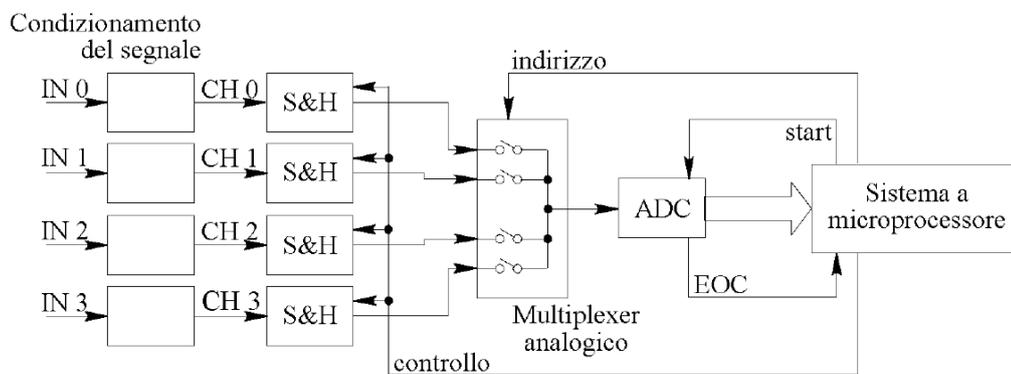


Figura 8.11: Schema di un sistema di acquisizione dati con convertitore sequenziale.

La fig.8.11 mostra invece un sistema multicanale in cui il campionamento viene eseguito in modo simultaneo in quanto è presente un dispositivo S/H per ciascun canale. La sequenzialità dell'analisi è data dalla presenza dell'unico convertitore, per cui entra ancora in gioco il multiplexer che consente l'entrata di un solo segnale campionato.

Per entrambi i tipi di sistema multicanale bisogna soffermarsi a riflettere sulla frequenza di campionamento. La frequenza di campionamento totale del sistema si deve dividere nei canali di acquisizione. Quindi ogni canale avrà una frequenza di campionamento inferiore a quella che il sistema riesce ad eseguire. In altri termini $f_i < f_c/N$.

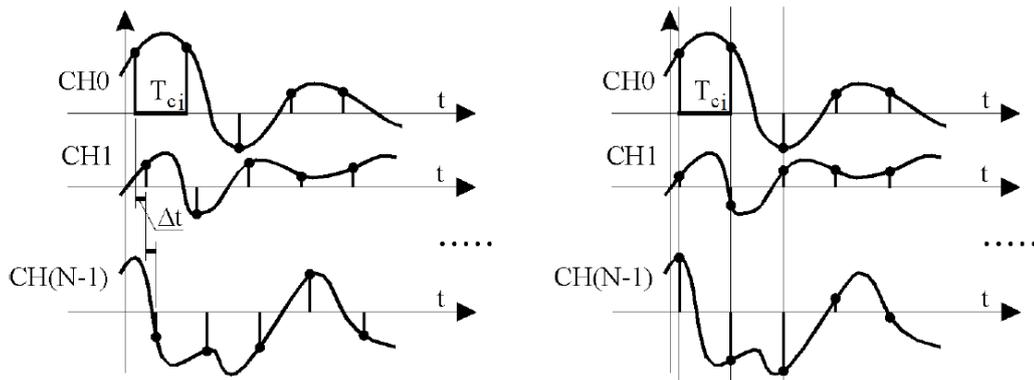


Figura 8.12: Differenze tra un campionamento sequenziale e un campionamento simultaneo.

La fig.8.12 mostra la differenza tra un sistema a campionamento multiplo e un sistema a campionamento multiplo contemporaneo. Si nota che nel primo caso è presente un ritardo Δt ; mentre nel secondo caso i campionamenti sono sincroni.

