



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**ANALISI DI UN MODELLO DI RIGIDEZZA
EQUIVALENTE PER GIUNZIONI BULLONATE A
SINGOLA SOVRAPPOSIZIONE**

Candidato:

Cristiano Geniale

Matricola S267725

Relatore:

Prof. Marco Gherlone

Correlatore:

Ing. Marco Esposito

Alla mia Famiglia

Sommario

La seguente tesi di laurea magistrale è incentrata sulla realizzazione e successiva analisi di un modello di rigidità equivalente per giunzioni bullonate a singola sovrapposizione. Nei primi due capitoli viene fornito un breve background teorico alle analisi FEM descritte nei capitoli successivi.

Nel terzo capitolo si esamina un primo modello semplificato, ma sufficientemente accurato, per catturare un comportamento verosimile di una giunzione a singola sovrapposizione e a singolo bullone, con piastre in alluminio e bullone in titanio.

Nel quarto capitolo è descritto lo sviluppo del modello di rigidità equivalente, dove uno strato 'sottile' di materiale variabile, sostituisce il bullone, nel tentativo di simulare in maniera sufficientemente accurata la curva carico-spostamento del giunto ricavato con il primo modello.

Infine, nell'ultimo capitolo sono riportate le conclusioni dello studio, con suggerimenti sui possibili sviluppi futuri del modello di strato 'sottile'.

Indice

Introduzione	8
Lo stato dell'arte: cenni alle filosofie di modellazione	8
Obiettivi	16
1 Bullonature	18
1.1 Bulloni	18
1.1.1 Sezione resistente	19
1.1.2 Precarico sui bulloni	19
1.2 Collegamenti bullonati	20
1.2.1 Unioni ad attrito e a taglio	21
2 Metodo degli elementi finiti	26
2.1 Elemento trave: beam	29
2.1.1 Elemento beam in ABAQUS [6]	32
2.2 Elemento piastra: shell	33
2.2.1 Elemento shell in ABAQUS[6]	36
3 Analisi di una giunzione mediante GBJM	38
3.1 Descrizione del problema	38
3.2 Modello FEM	39
3.2.1 Geometria e Mesh	39
3.2.2 Contatto	41
3.2.3 Vincoli	45
3.2.4 Carichi e condizioni al contorno	48
3.3 Risultati dell'analisi	50

4	Analisi di un modello di rigidità equivalente	55
4.1	Descrizione del problema e ipotesi preliminari	56
4.2	Modello FEM	58
4.2.1	Geometria e Mesh	58
4.2.2	Materiali	60
4.2.3	Definizione degli step di analisi	61
4.2.4	Vincoli	61
4.2.5	Carichi e condizioni al contorno	62
4.3	Analisi iterativa	66
4.3.1	Strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$	67
4.3.2	Strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8mm$	68
4.3.3	Discussione dei risultati	69
4.4	Analisi basate su assunzioni fisiche	71
4.4.1	Primo tratto lineare e plateau di copertura del gioco	71
4.4.2	Secondo tratto lineare	73
4.4.3	Risultati dell'analisi per strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$	76
4.4.4	Risultati dell'analisi per strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8mm$	77
4.4.5	Discussione dei risultati	78
5	Conclusioni e sviluppi futuri	80
5.1	Sviluppi futuri	81
	Ringraziamenti	82

Elenco delle figure

1	Modello solido di un giunto a singolo bullone [8]	9
2	Modello di un bullone con elementi beam e Multi Point Constraints (MPC)	10
3	Geometria di riferimento [10]	11
4	Descrizione del modello agli elementi finiti [10]	11
5	Confronto tra i modelli FEM e gli esperimenti [10]	12
6	Geometria del giunto [11]	13
7	Modello MCRS del bullone:a) comportamento cinematico e b) rigidezza associata ai connettori. [11]	13
8	Grafici carico-spostamento per differenti configurazioni testate [11]	14
9	Geometria di riferimento per lo sviluppo del modello [5]	14
10	Proprietà dei materiali [5]	15
11	Modello FEM: a) mesh del giunto con condizioni al contorno e b) rappre- sentazione del bullone[5]	15
12	Curva Forza-Spostamento per un giunto con gioco di $240\mu m$ utilizzando il modello di attrito di Coulomb[5]	16
1.1	Definizioni e tipi di filetto	18
1.2	Forze agenti sul collegamento	20
1.3	Disposizione dei fori per la realizzazione di unioni bullonate	21
1.4	Unione bullonata ad attrito e a taglio	22
1.5	Meccanismi di rottura del giunto	23
2.1	Trave di Timoshenko	30
2.2	Elemento trave nel piano	31
2.3	Elemento beam nello spazio	32
2.4	Matrice di rigidezza dell'elemento beam	32

2.5	Designazione elementi beam in ABAQUS [6]	33
2.6	Piastra di Mindlin	33
2.7	Risultanti delle tensioni	35
2.8	Elemento rettangolare a quattro nodi nel piano fisico e nel piano naturale .	35
2.9	Designazione elementi shell in ABAQUS [6]	37
2.10	Elementi shell convenzionali nello spazio[6]	37
3.1	Geometria del giunto a singola sovrapposizione [5]	39
3.2	Modello agli elementi finiti: geometria e mesh del giunto	39
3.3	Modello agli elementi finiti: bullone	40
3.4	Mesh delle piastre	40
3.5	Proprietà di interazione delle piastre in direzione normale	41
3.6	Proprietà di interazione delle piastre in direzione tangenziale	42
3.7	Scheda per la definizione del contatto	42
3.8	Zona di contatto	43
3.9	Proprietà di interazione bullone-piastra in direzione normale	43
3.10	Scheda per la definizione del contatto	44
3.11	Zona di contatto	44
3.12	Scheda per la definizione dell' iterference fit	45
3.13	Scheda per la definizione della superficie rigida	46
3.14	Vincolo di superficie rigida	46
3.15	Scheda per la definizione dell'accoppiamento Beam-Superficie rigida	47
3.16	Vincolo di accoppiamento	47
3.17	Scheda per la definizione dell'accoppiamento Piastra-Bullone	48
3.18	Vincolo di accoppiamento piatra-bullone	48
3.19	Scheda per l'inserimento delle condizioni al contorno	49
3.20	Zona di applicazione delle condizioni al contorno	49
3.21	Scheda per l'inserimento del precarico sul bullone	50
3.22	Sezione di pretensionamento	50
3.23	Scheda per l'inserimento del carico di trazione	51
3.24	Zona di applicazione del carico	51
3.25	Deformata con fringe sugli spostamenti	52
3.26	Deformata nel piano X-Z	53

3.27	Grafico carico-spostamento	53
3.28	Primo tratto lineare e copertura del gioco	54
4.1	Comportamento bilineare sforzo-deformazione per spazio monodimensionale[9]	56
4.2	Geometria del giunto a singola sovrapposizione [5]	57
4.3	Grafico carico-spostamento	57
4.4	Primo tratto lineare e copertura del gioco	58
4.5	Geometria giunto per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm	59
4.6	Geometria giunto per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm	59
4.7	Mesh del giunto per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm	59
4.8	Mesh del giunto per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm	60
4.9	Assegnazione del materiale allo strato sottile	60
4.10	Assegnazione del materiale allo strato sottile	61
4.11	La scheda Predefined-fields	62
4.12	Scheda di definizione del vincolo	63
4.13	Zona di definizione del vincolo	64
4.14	Scheda per l'inserimento delle condizioni al contorno	64
4.15	Zona di applicazione delle condizioni al contorno	65
4.16	Scheda per l'inserimento del carico di trazione	65
4.17	Zona di applicazione del carico	65
4.18	Definizione del parametro associato alle caratteristiche del materiale nel file di input	66
4.19	Primo tratto lineare e copertura del gioco	67
4.20	Secondo tratto lineare	68
4.21	Primo tratto lineare e copertura del gioco	69
4.22	Secondo tratto lineare	69
4.23	Primo tratto lineare e copertura del gioco	70
4.24	Secondo tratto lineare	70
4.25	Forze di reazione sul giunto	72
4.26	Diagramma di corpo libero dello strato sottile	72
4.27	Forza di reazione sulla piastra con spostamento imposto	74
4.28	Scorrimento a taglio del bullone	74
4.29	Primo tratto lineare e copertura del gioco	76

4.30 Secondo tratto lineare	76
4.31 Primo tratto lineare e copertura del gioco	77
4.32 Secondo tratto lineare	77

Elenco delle tabelle

3.1	Proprietà dei materiali	38
4.1	Proprietà del materiale dello strato sottile	67
4.2	Proprietà del materiale dello strato sottile	68
4.3	Caratteristiche del materiale per i primi due step	73
4.4	Caratteristiche del materiale per i primi due step	73
4.5	Proprietà del materiale dello strato sottile	75
4.6	Proprietà del materiale dello strato sottile	75

Introduzione

Oggigiorno, la simulazione numerica rappresenta il principale strumento per il design preliminare di strutture, inclusi gli assemblaggi di più parti mediante sistemi di collegamento. Questi ultimi hanno un ruolo importante nell'economia globale di strutture di grossa entità quali, ad esempio, le ali di un velivolo.

Risulta chiaro che per strutture del genere, dove la presenza di collegamenti è massiva, modellare accuratamente le componenti strutturali con molti nodi ed elementi richiederebbe dei costi computazionali elevati. Una modellizzazione dettagliata e completa, infatti, porta a risolvere molti problemi locali non lineari legati al contatto, a grandi deformazioni e comportamenti plastici.

Facendo riferimento a collegamenti bullonati, che sono oggetto di studio del lavoro di tesi, un approccio molto semplificato, che potrebbe consistere in un accoppiamento totale dei gradi di libertà all'interfaccia delle parti da collegare, sarebbe computazionalmente economico ma fallirebbe nel cogliere le problematiche citate sopra, risultando globalmente più rigido del fenomeno reale, con percentuali di errore significative.

Si affaccia quindi la necessità di utilizzare dei modelli equivalenti che tengano conto più fedelmente possibile del comportamento non lineare delle giunzioni riproducendo la curva macroscopica forza/spostamento, ma che allo stesso tempo mantengano basso il costo computazionale.

Lo stato dell'arte: cenni alle filosofie di modellazione

La letteratura offre svariate filosofie di modellazione dei giunti bullonati.

Modelli completi 3D

I modelli completi 3D, in cui l'intera geometria dei bulloni (compresi testa, rondelle e dado) può essere modellata con elementi solidi, risultano essere i più accurati (Fig. 1).

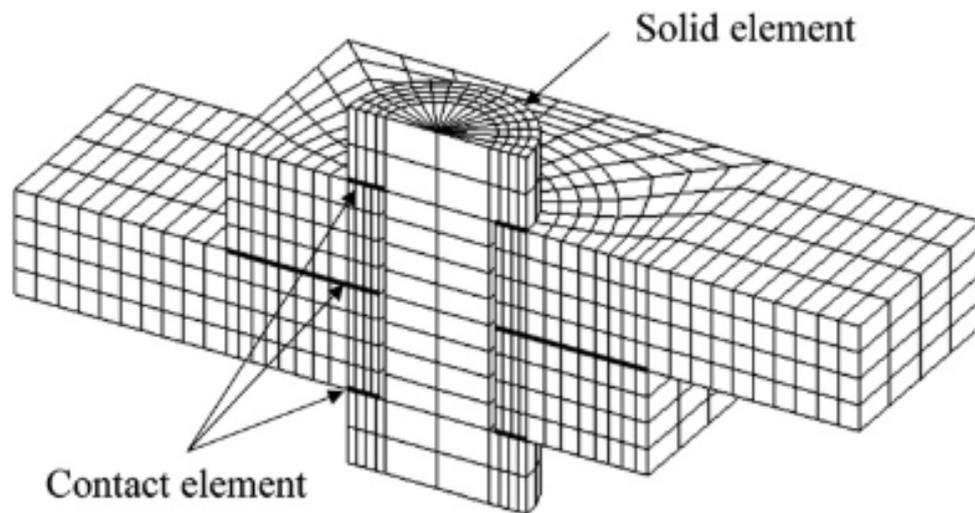


Figura 1: Modello solido di un giunto a singolo bullone [8]

Questo metodo consente il contatto fra tutte le componenti nel modo più realistico possibile.

Per questo approccio, la modellazione avviene più rapidamente, se il gambo del bullone e tutti i componenti correlati (teste dei bulloni, dadi ecc.) sono modellati come un'unica parte. Naturalmente questo non è obbligatorio e si possono assegnare legami appropriati per collegare tutti i componenti dell'insieme del bullone.

Un modello completo 3D ha il **vantaggio** di cogliere in maniera molto accurata tutti gli effetti globali di un giunto:

- rigidità del bullone;
- gioco fra bullone e foro: può essere introdotto già al livello della geometria, o con opportune proprietà di contatto che variano in base al codice commerciale impiegato;
- attrito tra gli elementi collegati e di collegamento: mediante opportune proprietà di interazione è possibile introdurre effetti non lineari di attrito e slittamento;

- carico di pretensionamento: è possibile definire una sezione di pretensionamento che simuli l'avvitamento del bullone. E' proprio questo carico che induce gli effetti di attrito;
- spostamenti e rotazioni fuori dal piano: la possibilità di assegnare proprietà di contatto esclusivamente alle parti che ne fanno esperienza, unita alla possibilità di applicare vincoli fedeli alla realtà, consente di cogliere fedelmente gli effetti di spostamenti e deformazioni fuori dal piano, quali ad esempio le curvature secondarie.

Lo **svantaggio** principale di un modello 3D completo è l'elevato costo computazionale che ne rende difficile l'applicazione in strutture di grossa scala. In problemi di questo tipo un modello completo 3D, unitamente a prove sperimentali, può essere utilizzato come riferimento per la validazione dei risultati di modellazioni semplificate.

Modelli semplificati

In merito all'argomento modelli semplificati, la letteratura offre diverse soluzioni commisurate all'accuratezza dei fenomeni che vogliono essere evidenziati.

Un esempio potrebbe consistere nel modellare il bullone con elementi beam a sezione circolare che tengano conto della rigidità del bullone stesso, collegati mediante MPC, e quindi rigidamente, alle regioni da giuntare (Fig.2). Un modello di questo tipo ha il **van-**

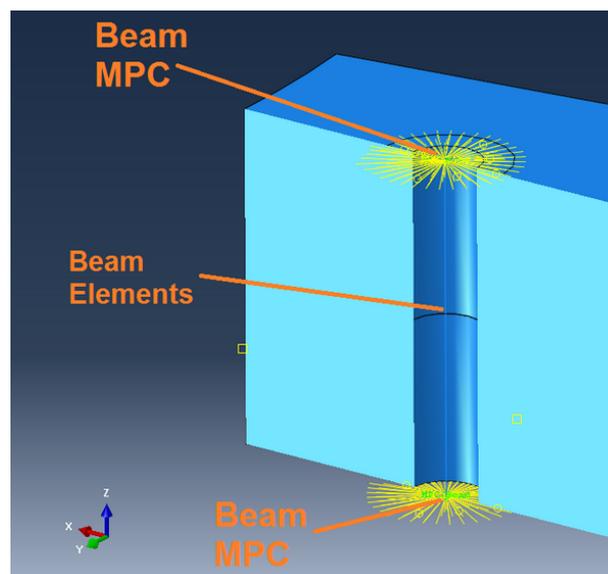


Figura 2: Modello di un bullone con elementi beam e Multi Point Constraints (MPC)

taggio di essere facilmente riproducibile e computazionalmente economico, ma fallisce

nell'evidenziare la non linearità del giunto dovuta alla copertura del gioco bullone-foro e all'instaurarsi di fenomeni di attrito causati dal pretensionamento del bullone.

'Finite element modeling and optimization of load transfer in multi-fastener joints using structural elements'[10]

In questo studio viene sviluppato un modello computazionalmente efficace di un giunto composito-alluminio a singola sovrapposizione con elementi di fissaggio multipli (Fig.3). Il

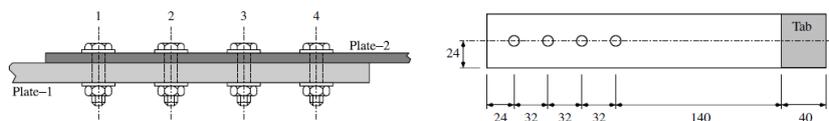


Figura 3: Geometria di riferimento [10]

modello è orientato verso previsioni accurate della distribuzione del carico tra gli elementi di fissaggio e tiene conto del gioco tra fori e bulloni, del serraggio dei bulloni e dell'attrito tra le piastre. In Fig.4 è riportata una descrizione del modello agli elementi finiti: poiché il giunto studiato coinvolge una singola colonna di elementi di fissaggio, e il campo di sollecitazione nelle piastre non è di primaria importanza, è possibile rappresentare sia le piastre che gli elementi di fissaggio con elementi beam. Si profila già il primo **svantaggio** del modello: in giunti più complessi, con più di un elemento di fissaggio nella direzione trasversale, le piastre dovrebbero essere modellate con elementi shell. Le parti strutturali sono collegate usando dei connettori. Nonostante confronti con esperimenti condotti in

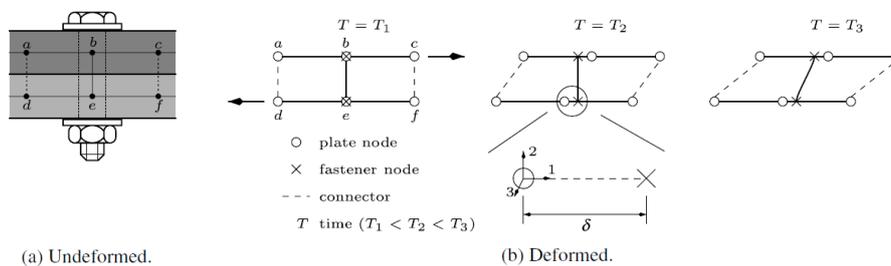


Figura 4: Descrizione del modello agli elementi finiti [10]

precedenza e con analisi dettagliate agli elementi finiti abbiano convalidato l'accuratezza del modello (Fig.5), il grosso limite per l'applicabilità a grossi assemblaggi risiede nel

modo in cui le componenti di non linearità sono catturate. Ad esempio per modellare il gioco, il connettore è dotato di un meccanismo di bloccaggio che permette cambiamenti relativi di uno o più gradi di libertà specificati fino a una certa grandezza dopo la quale ulteriori cambiamenti sono identici per i due nodi collegati. Questa procedura implica che le condizioni al contorno di alcuni nodi cambino man mano che il carico applicato aumenta. Quindi, la soluzione deve essere ottenuta in modo incrementale dove l'equilibrio in ogni incremento viene trovato iterativamente.