8.1.3 Schede di acquisizione

Una scheda di acquisizione è un componente elettronico che può essere integrato o meno con un elaboratore e permette l'acquisizione dei data da parte di un sistema. Solitamente queste schede di acquisizione accettano in input sia dati analogici che digitali. Il numero di canali analogici in ingresso è tipicamente pari a quattro, ma sale a diverse decine per sistemi con multiplexer. La frequenza di campionamento varia da poche decine di kilohertz a diversi megahertz.

8.1.4 Software per l'acquisizione dei dati

Il software più comunemente utilizzato in questo tipo di prove prende il nome di LabVIEW prodotto dalla National Instruments [28]. Questo programma è utilizzato dalla maggior parte degli ingegneri e scienziati per la realizzazione di complicate misurazioni. Il software permette di gestire l'acquisizione e l'analisi dei dati raccolti dal sistema di misura una volta che questi sono arrivati al dispositivo chiamato elaboratore. Il programma è molto intuitivo in quanto ha

una interfaccia grafica che permette la visione di pulsanti per interagire con il sistema di misura.



Figura 8.13: Schermate video del software LabVIEW.

Il fenomeno che si sta studiando è un urto, pertanto il tempo di impatto è minimo e la durata del fenomeno è di qualche centesimo di secondo. Il nostro obiettivo è quello di misurare cosa accade in quell'arco temporale molto ridotto. Dalle prove numeriche si è visto che il fenomeno dell'impatto dura all'incirca 0,015 secondi. Per precauzione si è scelto di estendere il tempo della misurazione a 0,02 secondi. In questo arco temporale dobbiamo decidere quanti campionamenti eseguire. Per avere una buona conoscenza del fenomeno sarebbe opportuno avere un elevato numero di campionamenti. D'altra parte, però, un alto numero di campionamenti comporta una successiva elaborazione più complessa.

Un buon compromesso sarebbe quello di avere 10 campionamenti al millisecondo, ovvero 10000 campionamenti al secondo. Serve pertanto una scheda di acquisizione con una frequenza maggiore di 10kHz.

Guardando sul catalogo della National Instruments si trova una scheda di acquisizione con il nome NI SCIX-1120. Questa scheda permette di acquisire e analizzare sia i segnali provenienti dagli estensimetri, sia quello dal laser di misura.



Figura 8.14: Scheda di acquisizione modello NI SCIX-1120 prodotta dalla National Instruments.

La scheda ci permette pertanto di acquisire più segnali contemporaneamente riferiti allo stesso fenomeno. I dati da acquisire saranno pertanto quello del laser posto sotto il pannello e quello degli estensimetri. Eseguiamo, quindi, una misurazione multicanale con un campionamento simultaneo in modo da avere due grandezze differenti misurate agli stessi istanti.

Tabella 8-2: Specifiche della scheda di acquisizione NI SCIX-1120.

Product Name	SCXI-1120
Product Family	Signal Conditioning
Form Factor	SCXI
Part Number	776572-20
Operating System/Target	Windows , Real-Time , Linux
LabVIEW RT Support	Yes
Measurement Type	Bridge-based sensor , Current , RTD , Strain gauge , Temperature , Thermistor , Thermocouple , Voltage
Isolation Type	Ch-Ch Isolation
RoHS Compliant	No

Signal Conditioning	Low-pass filtering , Cold-junction compensation , 0-20 mA current input
Analog Input	
Channels	0 , 8
Single-Ended Channels	0
Differential Channels	8
Sample Rate	333 kS/s
Max Voltage	5 V
Maximum Voltage Range	-5 V , 5 V
Simultaneous Sampling	Yes
Input Impedance	1 GOhm
Available Filters	4 Hz , 10 kHz
Analog Output	
Channels	0
Digital I/O	
Bidirectional Channels	0
Input-Only Channels	0
Output-Only Channels	0
Number of Channels	0 , 0 , 0
Counter/Timers	
Counters	0
Physical Specifications	
Length	20.3 cm
Width	17.3 cm
Height	3.1 cm
I/O Connector	Screw terminals
Minimum Operating Temperature	0 °C
Maximum Operating Temperature	50 °C
Minimum Storage Temperature	-20 °C