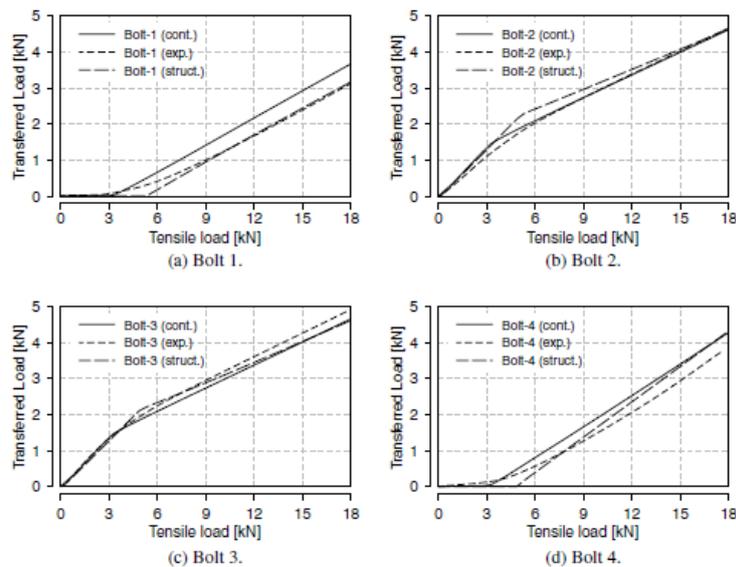


Figura 5: Confronto tra i modelli FEM e gli esperimenti [10]

'A reduced fastener model using Multi-Connected Rigid Surfaces for the prediction of both local stress field and load distribution between fasteners'[11]

Questo articolo descrive lo sviluppo di un modello ridotto di un dispositivo di fissaggio utilizzando superfici rigide multiconnesse (MCRS). In Fig.6 è riportata la geometria di riferimento. La rigidezza dei connettori che collegano le superfici rigide è determinata, sulla base di un approccio fisico, considerando diversi modi di deformazione del bullone. Il modello ridotto è costruito e identificato da una simulazione numerica di un giunto a singola sovrapposizione sotto carico a trazione, con gli aderenti e i bulloni rappresentati da elementi solidi 3-D. L'idea è di usare un numero limitato di superfici rigide per rappresentare le superfici funzionali del bullone e collegarle elasticamente, per svincolarsi dalla modellazione 3-D degli elementi del giunto (Fig.7). Il modello ridotto viene poi confron-

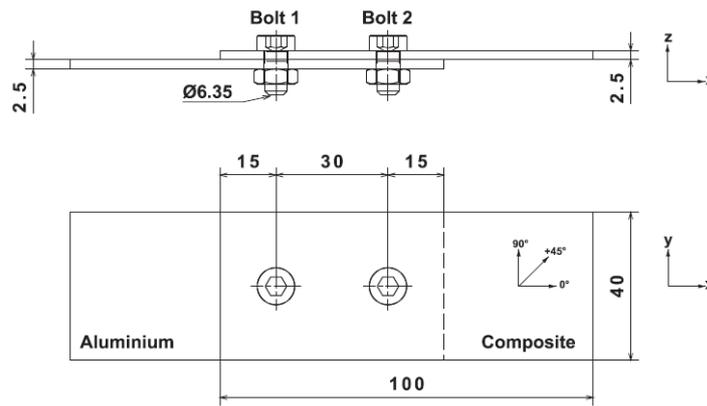


Figura 6: Geometria del giunto [11]

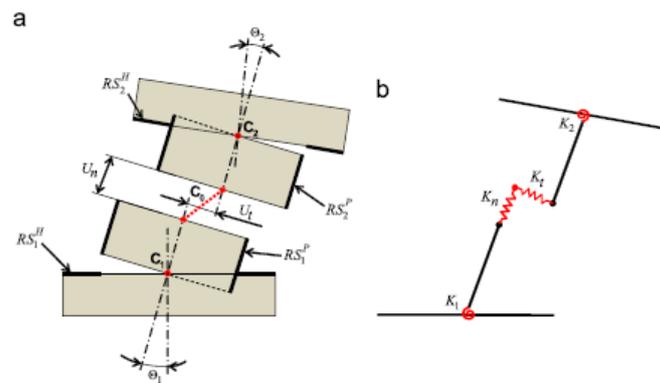


Figura 7: Modello MCRS del bullone: a) comportamento cinematico e b) rigidità associata ai connettori. [11]

tato con il modello a elementi solidi 3-D per diversi valori di gioco, precarico e coefficiente di attrito (Fig. 8). I risultati mostrano che il modello ridotto qui proposto è in grado di ridurre i tempi di calcolo, pur fornendo una buona stima delle grandezze meccaniche necessarie per lo studio e il dimensionamento dei giunti multi-fastener.

Rimane comunque il grosso **svantaggio** di non poter applicare una modellazione di questo tipo a grossi assemblaggi con una presenza massiva di collegamenti bullonati. Infatti è richiesto, come accennato in precedenza, lo sviluppo di un modello fisico per il giunto da cui ricavarne le caratteristiche di deformazione e la modellazione dei bulloni con delle parti rigide mutualmente connesse.

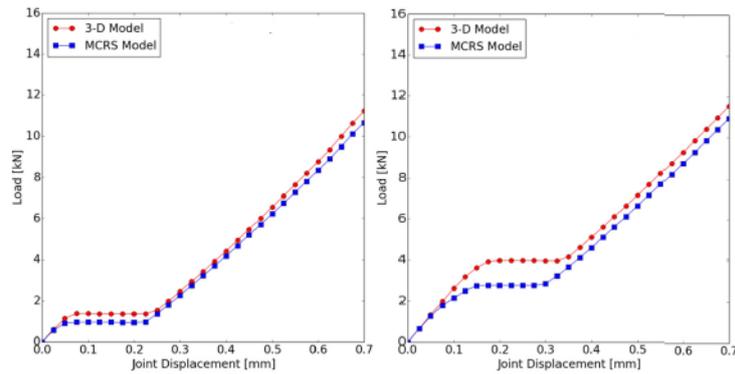


Figura 8: Grafici carico-spostamento per differenti configurazioni testate [11]

'A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints'[5]

Un modello semplificato di grande interesse e che sarà utilizzato nella prima analisi FEM del presente lavoro di tesi è descritto in *'A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints'*, P.J. Gray, C.T. McCarthy'[5]. Nel seguente studio viene utilizzato un giunto a singola sovrapposizione e a singolo bullone per lo sviluppo del GBJM (Global Bolted Joint Model) in ambiente ABAQUS[6] (Fig.9).

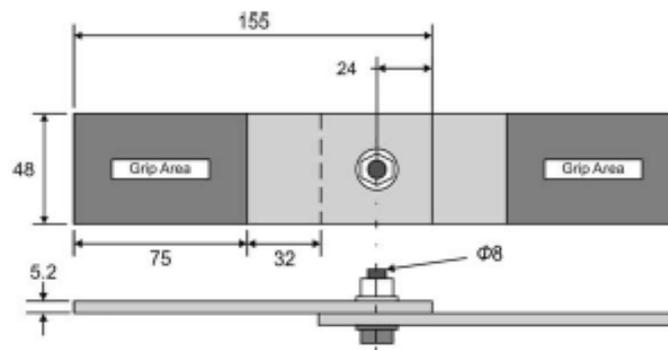


Figura 9: Geometria di riferimento per lo sviluppo del modello [5]

In Fig.10 sono riportate le caratteristiche dei materiali della lamina delle piastre, che viene modellizzata utilizzando proprietà omogenee, e del bullone in titanio.

Le piastre sono meshate con elementi shell ad integrazione ridotta, mentre il bullone è costituito da due elementi beam a cui sono assegnate le proprietà del titanio per rappresentare la rigidità elastica del bullone stesso e due superfici rigide che rappresentano la

Unidirectional properties for HTA/6376	E_{11} (GPa) 140	E_{22} (GPa) 10	E_{33} (GPa) 10	G_{12} (GPa) 5.2	G_{13} (GPa) 5.2	G_{23} (GPa) 3.9	ν_{12} 0.3	ν_{13} 0.3	ν_{23} 0.5
Homogenised laminate properties	E_w (GPa) 54.25*	E_{yy} (GPa) 54.25*	E_{zz} (GPa) 12.59	G_{xy} (GPa) 20.72*	G_{yz} (GPa) 4.55	G_{zx} (GPa) 4.55	ν_{xy} 0.309*	ν_{yz} 0.332	ν_{zx} 0.332
Titanium properties	E (GPa) 110	ν 0.29							

Figura 10: Proprietà dei materiali [5]

superficie di contatto del bullone e che consentono di modellare il **gioco** tra foro e bullone (Fig.11).

Il contatto tra le piastre viene modellato con formulazione surface-to-surface con un

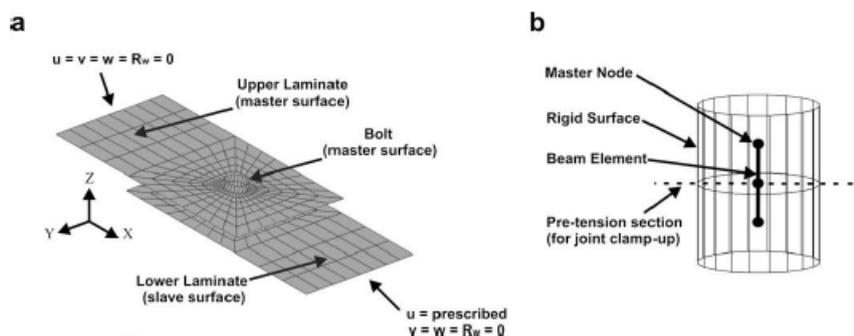


Figura 11: Modello FEM: a) mesh del giunto con condizioni al contorno e b) rappresentazione del bullone[5]

coefficiente di attrito all'interfaccia pari a $\mu = 0.7$, mentre il contatto tra il bullone e il foro viene modellato con formulazione node-to-surface specificando una tolleranza di $240\mu m$ per simulare il gioco.

Superfici rigide e beam vengono accoppiate in tutti i gradi di libertà in corrispondenza del nodo che giace al centro del foro sul piano medio delle piastre. Quest'ultimo guadagna la denominazione di master-node ed è utilizzato come control-point nella definizione dei vincoli bullone-piastra. Il bullone e le piastre vengono quindi accoppiati nelle traslazioni lungo y e z e viene vincolata la coppia attorno all'asse z per un raggio di influenza pari alla testa del bullone. Questa tipologia di vincolo dovrebbe consentire la copertura del gioco negli step di carico e di simulare **flessione secondaria e terziaria**.

Infine il modello consente di definire una **forza di pre-carico** e di seguito vengono riportati i risultati dell'analisi su un grafico Forza-Spostamento (Fig. 12), per un pre-carico di 227 MPa (valore raccomandato in condizioni di servizio).

Risulta evidente del grafico che il GBJM è in grado di catturare i parametri fisici di un giunto bullonato con un grado elevato di accuratezza (gioco,precarico ed attrito) e un risparmio computazionale significativo. Il modello si pone l'obiettivo di essere riproducibile

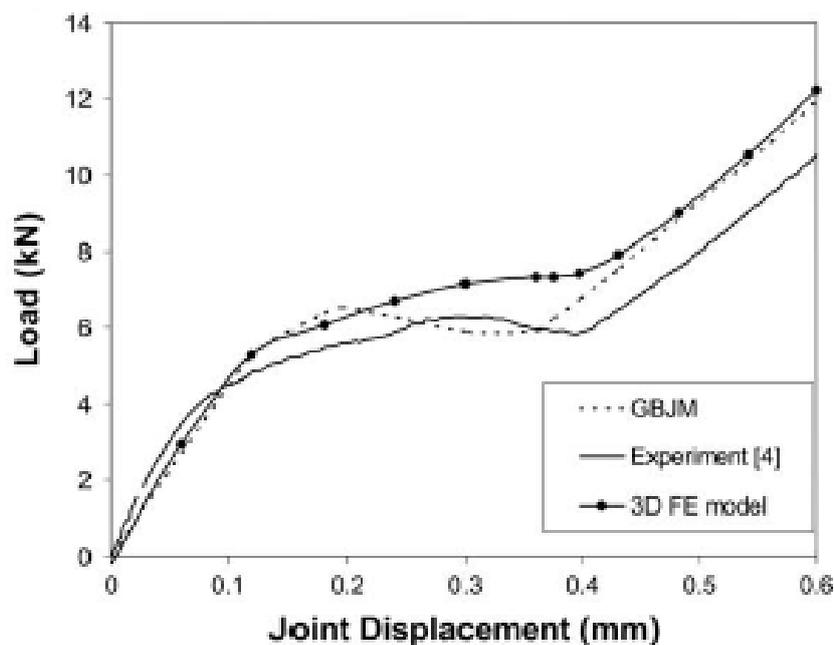


Figura 12: Curva Forza-Spostamento per un giunto con gioco di $240\mu m$ utilizzando il modello di attrito di Coulomb[5]

anche per giunti multipli e strutture di grossa scala, tuttavia potrebbe risultare ancora troppo 'costoso' per assemblaggi che contengono centinaia di bulloni quali ad esempio le ali di un velivolo.

Obiettivi

Nel presente lavoro di tesi viene analizzato innanzitutto un problema di giunzione a singola sovrapposizione e a singolo bullone, con piastre in alluminio e bullone in titanio ad alta resistenza mediante GBJM [5], in ambiente ABAQUS/Standard[6]. Dall'analisi viene quindi ricavata la curva carico-spostamento del giunto evidenziandone un comportamento non-lineare, costituito da tre fasi distinte:

- **I fase:** le forze di attrito resistono al carico applicato;
- **II fase:** plateau dovuto a slittamento delle piastre e copertura del gioco bullone-foro;
- **III fase:** contatto bullone-piastre ed incremento lineare del carico all'aumentare dello spostamento.

Dalla curva carico-spostamento di questo primo modello vengono ricavate con sufficiente approssimazione le caratteristiche meccaniche da utilizzare nell'obiettivo vero e proprio del lavoro di tesi, ovvero la realizzazione e successiva analisi di un modello di rigidità equivalente, che consiste nell'interporre uno strato 'sottile' fra le piastre del giunto. Questo modello viene realizzato in ABAQUS/Standard [6], con una stima dello spessore dello strato effettuata mediante una formula riportata nel riferimento bibliografico 'Yongpeng Chu, Hao Wen, and Ti Chen *Nonlinear Modeling and Identification of an Aluminum Honeycomb Panel with Multiple Bolts*. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 29 Yudao Street, Nanjing, Jiangsu 210016, China'[9].

Il modello ha le stesse condizioni a contorno del primo modello e vengono definiti tre step di carico corrispondenti alle tre fasi della curva carico-spostamento ricavata dal primo modello. L'idea è quella di far variare il materiale isotropo dello strato 'sottile' nei tre step, sostituendo tre moduli elastici differenti stimati a partire da assunzioni analitiche, con il fine di ottenere una curva carico-spostamento del giunto sovrapponibile con buona approssimazione a quella ottenuta con il primo modello. La speranza è quella di ottenere un metodo equivalente consistente, aperto a future modifiche e perfezionamenti, che ne consenta l'applicazione in strutture di grossa scala per introdurre gli effetti non-lineari dei giunti bullonati e ottenere una buona approssimazione della rigidità complessiva della struttura nelle fasi preliminari di progetto.

Capitolo 1

Bullonature

1.1 Bulloni

Facendo riferimento alla figura 1.1, la nomenclatura dei filetti è riassumibile in:

- p è il passo ed è definito come la distanza tra due filetti adiacenti misurata lungo la parallela all'asse della vite; è il reciproco del numero di filetti per unità di lunghezza;
- d è il diametro esterno, misurato sulla cresta dei filetti;
- d_r è il diametro del nocciolo, misurato sul fondo dei filetti;
- d_m è il diametro medio e corrisponde al valore medio fra i due precedenti;
- l è l'avanzamento ed è la distanza che percorre il dado nel compiere una rotazione; per viti ad un filetto $l \equiv p$

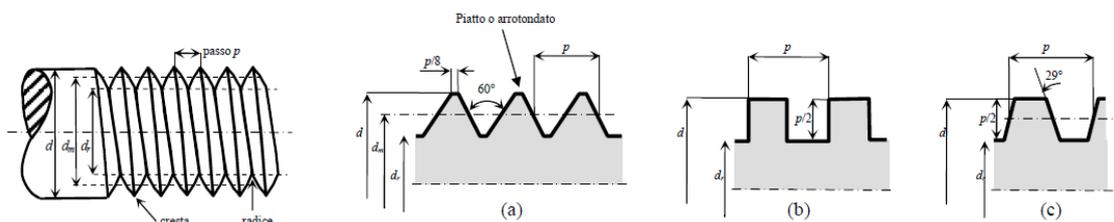


Figura 1.1: Definizioni e tipi di filetto

Gli elementi unificati come i bulloni sono normalmente a filetti singoli. Il bullone guadagna tale denominazione dal fatto che è usato con un dado è che serrato applicando una torsione sul dado stesso.

L'uso delle giunzioni bullonate è consigliabile quando si desidera un collegamento che possa essere smontato senza metodi distruttivi e che sia abbastanza robusto per resistere a forze esterne di trazione e taglio.

1.1.1 Sezione resistente

Per gli effetti della riduzione della sezione del gambo dovuti alla filettatura, la normativa (UNI-EN 20898-1) definisce per ciascun diametro d un valore dell'area resistente, A_t , minore dell'area nominale A . Si può assumere

$$A_t = 0.75 \cdot A = 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (1.1)$$

Per verifiche a trazione si deve sempre considerare l'area resistente A_t . Nel caso delle verifiche a taglio si considera l'area resistente A_t solo quando il piano su cui agisce il taglio interessa la parte filettata della vite, altrimenti si considera l'area totale A .

1.1.2 Precarico sui bulloni

I bulloni vengono serrati per produrre un precarico iniziale F_i (1.2). Gli effetti sono risumibili come segue:

- porre gli elementi in compressione affinché non si abbiano movimenti relativi tra gli elementi della giunzione a causa di forze normali agenti;
- creare attrito fra gli elementi per evitare effetti di slittamento a causa di forze di taglio;
- diminuire l'ampiezza delle sollecitazioni di fatica sul bullone

Quando si effettua il precarico, la deformazione a cui sono sottoposti il bullone e gli elementi giuntati e come si ripartisce fra di essi, dipende dalle diverse rigidità in gioco che devono essere valutate.

Valore del precarico

Il valore del precarico consigliato è ottenibile mediante la seguente formula:

$$F_i = K \sigma_p A_t \quad (1.2)$$

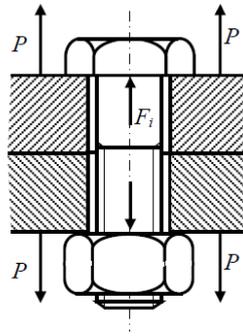


Figura 1.2: Forze agenti sul collegamento

dove:

- $K=0.75$ per collegamenti rimovibili e $K=0.9$ per collegamenti fissi;
- σ_p è la tensione ammissibile del bullone fornita dal costruttore o approssimativamente $\sigma_p = 0.85\sigma_s$.

Momento di avvitamento

Per poter applicare il precarico al bullone è necessario fornire una coppia di avvitamento. Quest'ultima serve a provocare l'allungamento del bullone e a vincere la forza di attrito tra i filetti e la forza di attrito sulla superficie di contatto fra il dado e gli elementi giuntati. E' possibile stimare il momento torcente occorrente per sviluppare il precarico desiderato, mediante la seguente formula:

$$M_T = QF_i d \quad (1.3)$$

dove Q varia tra 0.12 e 0.20 e dipende dall'attrito tra i filetti, dall'accuratezza della costruzione del bullone e dal grado di lubrificazione. La formula consente di calcolare il momento necessario per applicare il precarico F_i desiderato.

1.2 Collegamenti bullonati

Le giunzioni bullonate rientrano nella categoria dei collegamenti rimovibili, utilizzati per elementi che devono essere smontati per ispezioni o sostituzioni.

I bulloni sono generalmente in acciaio, alluminio o titanio e i valori degli ammissibili a taglio, trazione e flessione sono tabulati in funzione del diametro; i dadi devono avere

caratteristiche di resistenza compatibili con quelle del bullone.

Per le unioni bullonate, le posizioni dei fori in termini di distanza dai margini (e) e di passo (p), (1.3)

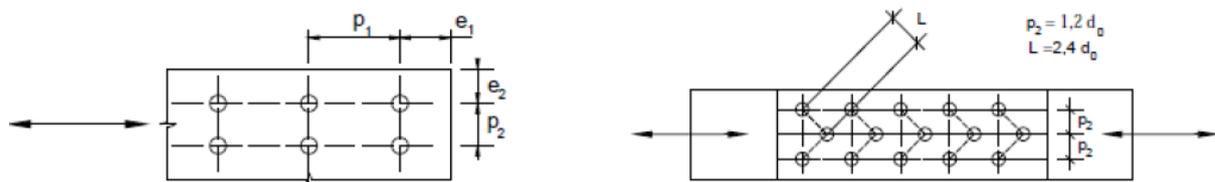


Figura 1.3: Disposizione dei fori per la realizzazione di unioni bullonate

devono sottostare alle limitazioni riportate nella seguente tabella [2]

Distanze e interassi (Fig. 4.2.3)	Minimo	Massimo		
		Unioni esposte a fenomeni corrosivi o ambientali	Unioni non esposte a fenomeni corrosivi o ambientali	Unioni di elementi in acciaio resistente alla corrosione (EN10025-5)
e_1	$1,2 d_0$	$4t+40\text{mm}$	-	$\max(8t;125\text{mm})$
e_2	$1,2 d_0$	$4t+40\text{mm}$	-	$\max(8t;125\text{mm})$
p_1	$2,2 d_0$	$\min(14t;200\text{mm})$	$\min(14t;200\text{mm})$	$\min(14t;175\text{mm})$
$p_{1,0}$	-	$\min(14t;200\text{mm})$	-	-
$p_{1,1}$	-	$\min(28t;400\text{mm})$	-	-
p_2	$2,4 d_0$	$\min(14t;200\text{mm})$	$\min(14t;200\text{mm})$	$\min(14t;175\text{mm})$

L'instabilità locale del piatto posto tra i bulloni/chiodi non deve essere considerata se $(p_1/t) < [9(235/f_y)^{0.5}]$; in caso contrario si assumerà una lunghezza di libera inflessione pari a $0.6 \cdot p_1$.
 t è lo spessore minimo degli elementi esterni collegati.

dove d_0 è il diametro dei fori e t è il minimo spessore degli elementi giuntati. I limiti inferiori influenzano la resistenza e il montaggio delle unioni, mentre quelli superiori possono influenzare la durabilità del collegamento.

1.2.1 Unioni ad attrito e a taglio

Si prenda ad esempio la giunzione in figura (1.4).

La lamiera al centro risulta sollecitata dalla forza F_{Sd} ed è collegata a due lamiere esterne che per ragioni di equilibrio, sono sollecitate con una forza $F_{Sd}/2$. La risposta della giunzione è descritta dal grafico seguente, che mette in relazione la forza applicata con la variazione della distanza tra i punti A e B, Δ_{AB} .

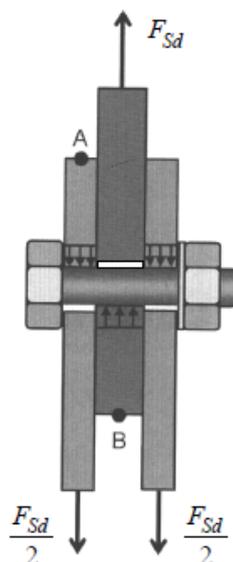
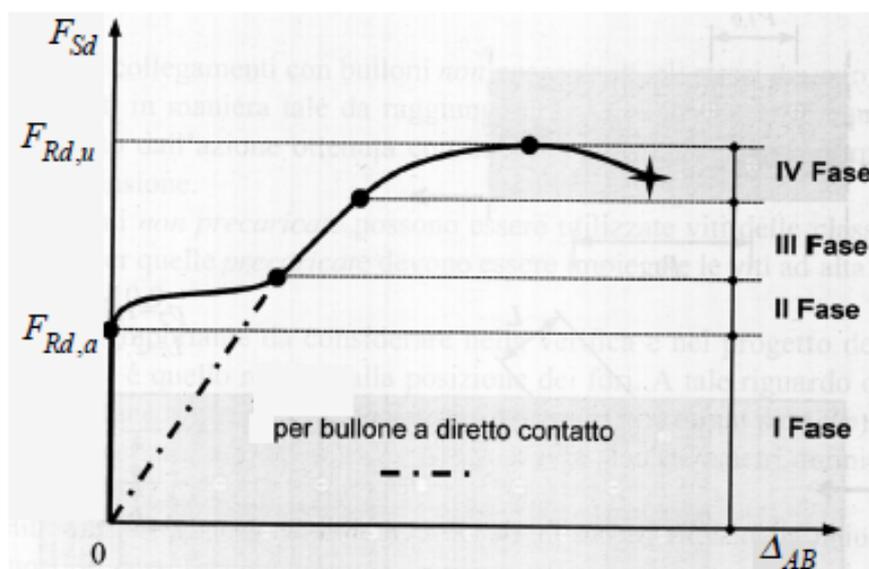


Figura 1.4: Unione bullonata ad attrito e a taglio



Sono riconoscibili quattro fasi così riassumibili:

- **I Fase:** la trasmissione della forza avviene mediante attrito tra le lamiere dovuto al precarico sul bullone; la variazione della distanza tra A e B risulta nulla; la fase termina quando F_{Sd} raggiunge la forza resistente di attrito $F_{Rd,a}$.
- **II Fase:** c'è uno slittamento tra le piastre collegate pari al gioco tra foro e bullone, con F_{Sd} che si mantiene quasi costante; la fase termina nel momento in cui le piastre entrano in contatto con il gambo del bullone.

- **III Fase:** Δ_{AB} è proporzionale al carico applicato e la giunzione è sollecitata in campo elastico; la fase termina quando si raggiunge il limite elastico o nel bullone o nelle piastre.
- **IV Fase:** grandi slittamenti per piccoli incrementi di carico, si entra in campo elasto-plastico; la fase termina a pervenuto collasso della giunzione.

Alla luce di quanto detto sopra, il progetto e la successiva verifica della giunzione devono essere eseguiti nei confronti dello **stato limite di slittamento**, o dello **stato limite di resistenza**.

Per lo stato limite di slittamento si considera la prima fase e la giunzione è detta **unione ad attrito**.

Per lo stato limite di resistenza si considera la quarta fase e la giunzione è detta **unione a taglio**.

I meccanismi possibili di rottura delle unioni a taglio sono:

- a) rottura a taglio del bullone;
- b) rottura per rifollamento della lamiera;
- c) rottura a taglio della lamiera;
- d) rottura a trazione della lamiera.

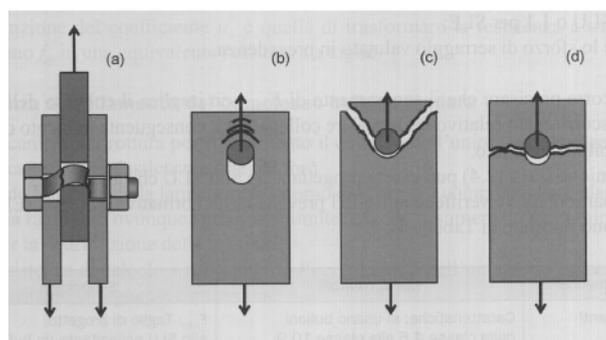


Figura 1.5: Meccanismi di rottura del giunto

Unioni ad attrito

Per effetto del precarico, le piastre vengono compresse trasversalmente; sulle superfici di contatto nasce una forza resistente d'attrito, $F_{Rd,a}$, che si oppone allo slittamento delle

piastre.

Per unioni di questo tipo è possibile utilizzare solo bulloni ad alta resistenza.

La verifica dell'unione è soddisfatta quando:

$$F_{Sd} \leq F_{Rd,a} \quad (1.4)$$

La forza che ciascun bullone può trasmettere è data dalla relazione

$$F_{Rdb,a} = \frac{n\mu F_{pd}}{\gamma_{M3}} \quad (1.5)$$

dove:

- n è il numero delle superfici delle piastre a contatto
- μ è il coefficiente di attrito, pari a 0,3 per superfici non trattate, pari a 0,45 per superfici trattate;
- F_{pd} è la forza di serraggio (precarico);
- γ_{M3} è il coefficiente di sicurezza parziale pari a 1.25 per gli SLU e a 1.1 per gli SLE.

Unioni a taglio

La resistenza di calcolo dei bulloni, può essere assunta pari a:

$$F_{Rd,v} = \frac{0,6f_{tb}A}{\gamma_{M2}} \quad (1.6)$$

quando il piano di taglio riguarda la parte non filettata del gambo;

$$F_{Rd,v} = \frac{0,6f_{tb}A_{res}}{\gamma_{M2}} \quad (1.7)$$

per bulloni di classe 4.6, 5.6e 8.8, quando il piano di taglio riguarda la parte filettata del gambo;

$$F_{Rd,v} = \frac{0,5f_{tb}A_{res}}{\gamma_{M2}} \quad (1.8)$$

per bulloni di classe 6.8 e 10.9, quando il piano di taglio riguarda la parte filettata del gambo. f_{tb} è la resistenza caratteristica a rottura del materiale che costituisce il bullone e $\gamma_{M2} = 1,25$. Tali valori vanno moltiplicati per il numero di piani di taglio che interessano il gambo.

Nel meccanismo di rottura per rifollamento, il collasso dell'unione avviene a causa della

plasticizzazione del foro di una delle piastre collegate. Quando il materiale nell'intorno del foro si è completamente plasticizzato, si assume che la distribuzione delle tensioni sia costante e pari al valore caratteristico a rottura f_{tk} .

La resistenza di calcolo a rifollamento della lamiera può essere calcolata mediante la relazione:

$$F_{Rd,v} = \frac{k\alpha f_{tk} A_{res} dt}{\gamma_{M2}} \quad (1.9)$$

dove:

- d è il diametro del gambo del bullone;
- t è lo spessore della piastra collegata;
- α e k sono due coefficienti che tengono conto degli effetti della redistribuzione plastica degli sforzi nella lamiera e sono funzione delle distanze e degli interassi dei fori secondo le relazioni:

– $\alpha = \min \{e_1/(3d_0); f_{tb}/f_{tk}; 1\}$ per bulloni di bordo nella direzione del carico applicato

– $\alpha = \min \{p_1/(3d_0) - 0,25; f_{tb}/f_{tk}; 1\}$ per bulloni interni nella direzione del carico applicato

– $k = \min \{2,8 \cdot e_2/d_0 - 1,7; 2,5\}$ per bulloni di bordo nella direzione ortogonale al carico

– $k = \min \{1,4 \cdot p_2/d_0 - 1,7; 2,5\}$ per bulloni interni nella direzione ortogonale al carico

La resistenza del collegamento è la minore tra quella del bullone e quella della piastra, cioè

$$F_{Rd,c} = \min (F_{Rd,v}; F_{Rd,b}) \quad (1.10)$$

La verifica è soddisfatta se risulta

$$F_{Sd}/n_b \leq F_{Rd,c} \quad (1.11)$$

dove n_b è il numero di bulloni che costituisce la giunzione.

Capitolo 2

Metodo degli elementi finiti

Il FEM (metodo degli elementi finiti) è un metodo di approssimazione della soluzione. È un metodo numerico per calcolare la soluzione approssimata di un problema (e può essere usato quando non si è in grado di determinare una soluzione analitica del problema), applicabile a un ampio range di problemi fisici, nel caso della presente tesi: analisi strutturale statica.

La base di partenza sono le formulazioni variazionali che si fondano sui principi di stazionarietà (di energia potenziale totale o PLV). Gli elementi finiti sono quindi dei casi particolari dei metodi di Rayleigh-Ritz (basati sulla stazionarietà dell'energia potenziale totale) e di quello dei residui pesati di Galerkin (ambedue metodi classici nati prima del FEM). Ai metodi sopracitati può essere applicata una formulazione discreta ottenendo il FEM. Si fa quindi uso delle formulazioni variazionali e del principio di stazionarietà dell'energia potenziale totale (normalmente si parla di principio di minimo dell'energia potenziale totale, ma il minimo si ha se la configurazione di equilibrio è stabile; in generale se non è possibile stabilire a priori se la configurazione sia stabile o no, si parla di stazionarietà ovvero di punti in cui si azzera la derivata prima).

Il principio di stazionarietà dell'energia potenziale totale afferma:

'tra tutte le configurazioni congruenti, la configurazione che è anche equilibrata è quella che rende stazionaria l'energia potenziale totale del sistema'.

In generale l'andamento del campo di spostamenti all'interno del corpo può essere scritto come combinazione lineare di N funzioni delle coordinate spaziali, scelte a priori (funzioni

base o di forma).

$$u(x) \simeq \sum_{i=1}^N u_i \phi_i(x) \quad (2.1)$$

dove i coefficienti u_i sono le incognite del problema e corrispondono ai gradi di libertà nodali (NDOF).