Maximum Storage Temperature	70 °C
Timing/Triggering/Synchronization	
Triggering	Analog , Digital
Triggers cDAQ Chassis	No

8.2 Strumenti di misura

8.2.1 Laser

Il laser è un dispositivo che è in grado di emettere un fascio di luce coerente e monocromatica, concentrata in un raggio rettilineo estremamente collimato. Inoltre la luminosità delle sorgenti laser è elevatissima se paragonata a quelle delle sorgenti luminose tradizionali. L'elevatissima luminosità, data dal concentrare una grande potenza in un'area molto piccola, consente al laser il taglio, l'incisione e la saldatura dei metalli; la monocromaticità e coerenza li rende ottimi strumenti di misura di distanze, spostamenti e velocità anche piccolissimi; infine sempre la monocromaticità li rende adatti al trasporto di informazioni all'interno delle fibre ottiche.

Per il nostro esperimento si utilizza una apparecchiatura laser che permetta di rilevare le distanze.

I distanziometri laser si dividono in due categorie: strumenti che prevedono la misura di tempi trascorsi tra due impulsi o tra due treni d'onda; strumenti che prevedono la misura dello sfasamento tra l'onda emessa e quella ricevuta. Gli strumenti laser scanner oggi sul mercato utilizzano in genere distanziometri laser che misurano il tempo di volo del segnale.

L'apparecchio che genera il raggio laser ha il nome di diodo laser il quale trasforma un treno di impulsi in un segnale luminoso. Una volta che il segnale luminoso ha colpito l'oggetto di cui si vuole misurare la distanza o lo spostamento si genera un eco del fascio luminoso che torna indietro e viene ricevuto da un sensore foto ricevitore che trasforma il fascio luminoso in un segnale elettrico.

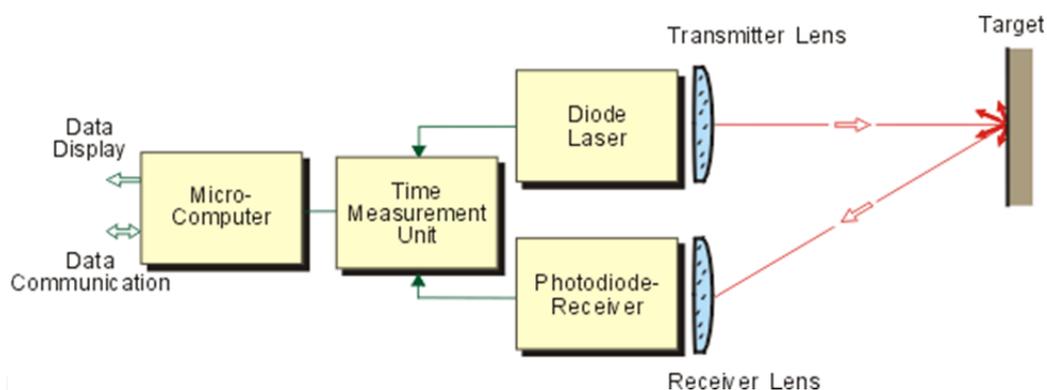


Figura 8.15: Sistema di funzionamento di un laser.

L'intervallo di tempo tra l'impulso trasmesso e quello ricevuto viene controllato da un clock di una unità specifica dell'apparecchio.

8.2.2 High-speed camera



Figura 8.16: Modello di high speed cam fabbricato dalla Photron.