Le funzioni $\phi_i(x)$ sono dette funzioni base o di forma e devono soddisfare la proprietà di ortogonalità:

$$\begin{aligned} \int_0^L \phi_i(x) \phi_j(x) dx &= 0 & j \neq i \\ \int_0^L \phi_i(x) \phi_j(x) dx &\neq 0 & j = i \end{aligned} \quad (2.2)$$

Tale proprietà implica che le funzioni della base siano linearmente indipendenti tra loro.

L'energia di deformazione elastica del sistema è:

$$U_p = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\epsilon\} dV \quad (2.3)$$

Per la legge di Hooke:

$$\{\sigma\} = [C] \{\epsilon\} \quad (2.4)$$

dove $[C]$ è la matrice delle costanti ingegneristiche.

Sostituendo si ottiene:

$$U_p = \frac{1}{2} \int_V \{\epsilon\}^T [C] \{\epsilon\} dV \quad (2.5)$$

Sapendo che:

$$\epsilon_i = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad \gamma_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.6)$$

Il vettore delle deformazioni può essere scritto come:

$$\{\epsilon\} = [\nabla] [\phi] \{u\} = [B] \{u\} \quad (2.7)$$

Combinando le equazioni (1.16) e (1.18), si ottiene:

$$U_p = \frac{1}{2} \{u\}^T [K] \{u\} \quad (2.8)$$

dove

$$[K] = \int_V [B]^T [C] [B] dV \quad (2.9)$$

è la matrice di rigidezza.

Per ottenere l'energia potenziale totale, bisogna calcolare l'energia potenziale dei carichi

esterni, che è meno il lavoro dei carichi esterni:

$$V_p = - \int_V \bar{P}(x)u(x)dV = - \int_V \bar{P}(x) \{u\}^T [\phi] dV = - \{u\}^T \int_V \bar{P}(x) [\phi] dV = - \{u\}^T \{P\} \quad (2.10)$$

dove $\{P\}$ è il vettore dei carichi nodali e contiene tutti i carichi applicati alla struttura, comprese le reazioni vincolari nodali.

Si può quindi applicare il principio di stazionarietà dell'energia potenziale totale che può essere riformulato come segue:

'Di tutti i possibili campi di spostamento compatibili con i vincoli geometrici, quello effettivamente presente in una struttura in equilibrio sotto un sistema di carichi esterni conservativi e assegnate condizioni di vincolo è quello che rende stazionaria l'energia potenziale totale del sistema.'

L'energia potenziale totale è calcolata come segue:

$$\Pi_p = U_p + V_p = \frac{1}{2} \{u\}^T [K] \{u\} - \{u\}^T \{P\} \quad (2.11)$$

Con lo scopo di trovarne il minimo, l'energia potenziale totale viene differenziata:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_p}{\partial \{u\}} &= \frac{\partial U_p}{\partial \{u\}} + \frac{\partial V_p}{\partial \{u\}} = \{0\} \\ \frac{\partial U_p}{\partial \{u\}} &= \frac{1}{2} \frac{\partial \{u\}^T [K] \{u\}}{\partial \{u\}} = [K] \{u\} \\ \frac{\partial V_p}{\partial \{u\}} &= - \frac{\partial \{u\}^T \{P\}}{\partial \{u\}} = - \{P\} \\ &\implies [K] \{u\} = \{P\} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Infine, invertendo la matrice $[K]$, si ottengono le incognite del problema, ovvero gli spostamenti nodali:

$$\{u\} = [K]^{-1} \{P\} \quad (2.13)$$

Una volta che gli spostamenti nodali sono stati calcolati, è possibile ottenere lo spostamento nella struttura e lo stato di sforzo-deformazione mediante integrazione numerica.

Prima di introdurre gli elementi caratteristici delle analisi effettuate nel presente lavoro di tesi, è opportuno fare alcune precisazioni.

Come detto precedentemente le funzioni della base ϕ_i devono soddisfare la proprietà di ortogonalità e, nella discretizzazione FEM, vengono costruite in modo che i coefficienti di combinazione lineare incogniti u_i rappresentino lo spostamento in alcuni punti (NDOF); i coefficienti hanno quindi un significato fisico. Tra i tanti modi in cui le funzioni della

base possono essere costruite, si sceglie quello basato sui punti in cui si vuole che gli u_i rappresentino lo spostamento.

- Alla griglia di punti (**nodi**) corrisponde una discretizzazione intesa come divisione in sotto-domini (**elementi finiti**).
- In ogni elemento la funzione incognita è approssimata con l'andamento locale delle funzioni della base (**funzioni di forma**) ciascuna delle quali moltiplica il valore della funzione incognita in un nodo (**gradi di libertà nodali**).
- Utilizzando le stesse funzioni in ogni elemento, tutti gli elementi sono localmente identici ed hanno quindi matrici di rigidezza e vettore delle forze formalmente identici (se riferiti ai gradi di libertà locali).
- La somma dei vari contributi comporta la somma delle singole matrici di rigidezza e dei singoli vettori delle forze purché opportunamente espansi alla dimensione del vettore di tutti i gradi di libertà globali (**assemblaggio**).

Differentemente da quanto accade per il metodo di Rayleigh-Ritz, in cui il soddisfacimento delle condizioni al contorno ricade sulle singole funzioni della base, nel paradigma FEM

$$u(x) \simeq \sum_{i=1}^N u_i \phi_i(x)$$

la $u(x)$ rispetta le condizioni al contorno grazie ai gradi di libertà u_i per cui le funzioni di forma $\phi_i(x)$ sono liberate da questo compito. Bisogna fare in modo che i gradi di libertà nodali siano adatti a soddisfare le condizioni al contorno geometriche, cioè rappresentino i valori della funzione incognita fino all'ordine di derivazione $(\frac{r}{2} - 1)$, dove r è l'ordine massimo di derivazione della funzione nell'equazione differenziale di equilibrio.

L'approssimazione della soluzione FEM migliora all'aumentare del numero di elementi finiti.

2.1 Elemento trave: beam

Gli elementi trave lineari a due nodi utilizzati nel presente lavoro di tesi, sono formulati sul modello della trave di Timoshenko.

Il modello si basa sulle seguenti ipotesi fondamentali:

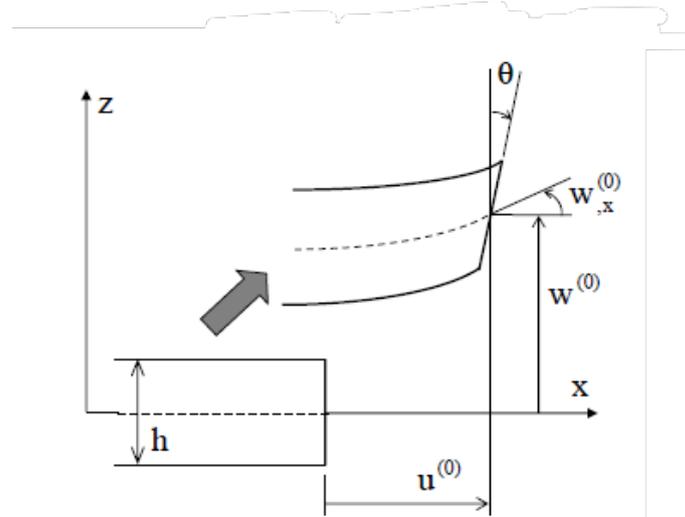


Figura 2.1: Trave di Timoshenko

- le sezioni trasversali rimangono piane a deformazione avvenuta;
- le sezioni mantengono invariata la loro altezza a deformazione avvenuta;
- si ha uno stato piano di tensione (nulle le tensioni dirette secondo y);
- σ_{zz} è nulla

Dalle ipotesi risulta il seguente campo di spostamenti:

$$\begin{aligned} u(x, z) &= u^0(x) + z\theta(x) \\ w(x, z) &= w^0(x) \end{aligned} \quad (2.14)$$

La trave di Timoshenko ha quindi tre variabili cinematiche: u, w, θ . Il campo di deformazioni risultante è:

$$\begin{aligned} \epsilon_{xx}(x, z) &= u^0_{,x}(x) + z\theta_{,x}(x) \\ \gamma_{xz}(x, z) &= w^0_{,x}(x) + \theta(x) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Il campo di tensioni può essere scritto come:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}(x, z) &= E_x \cdot \epsilon_{xx}(x, z) \\ \tau_{xz}(x, z) &= G_{xz} \cdot \gamma_{xz}(x, z) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Le risultanti sono così definite:

$$\begin{aligned} N &\equiv \int_S \sigma_{xx} dS \\ M &\equiv \int_S \sigma_{xx} z dS \\ T &\equiv \int_S \tau_{xz} dS \end{aligned} \quad (2.17)$$

Sostituendo si ricavano le equazioni costitutive:

$$\begin{aligned} N &= Au_{,x}^0 + B\theta_{,x} \\ M &= Bu_{,x}^0 + D\theta_{,x} \\ T &= A_T (w_{,x}^0 + \theta) \end{aligned} \tag{2.18}$$

dove

$$\begin{aligned} (A, B, D) &= \int_S E_x (1, z, z^2) dS \\ A_T &= k^2 \int_S G_{xz} dS \end{aligned} \tag{2.19}$$

sono i coefficienti di rigidezza, con k che rappresenta il coefficiente correttivo del taglio. Si sostituisce il tutto nella formulazione variazionale del principio di stazionarietà dell'energia potenziale totale. A questo punto è possibile formulare l'elemento finito trave nel piano (Fig.2.2):

- la rotazione θ e la freccia w sono due gradi di libertà indipendenti e quindi vengono approssimati separatamente all'interno dell'elemento.
- sia per w che per θ , l'ordine massimo di derivazione è $r=2$, per cui i gradi di libertà nodali sono solo i valori delle incognite e si possono usare polinomi di Lagrange come funzioni di forma.

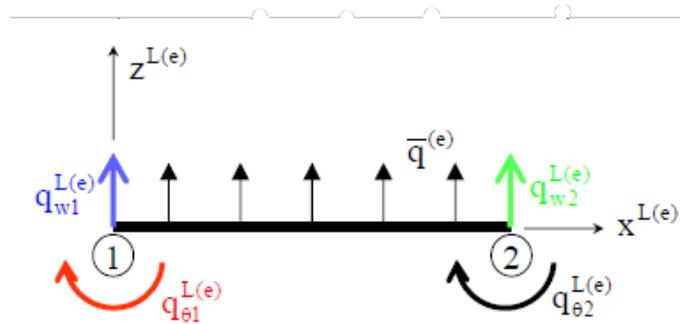


Figura 2.2: Elemento trave nel piano

Il campo di spostamenti trasversali nel piano è così approssimato:

$$\begin{aligned} w^e(x^e) &\simeq \left[\left(1 - \frac{x^e}{L^e}\right) \left(\frac{x^e}{L^e}\right) \right] \{q_{w1}^{L^e} \quad q_{w2}^{L^e}\}^T \\ \theta^e(x^e) &\simeq \left[\left(1 - \frac{x^e}{L^e}\right) \left(\frac{x^e}{L^e}\right) \right] \{q_{\theta 1}^{L^e} \quad q_{\theta 2}^{L^e}\}^T \end{aligned} \tag{2.20}$$

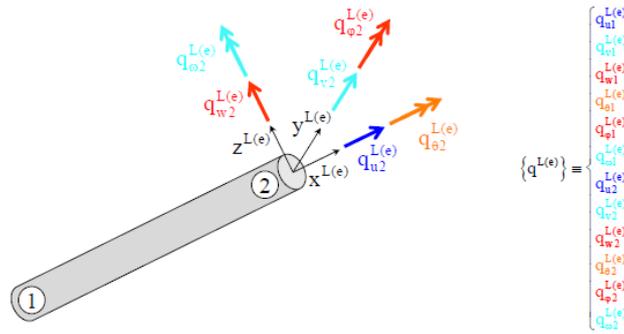


Figura 2.3: Elemento beam nello spazio

A questo punto, considerando allo stesso tempo i modi di deformazione di un elemento asta, un elemento barra di torsione e due elementi trave secondo due piani perpendicolari di flessione, si ha l'**elemento beam lineare nello spazio a due nodi** (Fig.2.3)

Assemblando opportunamente i vari contributi in base all'ordine dei gradi di libertà, si ottiene la matrice di rigidità che assume la forma riportata in Fig.2.4.

In ABAQUS gli elementi beam sono designati come in Fig.2.5

$$[k] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} \\ 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GI_{xx}}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_{xx}}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & \frac{EI_{yy} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & -\frac{EI_{yy} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 \\ 0 & \frac{GA_z}{2} & 0 & 0 & 0 & \frac{EI_{zz} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & -\frac{EI_{zz} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{GA_z}{2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA_z}{2} \\ 0 & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & -\frac{GA_z}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_{xx}}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GI_{xx}}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GA_z}{L} & 0 & -\frac{EI_{yy} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & \frac{EI_{yy} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 \\ 0 & \frac{GA_z}{2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{EI_{zz} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} & 0 & -\frac{GA_z}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{EI_{zz} + GA_z L}{L + \frac{GA_z L}{4}} \end{bmatrix}$$

Figura 2.4: Matrice di rigidità dell'elemento beam

2.1.1 Elemento beam in ABAQUS [6]

L'elemento beam lineare nello spazio a due nodi usato nella presente tesi è denominato **B31**, con uno schema di integrazione di Simpson a tre punti per ogni segmento che compone la sezione[6].

Abaqus assume che il comportamento a taglio trasversale delle travi di Timoshenko sia

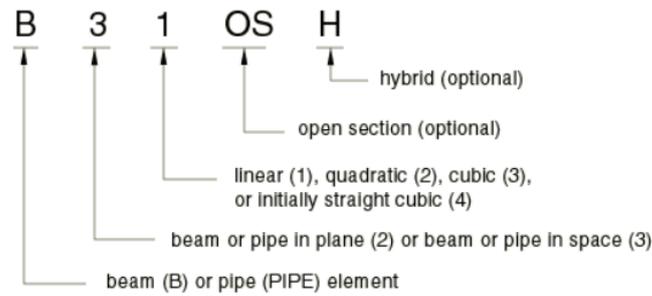


Figura 2.5: Designazione elementi beam in ABAQUS [6]

elastico lineare con un modulo fisso e , quindi, indipendente dalla risposta della sezione della trave all'allungamento assiale e alla flessione [6].

2.2 Elemento piastra: shell

Gli elementi piastra ad integrazione ridotta utilizzati nel presente lavoro di tesi, sono formulati sul modello della piastra di Mindlin. Il modello della piastra di Mindlin (Fig.2.6) si basa sulle seguenti ipotesi:

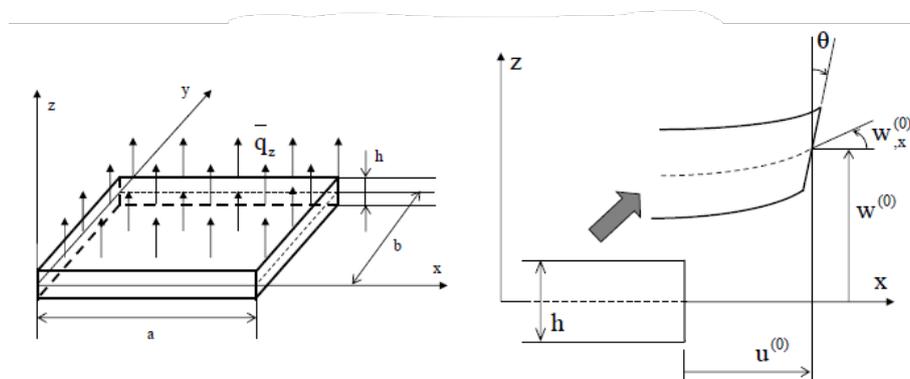


Figura 2.6: Piastra di Mindlin

• Ipotesi cinematiche

- i segmenti di spessore, inizialmente rettilinei, rimangono tali a deformazione avvenuta
- i segmenti di spessore mantengono invariata la loro lunghezza a deformazione avvenuta

Da queste ipotesi risulta che il campo di spostamenti è del tipo:

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= u^0(x, y) - z\theta(x, y) \\ v(x, y, z) &= v^0(x, y) - z\varphi(x, y) \\ w(x, y, z) &= w^0(x, y) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Si hanno quindi cinque variabili cinematiche indipendenti. Il campo di deformazioni risulta essere:

$$\begin{aligned} \{\epsilon_p\} &= \{\epsilon_p^0\} + z \{\kappa_p\} \\ \{\gamma_T\} &= \{\gamma_{xz} \ \gamma_{yz}\}^T = \{w_{,x}^0 + \theta \quad w_{,y}^0 + \varphi\}^T \end{aligned} \quad (2.22)$$

dove:

- $\{\epsilon_p^0\} = \{\epsilon_{xx}^0 \ \epsilon_{yy}^0 \ \gamma_{xy}^0\}^T = \{u_{,x}^0 \quad v_{,y}^0 \quad u_{,y}^0 + v_{,x}^0\}^T$ sono le deformazioni membranali;
- $\{\kappa_p\} = \{\kappa_{xx} \ \kappa_{yy} \ \kappa_{xy}\}^T = -\{w_{,xx}^0 \quad w_{,yy}^0 \quad 2w_{,xy}^0\}^T$ sono le curvature
- $\{\gamma_T\}$ sono le deformazioni a taglio trasversale.

- **Ipotesi sullo stato tensionale:** La tensione trasversale normale σ_{zz} è nulla. Da questa ipotesi risulta che il campo di tensioni è:

$$\begin{aligned} \{\sigma_p^k\} &= [Q_p^k] \{\epsilon_p\} \\ \{\tau_T^k\} &= [Q_T^k] \{\gamma_T\} \end{aligned} \quad (2.23)$$

dove $[Q_p^k]$ e $[Q_T^k]$ sono le matrici delle rigidezze ridotte trasformate.

Si passa ora a definire le risultanti ed i momenti risultanti delle tensioni (Fig.2.7):

$$\begin{aligned} \{N\} &= \{N_{xx} \ N_{yy} \ N_{xy}\}^T \equiv \int_{-h/2}^{h/2} \{\sigma_{xx}^k \ \sigma_{yy}^k \ \tau_{xy}^k\}^T dz = \int_{-h/2}^{h/2} \{\sigma_p^k\}^T dz \\ \{M\} &= \{M_{xx} \ M_{yy} \ M_{xy}\}^T \equiv \int_{-h/2}^{h/2} z \{\sigma_{xx}^k \ \sigma_{yy}^k \ \tau_{xy}^k\}^T dz = \int_{-h/2}^{h/2} z \{\sigma_p^k\}^T dz \\ \{T\} &= \{T_x \ T_y\}^T \equiv \int_{-h/2}^{h/2} \{\tau_T^k\} dz \end{aligned} \quad (2.24)$$

Calcolando gli integrali, si ottengono le equazioni costitutive della piastra di Mindlin:

$$\begin{aligned} \{N\} &= [A] \{\epsilon_p^0\} + [B] \{\kappa_p\} \\ \{M\} &= [B] \{\epsilon_p^0\} + [D] \{\kappa_p\} \\ \{T\} &= [A_T] \{\gamma_T\} \end{aligned} \quad (2.25)$$

dove

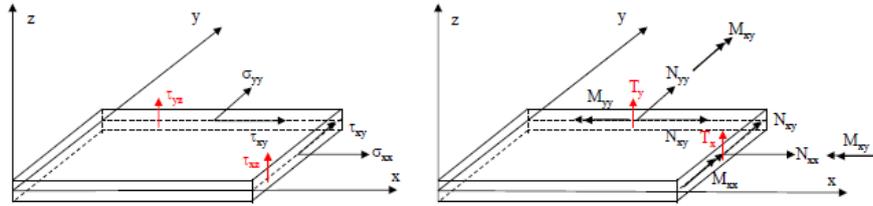


Figura 2.7: Risultanti delle tensioni

- $[A] \equiv \int_{-h/2}^{h/2} [Q_p^K] dz$ è la matrice delle rigidezze membranali
- $[B] \equiv \int_{-h/2}^{h/2} z [Q_p^K] dz$ è la matrice delle rigidezze di accoppiamento
- $[D] \equiv \int_{-h/2}^{h/2} z^2 [Q_p^K] dz$ è la matrice delle rigidezze flesso-torsionali
- $[A_T] \equiv k^2 \int_{-h/2}^{h/2} [Q_T^K] dz$
con k^2 coefficiente correttivo del taglio.

Si sostituisce il tutto nella formulazione variazionale del principio di stazionarietà dell'energia potenziale totale. A questo punto è possibile formulare l'elemento finito piastra di Mindlin:

- le rotazioni e lo spostamento trasversale sono indipendenti fra loro per cui vengono approssimate separatamente all'interno dell'elemento;
- per la freccia, le rotazioni e gli spostamenti nel piano il grado massimo di derivazione è $r=2$, per cui i gradi di libertà nodali sono solo i valori delle incognite e si possono quindi usare funzioni lineari (che però portano allo 'shear locking' risolvibile con integrazione ridotta)

Per semplicità si considera il caso dell'elemento finito rettangolare a quattro nodi (Fig.2.8))

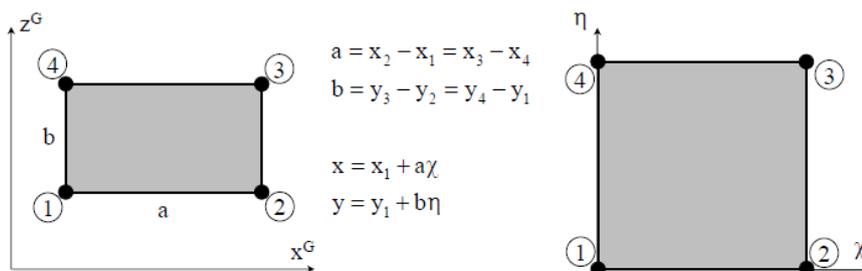


Figura 2.8: Elemento rettangolare a quattro nodi nel piano fisico e nel piano naturale

Le coordinate geometriche sono anch'esse esprimibili come combinazioni lineari:

$$\begin{aligned} x &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) x_i \\ y &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) y_i \end{aligned} \quad (2.26)$$

con

$$N_i(\chi, \eta) \equiv \frac{1}{4} (1 + \chi_i \chi) (1 + \eta_i \eta) \quad (2.27)$$

Utilizzando una formulazione dell'elemento finito isoparametrica, ovvero utilizzando lo stesso grado di approssimazione sia per la geometria che per le variabili dipendenti, gli spostamenti e le rotazioni sono esprimibili come:

$$\begin{aligned} u(x, y) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) u_i \\ v(x, y) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) v_i \\ w(x, y) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) w_i \\ \theta(x, y) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) \theta_i \\ \varphi(x, y) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\chi, \eta) \varphi_i \end{aligned} \quad (2.28)$$

I gradi di libertà nodali (NDOF) risultano quindi essere 20 per l'elemento finito piastra rettangolare a quattro nodi:

$$\{q\} = [u_1 \ v_1 \ w_1 \ \theta_1 \ \varphi_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ \theta_2 \ \varphi_2 \ u_3 \ v_3 \ w_3 \ \theta_3 \ \varphi_3 \ u_4 \ v_4 \ w_4 \ \theta_4 \ \varphi_4]^T$$

2.2.1 Elemento shell in ABAQUS[6]

In ABAQUS gli elementi shell di interesse sono denominati come riportato in Fig.2.9.

L'elemento utilizzato nel presente lavoro di tesi è designato come S4R e si tratta di uno shell a 4-nodi per general-purpose, ad integrazione ridotta con deformazioni membranali finite [6].

Gli elementi general purpose forniscono soluzioni robuste e accurate in tutte le condizioni

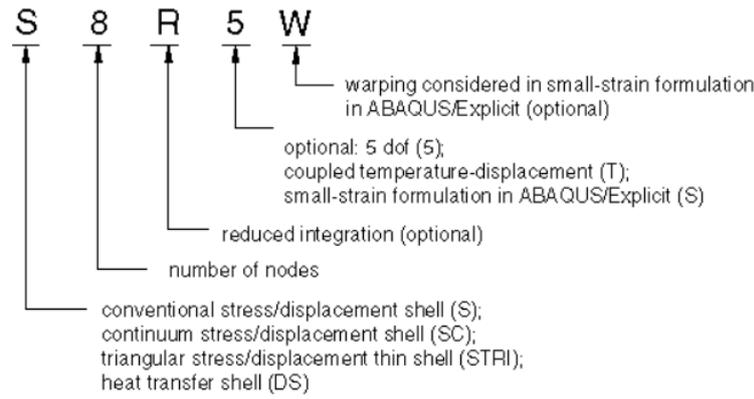


Figura 2.9: Designazione elementi shell in ABAQUS [6]

di carico per problemi di gusci sottili e spessi. La variazione dello spessore in funzione della deformazione nel piano è consentita nella loro formulazione. Non soffrono di shear locking. La cinematica della membrana degli S_4 è basata su una formulazione di deformazione assunta che fornisce soluzioni accurate per il comportamento a flessione nel piano.[6].

Gli elementi shell convenzionali discretizzano una struttura definendo la geometria su una superficie di riferimento, mentre lo spessore è determinato attraverso la definizione delle proprietà della sezione. Gli elementi shell convenzionali hanno i gradi di libertà di spostamento e rotazione (Mindlin).

Per gli shell nello spazio la normale positiva è data dalla regola della mano destra passando per i nodi dell'elemento seguendo l'ordine in cui sono specificati nella definizione dell'elemento (Fig.2.10).

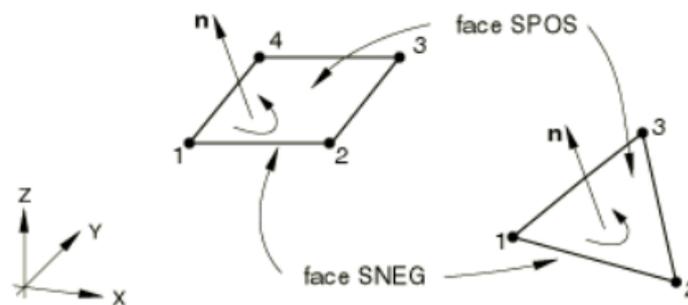


Figura 2.10: Elementi shell convenzionali nello spazio[6]

Capitolo 3

Analisi di una giunzione mediante GBJM

Il primo modello descritto nella presente tesi di laurea, utilizza un procedimento già convalidato e denominato GBJM (Global Bolted Joint Model) [5]. La realizzazione di questo modello e la sua successiva analisi, sono stati effettuati in ambiente ABAQUS. L'obiettivo è stato quello di poter ricavare una curva Carico-Spostamento, quanto più in linea con il reale comportamento del giunto a carichi di trazione.

3.1 Descrizione del problema

E' stato analizzato il caso di una giunzione a singola sovrapposizione, in cui due piastre di Alluminio sono collegate da un bullone ad alta resistenza di 8mm di diametro in lega di Titanio. Per semplificare l'analisi le rondelle, la testa del bullone e il dado sono state escluse dal modello. La geometria di riferimento per la realizzazione del modello è riportata in figura (3.1)

Le proprietà dei materiali utilizzati sono riportate nella seguente tabella (3.1)

	E (MPa)	ν
Proprietà Alluminio	73000	0.33
Proprietà Titanio	110000	0.29

Tabella 3.1: Proprietà dei materiali

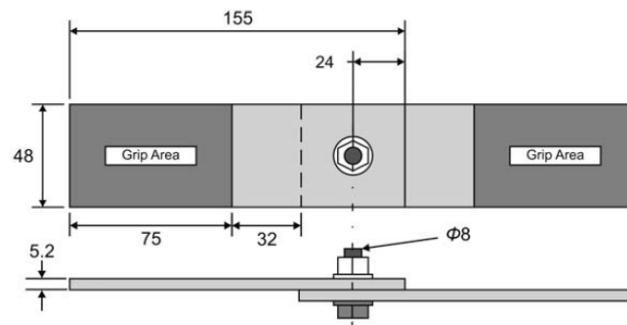


Figura 3.1: Geometria del giunto a singola sovrapposizione [5]

3.2 Modello FEM

3.2.1 Geometria e Mesh

Il modello è costituito sostanzialmente da tre parti: piastra superiore, piastra inferiore e bullone (Figura 3.2).

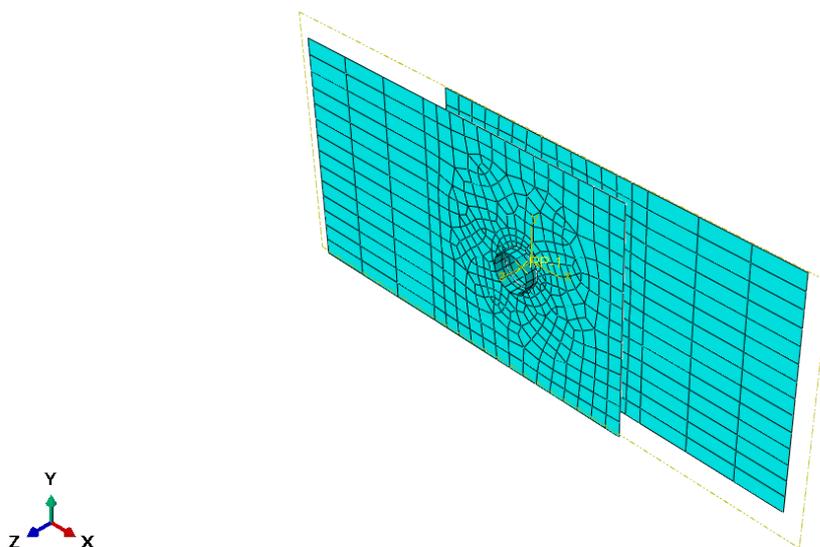


Figura 3.2: Modello agli elementi finiti: geometria e mesh del giunto

Quest'ultimo consta a sua volta di due parti: una serie di due elementi beam lineari (B31 [6]) di taglia 2.6 mm e due superfici rigide di lunghezza 5.2 mm ciascuno (Figura 3.3). Agli elementi beam sono state assegnate le proprietà del titanio per rappresentare la rigidità elastica del bullone, mentre le due superfici rigide rappresentano le superfici di contatto del bullone e consentono di modellare il gioco fra bullone e foro.

Le piastre sono state meshate utilizzando elementi shell a 4 e 3 nodi, ad integrazione ridotta

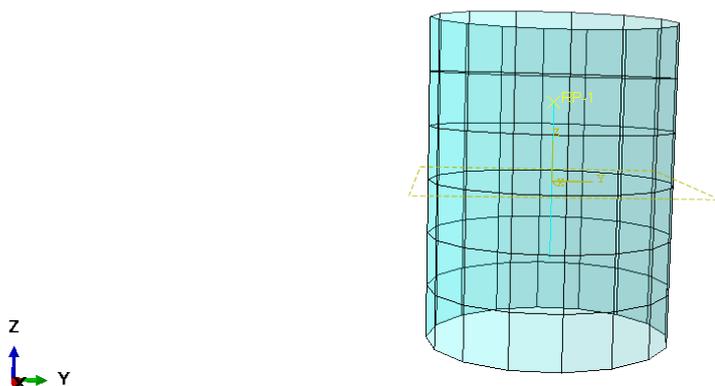


Figura 3.3: Modello agli elementi finiti: bullone

(S4R [6]). Le grip area non sono state modellizzate. Le superfici delle piastre sono state

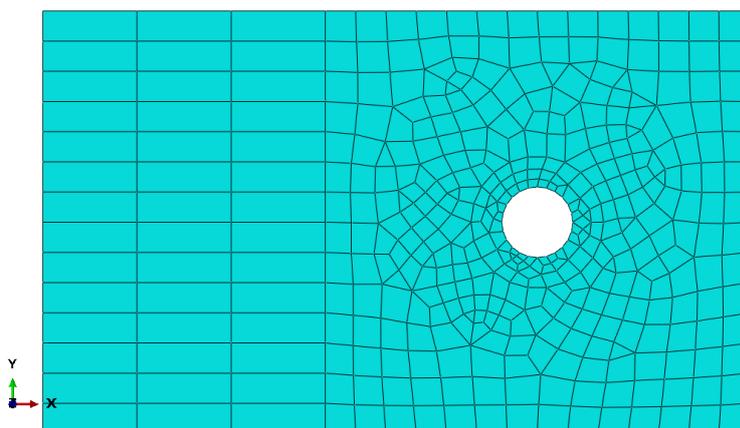


Figura 3.4: Mesh delle piastre

partizionate con l'obiettivo di avere un controllo più efficace sulla mesh. Quest'ultima è stata generata tramite un edge seed, scegliendo di renderla più fitta nella porzione in cui avviene il contatto tra le due piastre, con un ulteriore infittimento attorno al foro (Figura 3.4). In seconda istanza è stato creato un ulteriore partizionamento ad una distanza $R=7,5$ mm dal centro del foro (corrispondente al raggio della testa del bullone), affinché fossero generati dei nodi sul bordo della partizione per ragioni che verranno illustrate in seguito.

3.2.2 Contatto

Il contatto è stato modellizzato utilizzando l'algoritmo master-slave di ABAQUS, dove la superficie master è definita come quella con il materiale più rigido o con la mesh più rada. In particolare sono stati definiti due tipi di contatto, quello tra le piastre e quello tra la superficie rigida e il foro.

Proprietà di interazione delle piastre

Innanzitutto sono state definite le proprietà di interazione da assegnare al contatto. In

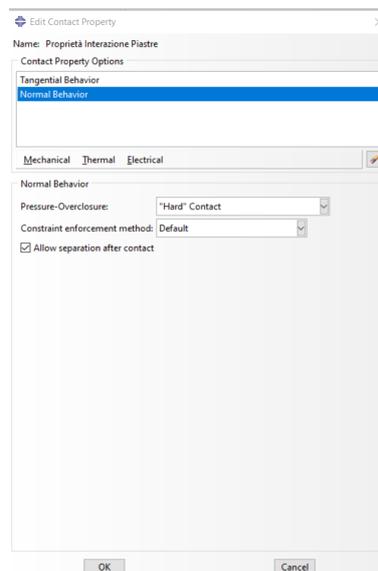


Figura 3.5: Proprietà di interazione delle piastre in direzione normale

Figura 3.5 è riportata la scheda relativa alla proprietà di interazione in direzione normale: è stato utilizzato un contatto di tipo "hard" con il metodo di applicazione dei vincoli di default.

In figura 3.6 è riportata, sulla stessa scheda, la proprietà di interazione in direzione tangenziale: è stato utilizzato il metodo del penalty con un coefficiente di attrito $\mu = 1.1$, tipico dell'attrito fra piastre in alluminio.