La high-speed camera è un dispositivo che permette di registrare le immagini di oggetti in rapido movimento memorizzando i dati all'interno di un supporto di memorizzazione. Dopo la registrazione le immagini possono essere visualizzate in slow-motion. Le prime applicazioni di questi apparecchi sono da ricondursi alla registrazione di film. I primi modelli si basavano su un funzionamento simile a quello degli autovelox, ma oggi i modelli esistenti sono interamente elettronici e si basano sulla tecnologia del sensore di immagine CMOS. Un sensore di immagini converte la luce in segnali elettrici. La tecnologia CMOS è limitata dalla scarsa sensibilità alla luce: in ambienti in cui vi è una scarsa illuminazione il sensore ha parecchie difficoltà a generare immagini nitide e con buoni contrasti tra i colori. Inoltre la qualità delle immagini non è molto elevata. L'utilizzo di questo sensore è allora giustificato dal basso prezzo in quanto contiene tutti i componenti logici necessari per la telecamera. Positivo è anche il fatto che il consumo di energia di questo tipo di sensore è molto ridotto.

Tabella 8-3: Specifiche tecniche delle high-speed cam prodotte da Photron.

	SA5	SA4	SA3	SA2	SA1.1	MC2	MH4	APXRS	1024 PCI
SYSTEM CONFIGURATION									
Single unit camera design	si	si	si	si	si			si	si
Gigabit Ethernet Interface	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Stand alone processor unit with remote camera head						si	si		
Standard PCI control card with remote camera head									si
Standard (Optional) camera cable length						7(3/10) m 23(9,8/3 2,8)ft	3/7/10 m 9,8/23/ 32,8ft		5m 16,4f t
Suitable for operation in High-G / High vibration environment			si				si	si	
Multiple camera head control (Maximum number)						2	4		
FRAMERATE & IMAGE RESOLUTION									
Maximum Image Resolution [pixels]	1024 x 1024	1024 x 1024	1024 x 1024	2048 x 2048	1024 x 1024	512 x 512	512 x 512	1024 x 1024	1024 x 1024
Maximum Frame Rate at Full Resolution [frame per seconds]	1000	3600	2000	1080	5400	2000	2000	3000	1000
Maximum Frame Rate at Reduced Image Resolution [pixels]	77500 (1000000)	50000	120000	86000	67500	10000	10000	250000	100000
Recording Bit Depth (Long Recording Mode)	12	12	12 (8)	12	12	8	8	10	10
Memory Capacity [GB]	8/16/32	8/16/32	02/04/2008	8/16/32	8/16/32	1/2	1/2	2.6/8/16	2/4/8/12/16/24

Minimum Global Shutter Time per frame	1 μ s (369ns)	1 μ s	2 μ s	1 μ s	1 μ s	6 μ s	6 μ s	2 μ s	1.5 μ s
Monochrome and Color sensor options available	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Variable Region of Interest	si	si	si	si	si			si	si
Extended Dynamic Range (Dual Slope Shutter) mode	si	si	si	si	si			si	si
IRIG Time code	si	si	si	si	si			si	
IRIG Phase Lock	si	si		si	si			si	
Memory Battery Backup			Opti on				si		
Auto Exposure Adjustment	si	si		si	si			si	
Low-Light mode	si	si	si	si	si	si	si		
Signal Delay/Width Setting	si	si	si	si	si	si	si		
Video Output	NTSC /PAL SDI	NTS C/PAL SDI	NT SC/PAL	NTSC/PAL HD-SDI	NTS C/PAL SDI	NTSC/PAL	NTSC/PAL	NT SC/PAL	

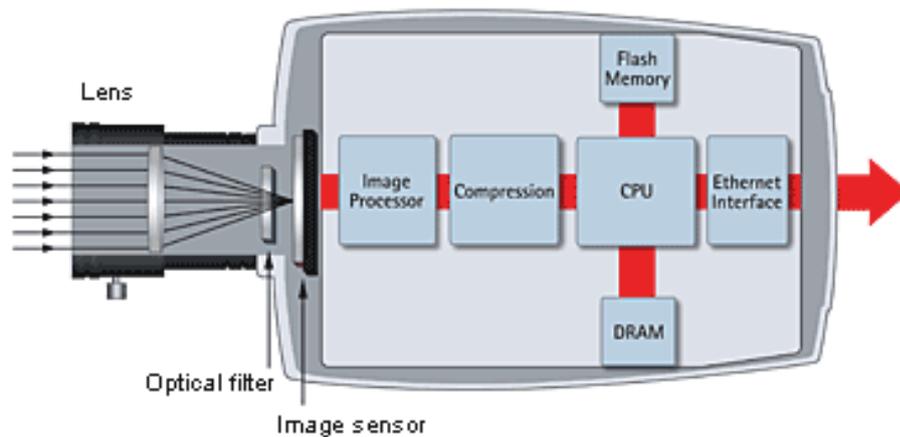


Figura 8.17: Sistema di una high-speed camera.

Le fotocamere ad altissima velocità sono impiegate per lo più nell'industria sia commerciale che militare. Un esempio molto semplice sono le prove per il crush

test in cui grazie a questi apparecchi è possibile vedere cosa accade ai manichini durante l'urto.

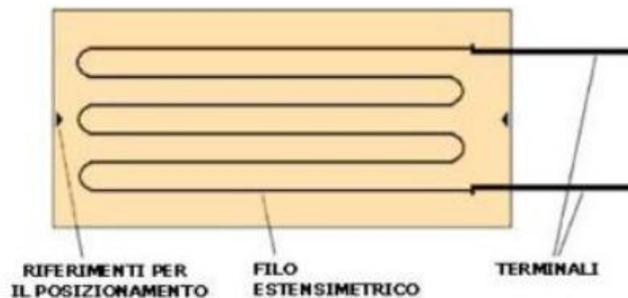
8.2.3 Estensimetri

Il principio di funzionamento degli estensimetri si basa sulla misura della variazione di resistenza del trasduttore in funzione della deformazione a cui è sottoposto: quando gli estensimetri sono collegati sul pezzo da provare divengono solidali con esso e quindi le deformazioni che subiscono gli estensimetri sono le stesse che subisce il pezzo. L'estensimetro è composto da un filamento conduttore che funge da resistenza elettrica. Durante la prova all'interno dell'estensimetro viene fatta passare della corrente elettrica, per cui quando l'estensimetro subisce una deformazione la resistenza elettrica del conduttore cambia secondo una relazione che tiene conto della geometria del conduttore stesso.

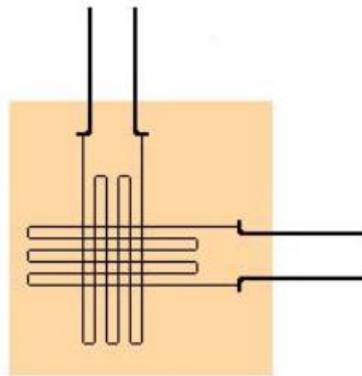
$$R = \rho \cdot \frac{L}{A} \text{ dove:}$$

- ρ è la resistività del materiale con cui sono fabbricati gli estensimetri;
- L è la lunghezza;
- A è l'area.

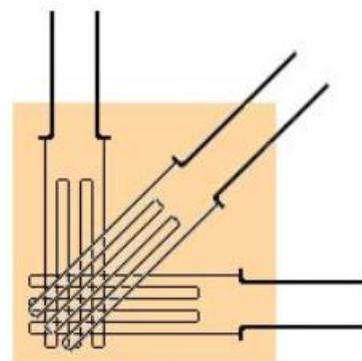
a)



b)



Estensimetro biassiale con griglie a 90°



Estensimetro triassiale con griglia intermedia a 45°

Figura 8.18: a) estensimetro singolo che permette di misurare la deformazione in una sola direzione; b) estensimetro doppio che permette di misurare la deformazione lungo due direzioni.

Fino ad ora è stata fatta una panoramica generale degli strumenti di misura che si vogliono utilizzare e di come è composto un sistema di misura.