E' stato verificato che, per giunzioni in cui al bullone viene applicato un precarico, parte del carico è trasferito mediante attrito. ABAQUS utilizza un modello di attrito di Coulomb classico.

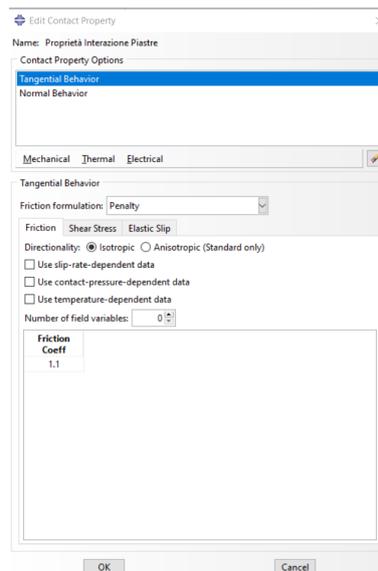


Figura 3.6: Proprietà di interazione delle piastre in direzione tangenziale

Contatto piastre

Per il contatto tra le piastre è stato definito un contatto surface-to-surface, che tiene in conto dello spessore degli elementi shell, nella zona di sovrapposizione, assegnando alla piastra superiore il ruolo di master e a quella inferiore il ruolo di slave (Figura 3.7 e Figura 3.8).

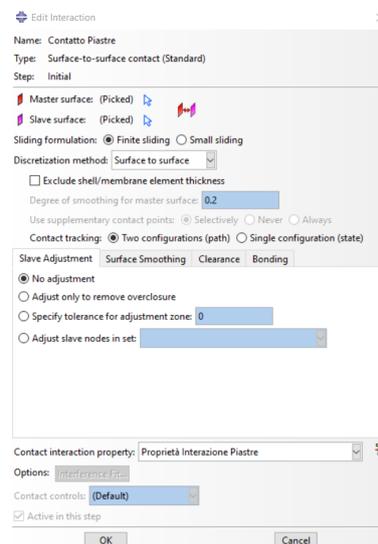


Figura 3.7: Scheda per la definizione del contatto

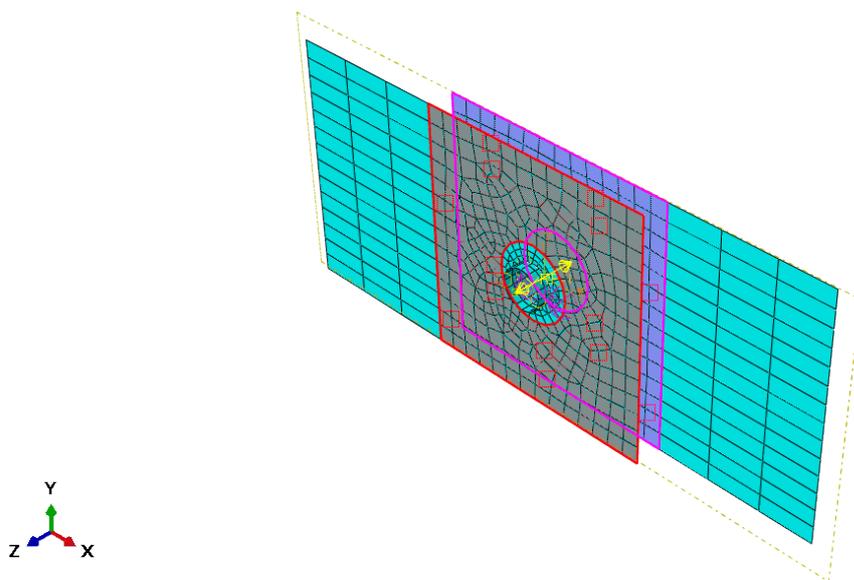


Figura 3.8: Zona di contatto

Proprietà interazione bullone-piastra

Anche in questo caso sono state definite le proprietà di interazione da assegnare al contatto. E' stata specificata solo la proprietà in direzione normale (dove per direzione normale

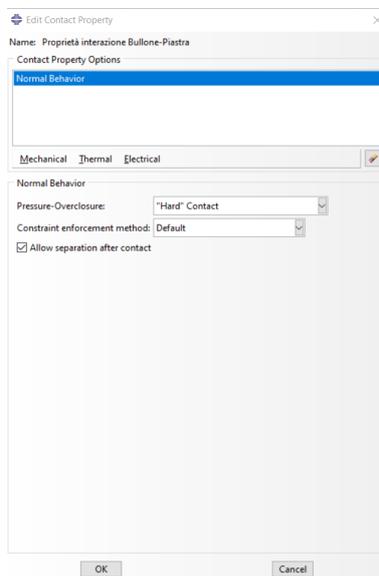


Figura 3.9: Proprietà di interazione bullone-piastra in direzione normale

si intende quella delineata dalle normali degli elementi shell); è stato utilizzato un contatto di tipo "hard" con il metodo di applicazione dei vincoli di default.

Contatto bullone-piastra

In questo caso è stato scelto il bullone-più precisamente la superficie rigida-come superficie master. Per il contatto è stato utilizzata la formulazione node-to-surface, con un approccio finite sliding, il che vuol dire che qualsiasi separazione relativa arbitraria tra le superfici di contatto è consentita (Figura 3.10 e Figura 3.11).

Per poter modellare un gioco di $24\mu\text{m}$ tra bullone e foro, è stata prima di tutto indicata

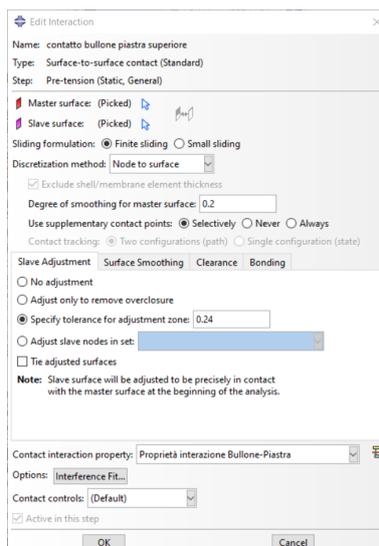


Figura 3.10: Scheda per la definizione del contatto

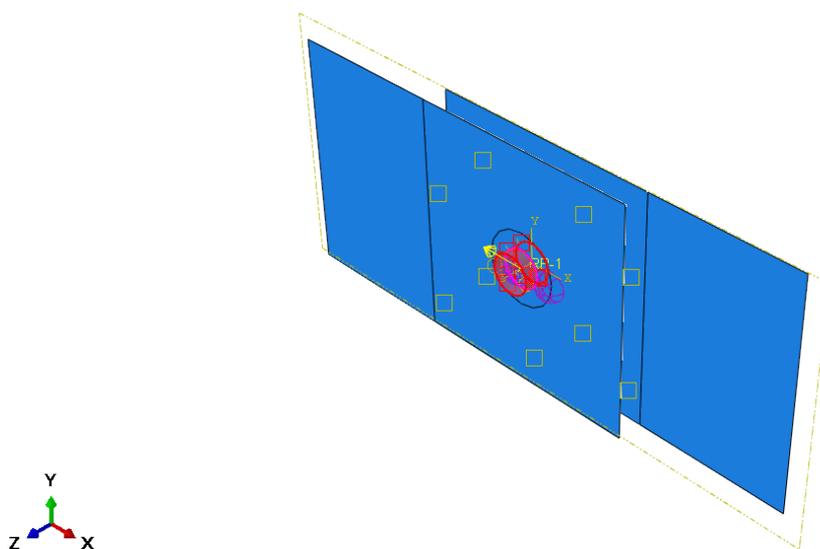


Figura 3.11: Zona di contatto

una tolleranza di contatto di valore pari alla lunghezza radiale del gioco e successivamente,

nella scheda interference fit, è stata attivata la funzione Unigorm allowable interference e assegnata la Magnitude at start of step pari anche in questo caso alla lunghezza radiale del gioco (Figura 3.12).

La documentation di ABAQUS, infatti, suggerisce che per specificare un gioco preciso

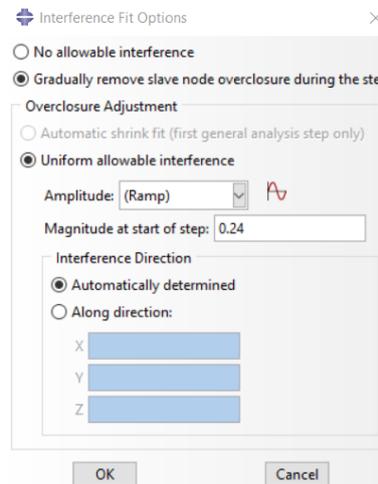


Figura 3.12: Scheda per la definizione dell' iterference fit

definendo un'interferenza di contatto ammissibile, la curva di ampiezza dovrebbe avere una grandezza costante per la durata dello step. Un valore positivo dovrebbe essere dato come interferenza ammissibile, v . Quando vengono viste in Abaqus/CAE, queste superfici sembreranno penetrare l'una nell'altra quando sono in contatto. Le superfici iniziano la simulazione con coordinate che le fanno toccare esattamente, ma l'interferenza v specificata le fa comportare come se avessero un gioco tra loro [6].

3.2.3 Vincoli

Superficie rigida analitica

In una superficie rigida analitica, un nodo di riferimento è usato per descriverne il movimento.

Nella Figura 3.13 è riportata la scheda relativa alla definizione del vincolo.

Il nodo di riferimento è stato posizionato al centro del foro, sul piano medio della piastra superiore ed è coincidente con il nodo estremo dell'elemneto beam che simula la rigidezza del bullone (Figura 3.14).

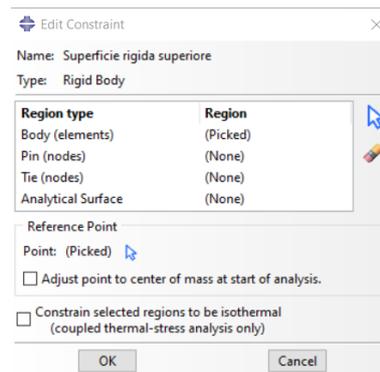


Figura 3.13: Scheda per la definizione della superficie rigida

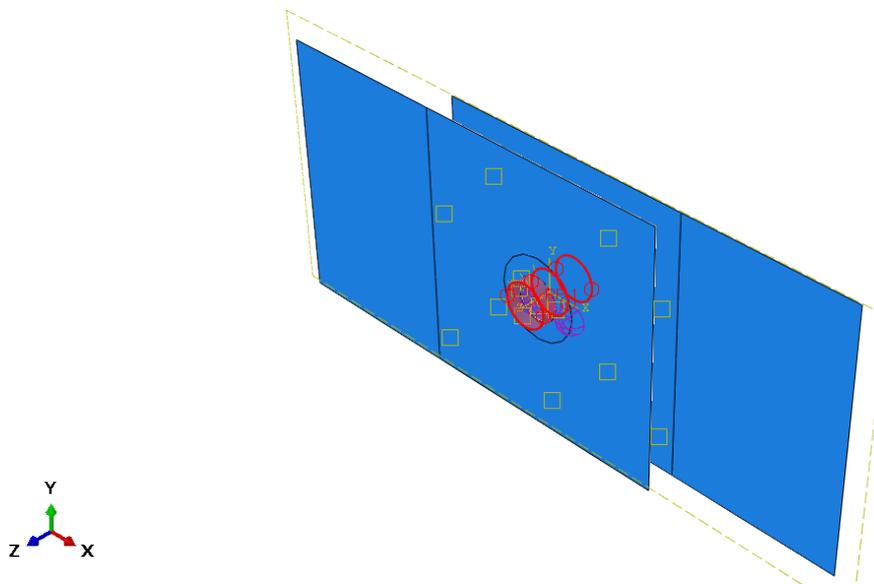


Figura 3.14: Vincolo di superficie rigida

Accoppiamento superficie rigida-beam

Come detto, il nodo di riferimento e un singolo nodo dell'elemento beam giacciono coincidenti sulla superficie media della piastra superiore. Questi nodi sono stati accoppiati in tutti i gradi di libertà per richiamare la rigidità dell'elemento beam (Figura 3.15 e Figura 3.16).

Come control point dell'accoppiamento è stato scelto il nodo di riferimento, mentre come nodo slave quello dell'elemento beam.

Accoppiamento piastra-bullone

L'accoppiamento è stato definito sia per la piastra superiore che per quella inferiore. Sono stati scelti come control point i nodi estremi del beam, mentre come superfici slave quelle

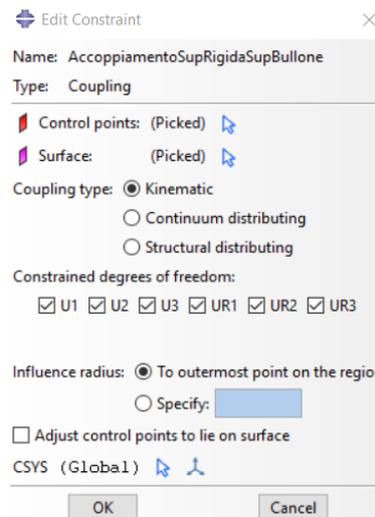


Figura 3.15: Scheda per la definizione dell'accoppiamento Beam-Superficie rigida

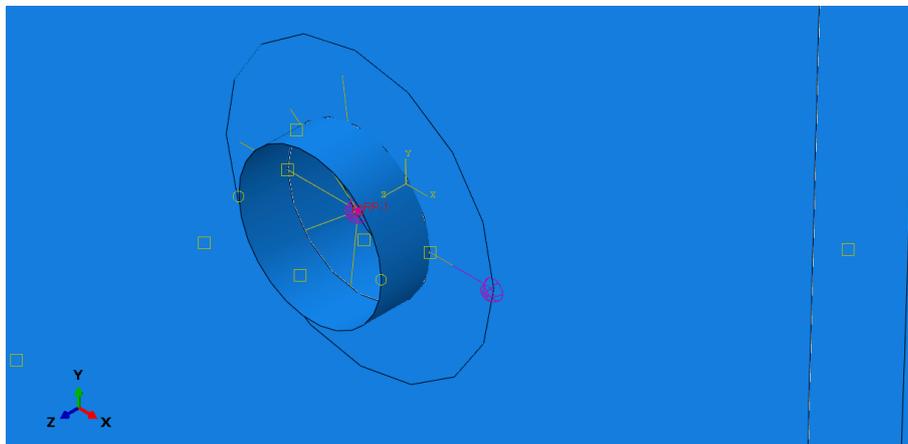


Figura 3.16: Vincolo di accoppiamento

delle piastre nella zona di contatto. I gradi di libertà nel piano (lungo X e Y) non sono stati vincolati per non negare l'effetto di copertura del gioco, mentre il grado di libertà lungo Z è stato bloccato per impedire la separazione del giunto. Le coppie in direzione X e Y sono state vincolate in modo da indurre gli effetti di flessione secondaria e terziaria [5], mentre la coppia in direzione Z è stata lasciata libera (Figura 3.17 e Figura 3.18). Per evitare problemi di penetrazione e SDI (severe discontinuity iterations) è stato indicato un raggio di influenza dell'accoppiamento, pari al raggio della testa del bullone [5]. Infine per impedire moti di corpo rigido, i gradi di libertà liberi sono stati 'vincolati' mediante light spring di rigidezza pari a $1N/mm^2$

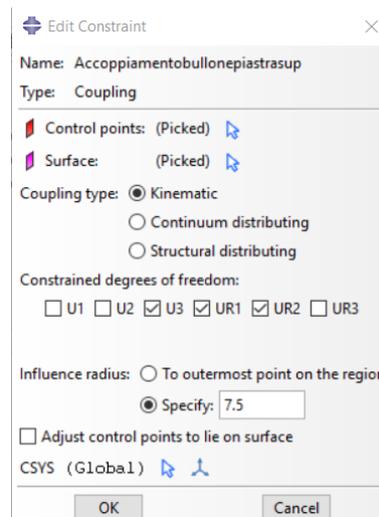


Figura 3.17: Scheda per la definizione dell'accoppiamento Piastra-Bullone

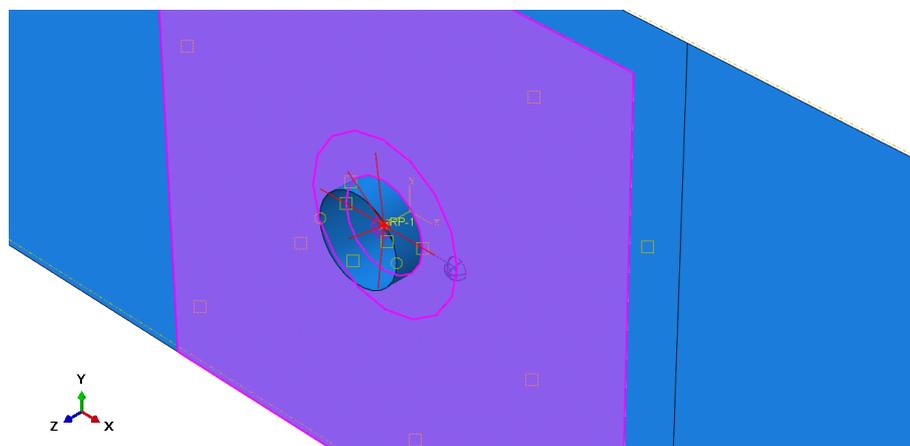


Figura 3.18: Vincolo di accoppiamento piastra-bullone

3.2.4 Carichi e condizioni al contorno

Condizioni al contorno

Per rappresentare l'area di grip, i gradi di libertà traslazionali u , v e w e la rotazione lungo Z (R_w) sul lato ad $x=0\text{mm}$ della piastra superiore sono stati vincolati.

In Figura 3.19 è riportata la scheda per l'inserimento delle suddette condizioni al contorno.

In Figura 3.20 è invece evidenziata la zona di applicazione delle condizioni al contorno.

Precarico sul bullone

Per rappresentare il precarico sul bullone, è stata utilizzata una sezione di pretensionamento, esattamente a metà dell'altezza della superficie rigida. Il manuale d'uso di

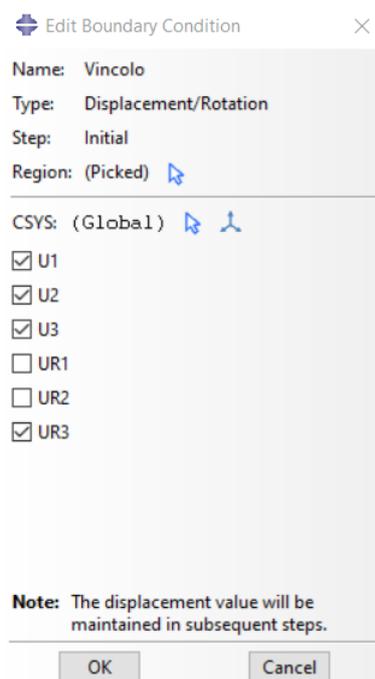


Figura 3.19: Scheda per l'inserimento delle condizioni al contorno

ABAQUS [6] raccomanda di posizionare la sezione di pretensionamento sul nodo finale di un elemento beam.

Per questo studio è stato applicata una forza di precarico pari a $F_i = 362N$ corrispondente a una coppia di avvitamento a dito.

In Figura 3.21 è riportata la scheda per l'applicazione del precarico, mentre in Figura 3.22 è evidenziata la posizione della sezione di pretensionamento.

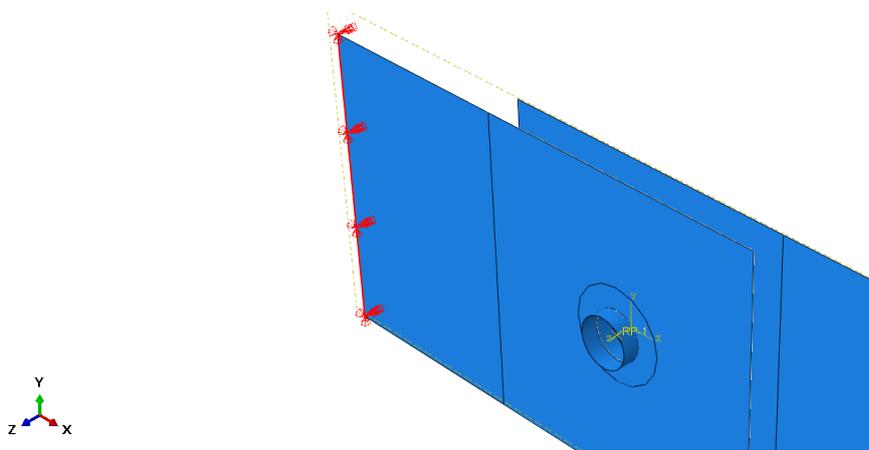


Figura 3.20: Zona di applicazione delle condizioni al contorno

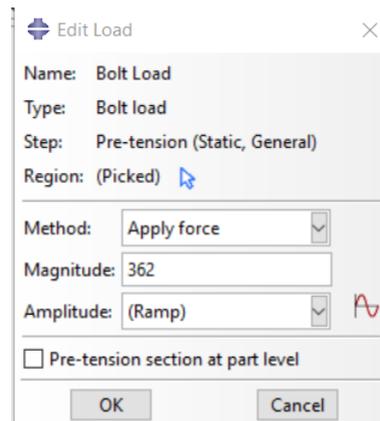


Figura 3.21: Scheda per l'inserimento del precarico sul bullone

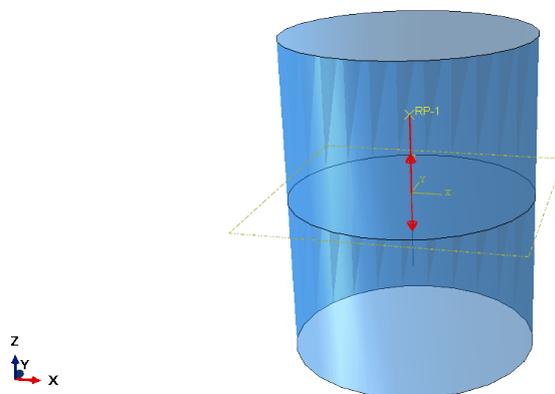


Figura 3.22: Sezione di pretensionamento

Carico di trazione

Il carico di trazione è stato applicato imponendo uno spostamento lungo x pari a $u = 1\text{mm}$ sul lato estremo della piastra inferiore e bloccando i restanti gradi di libertà traslazionali, nonché la rotazione R_w , con lo scopo di simulare una prova in controllo di spostamento. In Figura 3.23 viene riportata la scheda relativa all'applicazione del carico, mentre in Figura 3.24 è evidenziata la zona di applicazione del carico.

3.3 Risultati dell'analisi

Effettuata l'analisi statica per step sul modello costruito, è stato possibile indagarne i risultati.

Innanzitutto è stato creato un plot della deformata al 100 % del carico, con un fringe sull'entità degli spostamenti (Figura 3.25).

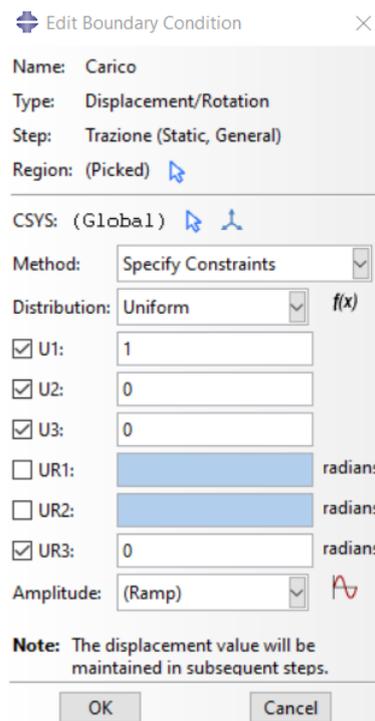


Figura 3.23: Scheda per l'inserimento del carico di trazione

Per evidenziare l'effetto della flessione secondaria (il cosiddetto 'effetto sella'), viene riportata in Figura 3.26 la deformata del giunto sul piano X-Z

Successivamente, estrapolando il valore della forza di reazione lungo x nei nodi caricati per vari step del carico, è stata ricavata la curva forza-spostamento del giunto per evidenziarne il comportamento globale in base ai vincoli e alle condizioni al contorno (Figura 3.27). In Figura 3.28 viene riportato un restringimento della curva sullo spostamento del giunto a 0,35mm. Risultano riconoscibili un primo tratto lineare fino allo spostamento

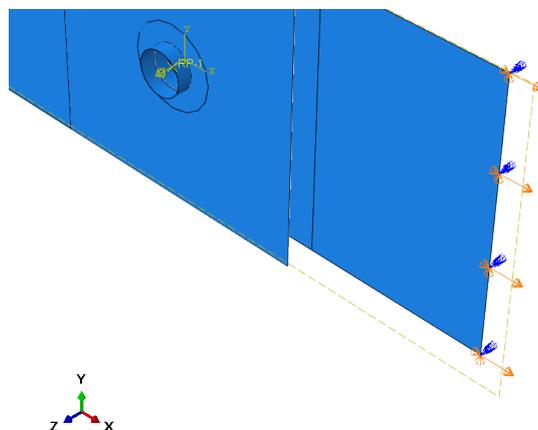


Figura 3.24: Zona di applicazione del carico

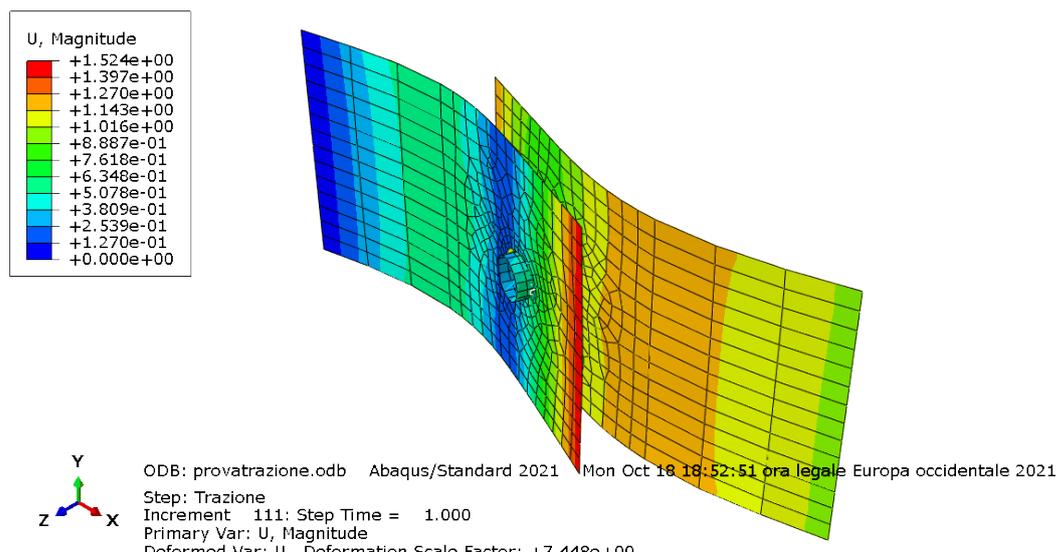


Figura 3.25: Deformata con frange sugli spostamenti

di 0,1 mm dovuto alla forza di attrito e un plateau, da 0,1 mm a 0,30 mm circa, che rappresenta la copertura del gioco, la cui entità si ricorda essere di $0,24\mu\text{m}$.

Il fatto che tale comportamento del giunto non sia immediatamente riconoscibile dal grafico carico-spostamento globale, è dovuto al valore del precarico che in questo studio risulta essere molto basso e pari a 362 N e che genera una forza di attrito che resiste poco allo slittamento delle due piastre.

Tali grafici rappresentano il punto di partenza per la successiva analisi che si pone l'obiettivo di proporre un modello di rigidità equivalente per le giunzioni bullonate a singola sovrapposizione.

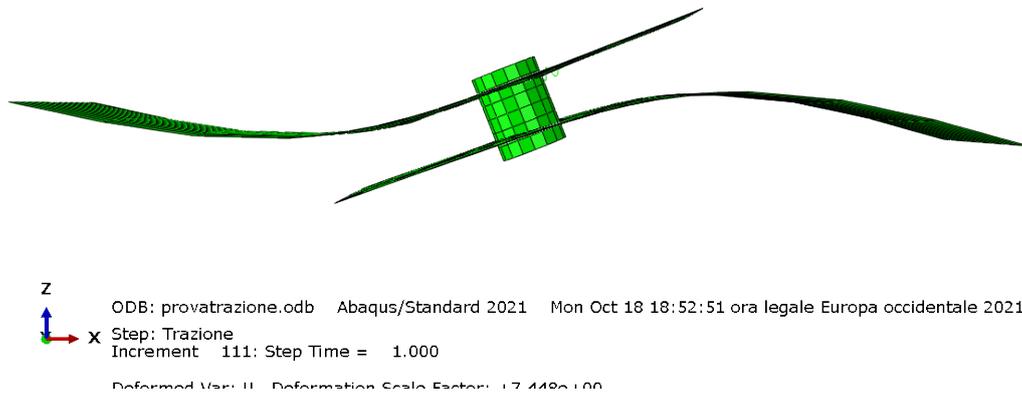


Figura 3.26: Deformata nel piano X-Z

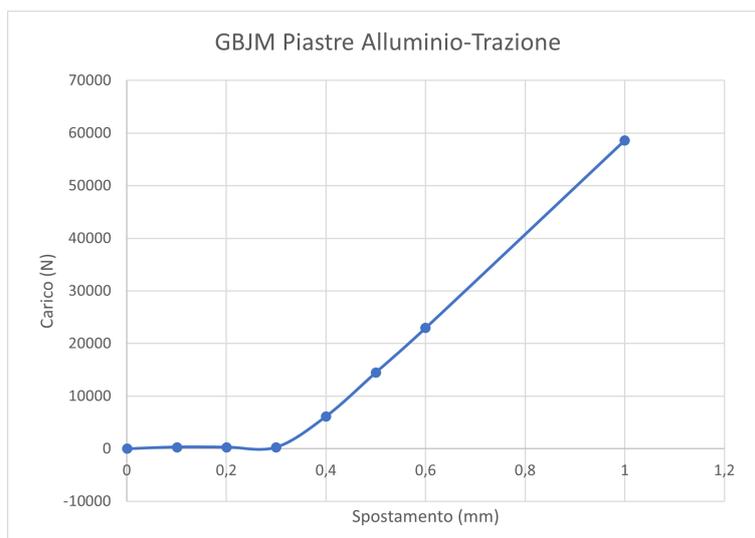


Figura 3.27: Grafico carico-spostamento

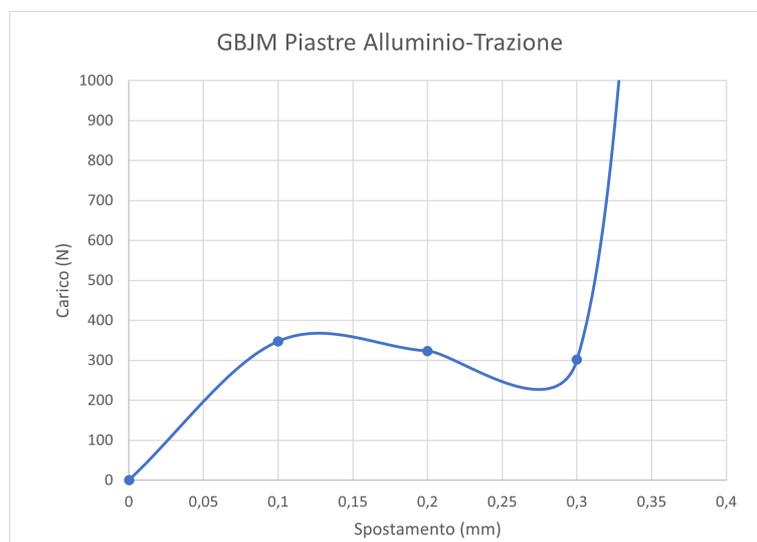


Figura 3.28: Primo tratto lineare e copertura del gioco

Capitolo 4

Analisi di un modello di rigidezza equivalente

Il secondo modello descritto in questo lavoro di tesi trae spunto da un metodo descritto in *'Nonlinear Modeling and Identification of an Aluminum Honeycomb Panel with Multiple Bolts'*[9]. Il metodo in questione, applicato ad una analisi dinamica in ambiente MSC Patran/Nastran [7], prevede di sostituire i bulloni con uno strato sottile di materiale bilineare elasto-plastico (Fig.), i cui parametri caratteristici (Modulo del tratto elastico, tensione di snervamento e pendenza del tratto plastico) vengono fatti iterativamente variare fino al raggiungimento di una funzione obiettivo. Quest'ultima prescrive che l'errore relativo tra le frequenze ricavate nel modello numerico e quelle ricavate da analisi sperimentali si mantenga al di sotto di un certo valore.

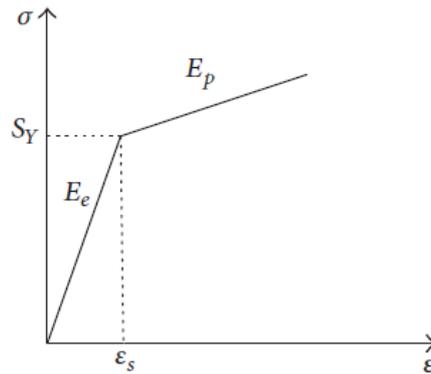


Figura 4.1: Comportamento bilineare sforzo-deformazione per spazio monodimensionale[9]

La filosofia di modellazione implementata nel presente studio, utilizza un approccio diverso applicato ad una analisi statica, ma condivide con il metodo sopra citato l’obiettivo di sostituire i bulloni con uno strato sottile di materiale non lineare, da interporre alle piastre in cui non sono più presenti i fori. Lo spessore dello strato sottile viene stimato con la seguente formula [9]:

$$\gamma = \frac{\max(l_1, l_2)}{d} \tag{4.1}$$

dove:

- d è lo spessore dello strato sottile;
- l_1 ed l_2 sono rispettivamente la lunghezza e la larghezza dello strato sottile (e quindi della zona di sovrapposizione delle piastre);
- γ è un parametro il cui valore suggerito $\in [10, 100]$ [9]

4.1 Descrizione del problema e ipotesi preliminari

Nel caso in esame si fa riferimento alla geometria utilizzata nel primo modello del lavoro di tesi (Fig.4.2). E’ stato possibile, quindi, ricavare lo spessore dello strato sottile, sapendo che $l_1 = l_2 = 48mm$, nei due casi estremi oggetto dello studio, ovvero nel caso in cui $\gamma = 10$ e nel caso in cui $\gamma = 100$.

$$\begin{aligned} \gamma = 100 &\rightarrow h_{tl} = 0,48mm \\ \gamma = 10 &\rightarrow h_{tl} = 4,8mm \end{aligned} \tag{4.2}$$

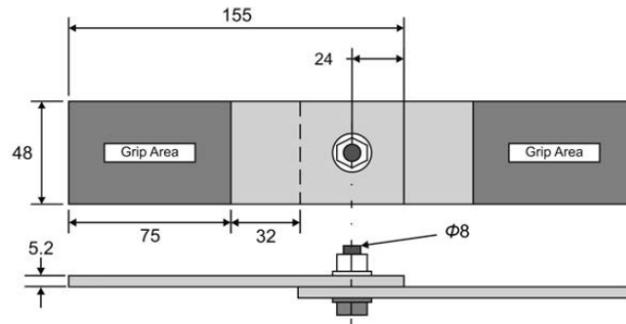


Figura 4.2: Geometria del giunto a singola sovrapposizione [5]

Analizzando il grafico Carico-Spostamento ricavato dall'analisi del primo modello (Fig.4.3 e Fig.4.4), sono riconoscibili, come detto, tre fasi:

- un primo tratto lineare fino allo spostamento di 0,1 mm, in cui a resistere al carico sono le sole forze di attrito tra le piastre;
- un secondo tratto di slittamento da 0,1 mm a 0,3 mm circa, in cui avviene la copertura del gioco;
- un terzo tratto lineare ad avvenuto contatto bullone-piastra, in cui piastre e bullone resistono al carico applicato.