Ora per quanto riguarda l'esecuzione vera e propria della prova dobbiamo fare riferimento a strumenti reali per poter avere la migliore configurazione del sistema di misura.

Gli strumenti di misura devono essere scelti in base alla disponibilità del laboratorio. Per questo motivo l'utilizzo della High-speed-cam è da escludere in quanto è uno strumento che non si ha a disposizione. Eliminando questo strumento, si elimina la capacità di rilevare la velocità del peso dopo l'impatto e, di conseguenza, non è possibile calcolare l'energia dissipata per avere un confronto con le prove numeriche.

Il confronto verrà allora eseguito esclusivamente sulla deflessione del pannello acquisita dal laser di misura. Inoltre è sempre possibile applicare estensimetri alla zona di impatto per comprendere la deformazione della zona stessa.

9 Conclusioni

Il lavoro svolto in questa tesi è partito dalla ricerca di nuove applicazioni per le schiume metalliche. Una delle loro principali caratteristiche è quella della capacità di assorbire energia durante gli urti. La ricerca dello stato dell'arte ha portato all'affermazione che l'applicazione più diffusa delle schiume metalliche o dei pannelli sandwich è quella di assorbitore di urti.

La parte innovativa del lavoro è stata quella di applicare pannelli sandwich con cuore in schiuma metallica alla cabina di una macchina movimento terra con lo scopo di proteggere l'operatore da oggetti in caduta.

Per la simulazione ad Abaqus dell'urto di un oggetto contro il pannello, si è preso un modello esistente di una tesi precedente e si è modificato in base alle nuove esigenze. Le modifiche più importanti sono state quelle effettuate ai dati relativi ai materiali utilizzati, in particolare quelli delle schiume. Per le schiume metalliche si aveva bisogno delle proprietà di plasticizzazione e di strain-rate. Per le prime, le prove sono state eseguite presso i laboratori del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano. Per quanto riguarda lo strain-rate, invece, si è dovuto fare riferimento ad articoli già esistenti in quanto non si hanno a disposizione gli strumenti necessari per eseguire prove di impatti ad alta velocità. Una prospettiva futura potrebbe essere quella di testare le schiume che abbiamo a disposizione con la Split Hopkinson Pressure Bar per avere sia la conferma di quanto ricercato in letteratura, sia per avere dei dati più precisi per la caratterizzazione ad Abaqus. Inoltre, in questa tesi, non si è studiato nessun modello per descrivere la rottura del materiale durante l'urto: è possibile infatti che il proiettile possa portare a rottura il materiale nelle vicinanze della zona di impatto, rompendolo. Sono stati eseguiti studi su pannelli sandwich che attestano che il materiale potrebbe sgretolarsi con un impatto violento. Anche questo è uno spunto per un futuro lavoro volto a rendere ancora più accurato il modello di impatto.

Il modello implementato in questa tesi, e i risultati ottenuti dalle simulazioni di tale modello, sono comunque un buon punto di partenza per lo svolgimento della prova FOPS. L'aspetto importante dello svolgimento della prova sperimentale è quello della necessità di monitorare quelle grandezze necessarie per il confronto con i dati numerici. Per far sì che questo confronto sia completo si consiglia vivamente l'utilizzo della High-speed cam in quanto, anche in letteratura, la dissipazione dell'energia dell'urto è una grandezza molto importante per conoscere il reale contributo dato dal pannello sandwich e dalla schiuma metallica nell'assorbimento di urti.

10 Bibliografia

- [1] www.musp.it
- [2] www.imamoter.cnr.it
- [3] ISO 3449 Earth moving Machinery – Falling object protective structures – Laboratory tests and performance requirements. Fifth edition 2005-09-15.
- [4] Ashby M. F., Evans A. G., Flech N. A., Gibson L.J., Hutchinson J. W., Wadley H. N. G. Metal Foams: A Design Guide. 2000.
- [5] www.alulight.com
- [6] www.recemat.com
- [7] www.incosp.com/products/incofoam
- [8] www.ergaerospace.com/foamproperties/introduction.htm
- [9] ASTM C 365/C 365M: Standard Test Method for Flatwise Compressive Properties of Sandwich Cores.
- [10] ASTM C 273: Standard Test Method for Shear Properties of Sandwich Core Materials.
- [11] ASTM D 6416/D 6416M: Standard Test Method for Two-Dimensional Flexural Properties of Simply Supported Sandwich Composite Plates Subjected to a Distributed Load.
- [12] Ivañez I., Santiuste C., Sanchez-Saez S., FEM analysis of dynamic behavior of composite sandwich beams with foam core. Composite Structures 92 (2010) 2285-2291.
- [13] Shipsha A., Zenkert D., Compression-after-Impact Strength of Sandwich Panels with Core Crushing Damage. Applied Composite Materials (2005) 12: 149-164. DOI: 10.1007/s10443-005-1119-1.
- [14] Zarei H.R., Kröger, Optimization of the foamed-filled aluminum tubes for crush box application. Science Direct, Thin-Walled Structures 46 (2008) 214-221.

- [15] Ahmad Z., Thabiratnam D.P., Dynamic computer simulation and energy absorption of foam-filled conical tubes under axial impact loading. *Computers and Structures* 87 (2009) 186-197.
- [16] Nemat-Nasser S., Kang W.J., McGee J.D., Guo W.-G., Isaacs J.B., Experimental investigation of Energy-absorption characteristics of components of sandwich structure. *International journal of Impact Engineering* 34 (2007) 1119-1146.
- [17] Kim J., Lee J.W., Choi H.J., A study on the structural design and fabrication of composite vehicle door. Woodhead Publishing Limited (UK) 2005,709-716.
- [18] Griskevicius P., Experimental and Numerical Study of Impact Energy Absorption of Safety Important Honeycomb Core Sandwich Structures. *Material Science-Medziagotyra* 16(2): 119-123, 2010.
- [19] Tang J.-Y., Peng F.-J., GongchengShejiXuebao / Journal of Engineering Design, Vol.16, no. 3, pp.191-195, 2009.
- [20] Rawal S.P., Lanning B.R., Composite materials for advanced Submarine Technology. Advanced Research project Agency, Alrlington, VA. 1944.
- [21] Wang W., Zhao H., Crashworthiness performance simulation on sandwich panels of high-speed train cab. *Computer Aided Engineering* Vol. 16, no 4, pp. 1-3. Dec.2007.
- [22] Jeong D.Y., Tyrell D.C., Carolan M.E., Perlman, Improved tank car design development: ongoing studies on sandwich structures. *Proceedings of the asme/ Ieee Joint Rail Conference*: 89-98, 2009.
- [23] Boria S., Behaviour of fan impact attenuator for Formula SAE car under dynamic loading. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*, Vol.2, no.2, p.4,2010.
- [23] Cady C.M., Gray G.T. III, Liu C., Lovato M.L., Mukai T. Compressive properties of a closed-cell aluminum foam as a function of strain rate and temperature. *Mater. Sci. Eng. A* 2009.
- [24] Hall I.W., Guden M., Yu C.-J., Crushing of aluminum closed cell foams: density and strain rate effects. *Scripta Mater.* 43 (2000) 515-521.

[25] Mukai T., Miyoshi T., Nakano S., Someawa H., Higashi K., Compressive response of a closed-cell aluminum foam at high strain rate. *Scripta Mater.* 54 (2006) 533-537.

[26] Dannemann K.A., Lankford J. Jr., High strain rate compression of closed-cell aluminum foams. *Mater. Sci. Eng. A293* (2000) 157-164.

[27] Deshpande V.S., Fleck N.A., High strain rate compressive behavior of aluminum alloy foams. *Int. J. Imp. Eng.* 24 (2000) 277-298.

[28] www.ni.com