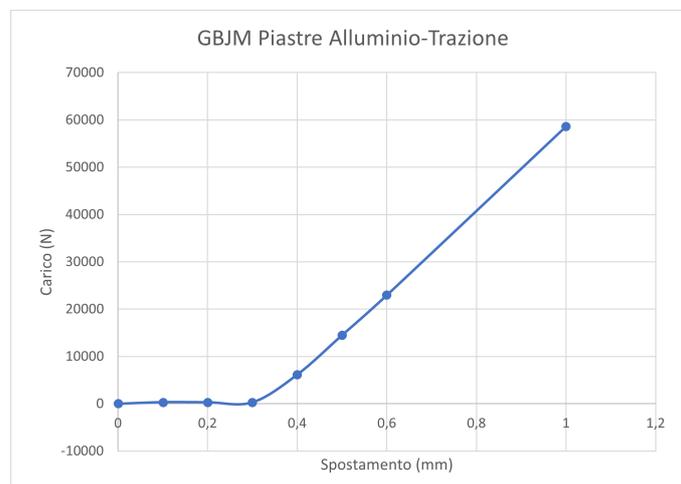


Figura 4.3: Grafico carico-spostamento

L'idea è quella di riuscire a riprodurre il comportamento non lineare del giunto, assegnando tre materiali isotropi 'fittizi' differenti allo strato sottile, uno per ogni fase caratteristica della curva Carico-Spostamento. Sulla base di quanto detto, sono state effettuate le seguenti assunzioni:

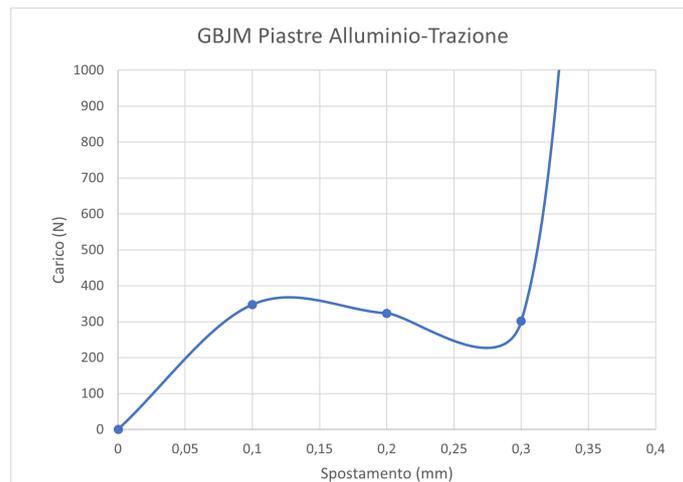


Figura 4.4: Primo tratto lineare e copertura del gioco

- nel primo tratto lineare, da 0 a 0,1 mm, è solo lo strato sottile a deformarsi a taglio e a resistere al carico esterno: di conseguenza il materiale isotropo assegnato allo strato sottile deve avere modulo elastico sufficientemente piccolo da poter considerare le piastre infinitamente rigide;
- nel secondo tratto di copertura del gioco valgono le stesse ipotesi, con l'unica differenza che il materiale isotropo dello strato sottile deve avere un modulo elastico inferiore a quello del primo tratto, in maniera tale da indurre uno spostamento a carico quasi costante.
- nel terzo e ultimo tratto, il modulo elastico del materiale dello strato sottile deve essere tale che il valore del carico allo spostamento finale del giunto, sia sufficientemente vicino a quello ottenuto con l'analisi del primo modello (GBJM).

4.2 Modello FEM

Modellazione e analisi sono effettuate in ambiente ABAQUS/Standard [6]

4.2.1 Geometria e Mesh

Il modello è costituito sostanzialmente da tre parti: piastra superiore e piastra inferiore (in cui non sono più presenti i fori), strato sottile interposto. In Fig.4.5 e in Fig. è riportato il giunto nel caso, rispettivamente, di spessore dello strato sottile pari a $h_{tl} = 0,48mm$ e

nel caso di spessore pari $h_{tl} = 4,8\text{mm}$.

Le componenti del giunto 2-D sono stato modellizzate nel piano x-y: la dimensione



Figura 4.5: Geometria giunto per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm

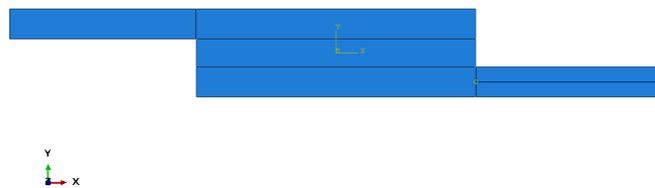


Figura 4.6: Geometria giunto per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm

lungo x corrisponde alla lunghezza delle componenti, mentre quella lungo y corrisponde allo spessore delle componenti. Sia le piastre che lo strato sottile, sono stati meshati con elementi shell a 4 nodi ad integrazione ridotta (S4R [6]) di taglia pari a $\frac{1}{2}h_{tl}$ (Fig.4.7 e Fig.4.8), assegnando la larghezza del giunto come spessore rispetto al piano medio.

E' stato inoltre definito un set di nodi (Set-stratosottile), che contiene i nodi dello strato

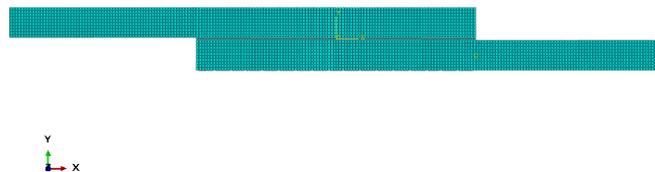


Figura 4.7: Mesh del giunto per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm

sottile e che sarà utilizzato più avanti.

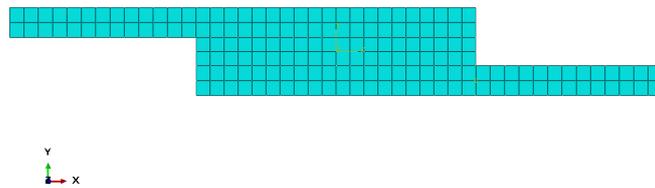


Figura 4.8: Mesh del giunto per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm

4.2.2 Materiali

Il materiale delle piastre è l'alluminio, mentre per assegnare un materiale con tre caratteristiche meccaniche differenti allo strato sottile, ABAQUS consente di definire un numero di variabili di campo (in questo caso pari ad uno), in cui sostituire un parametro numerico da 1 a 3, ognuno corrispondente al valore delle caratteristiche meccaniche che si intende usare nell'analisi [6](Fig.4.9).

Per i valori dei moduli di Young (e dei coefficienti di Poisson) che sono oggetto di studio

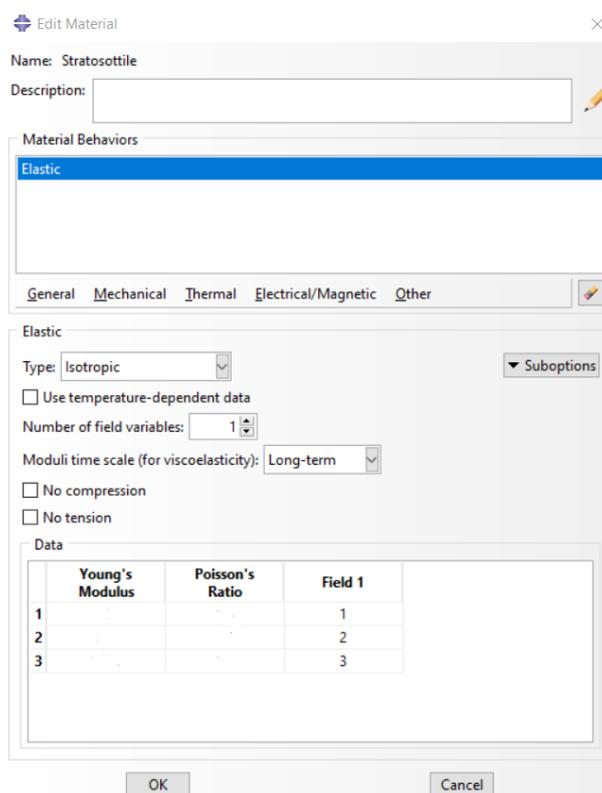


Figura 4.9: Assegnazione del materiale allo strato sottile

nel presente lavoro di tesi, si rimanda ai paragrafi riguardanti l'analisi del modello (4.3 e

4.4).

4.2.3 Definizione degli step di analisi

Oltre allo step delle condizioni iniziali, sono stati definiti altri tre step di analisi, uno per ogni step di carico del giunto (Fig.4.10). Per ognuno degli step è stato richiesto in

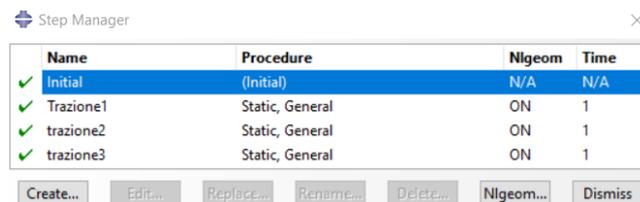


Figura 4.10: Assegnazione del materiale allo strato sottile

output, oltre al valore di spostamento e forze di reazione, la scrittura di **FV,Predefined field variables** [6]. Questo produce l'inserimento della keyword `*FIELD [6]` all'interno del file di input per l'analisi. La keyword in questione consente di assegnare proprietà del materiale diverse ai nodi del Set-stratosottile per ogni step di analisi mediante la scheda Predefined-fields, specificando il valore del parametro associato alle caratteristiche meccaniche all'interno del campo magnitude . In Fig.4.11 è riportato il caso del secondo step di analisi corrispondente allo spostamento da 0,1 a 0,3 mm e al secondo parametro associato al materiale.

4.2.4 Vincoli

Piastre e strato sottile sono stati vincolati in tutti i gradi di libertà mediante tie constraint. In Fig. è riportata la scheda di definizione del vincolo:

- come master surface è stata scelta, sia per il vincolo piastra superiore-strato sottile sia per il vincolo piastra inferiore-strato sottile, la regione di nodi della piastra all'interfaccia della zona di sovrapposizione;
- come slave surface è stata scelta, sia per il vincolo piastra superiore-strato sottile sia per il vincolo piastra inferiore-strato sottile, la regione di nodi dello strato all'interfaccia della zona di sovrapposizione;
- il metodo di discretizzazione è quello di default, che per problemi di questo tipo è in genere surface-to-surface.

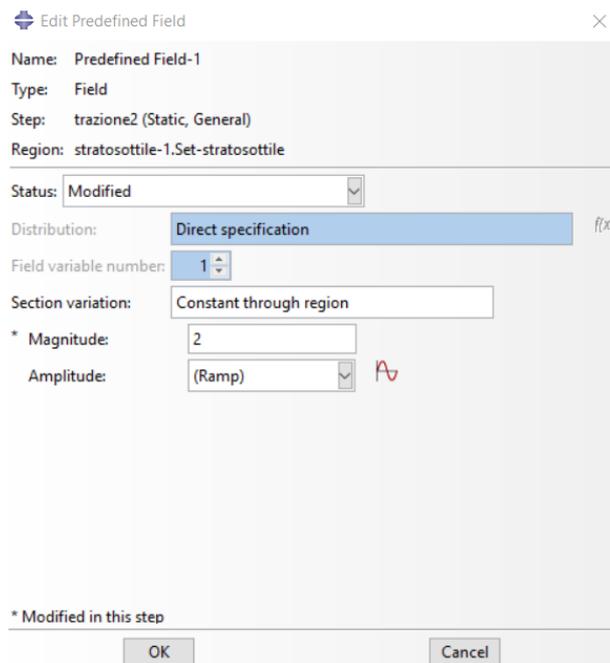


Figura 4.11: La scheda Predefined-fields

In Fig.4.13 è evidenziata la zona di definizione del vincolo (per il vincolo tra piastra inferiore-strato sottile).

4.2.5 Carichi e condizioni al contorno

Condizioni al contorno

Le condizioni di vincolo sono le stesse imposte sul primo modello. Tuttavia, siccome il giunto è stato modellato nel piano x-y (con dimensioni pari alla lunghezza del giunto lungo x e allo spessore del giunto lungo y), invece della rotazione attorno a z (R_w), è stata vincolata la rotazione attorno a y (R_v). In Fig.4.14 è riportata la scheda per l’inserimento delle condizioni al contorno, mentre in Fig.4.15 è evidenziata la zona di applicazione (lato ad x=0mm della piastra superiore).

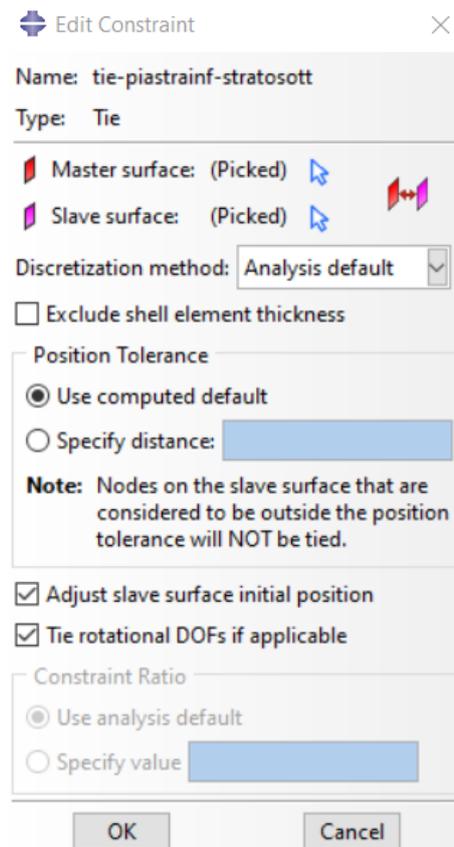


Figura 4.12: Scheda di definizione del vincolo

Carico di trazione

Il carico di trazione è stato applicato imponendo uno spostamento lungo x suddiviso in tre step, in un nodo a metà dello spessore della piastra inferiore e bloccando i restanti gradi di libertà traslazionali, nonché la rotazione R_v , con lo scopo di simulare una prova in controllo di spostamento, esattamente come il primo modello.

Come detto i tre step di carico, ciascuno associato ad uno step di analisi differente, corrispondono a:

- spostamento da 0 a 0,1 mm (primo tratto lineare);
- spostamento da 0,1 a 0,3 mm (plateau di copertura del gioco);
- spostamento da 0,3 a 1 mm (secondo tratto lineare);

ABAQUS [6] richiede che lo spostamento venga definito come distanza dall'origine; lo stato tensionale e il campo di spostamenti del giunto si propagano da uno step a quello successivo.

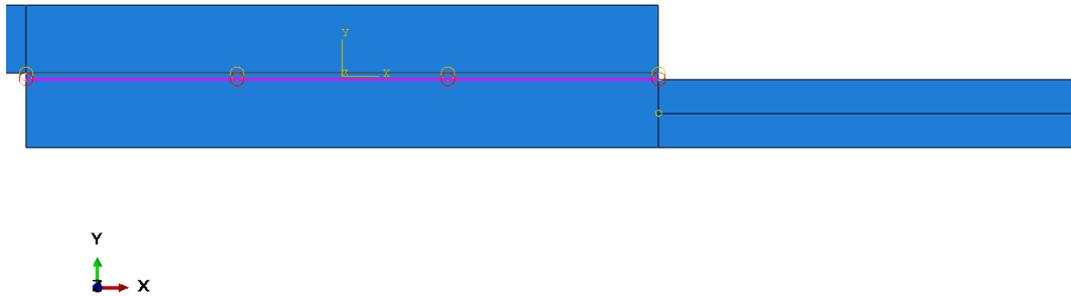


Figura 4.13: Zona di definizione del vincolo

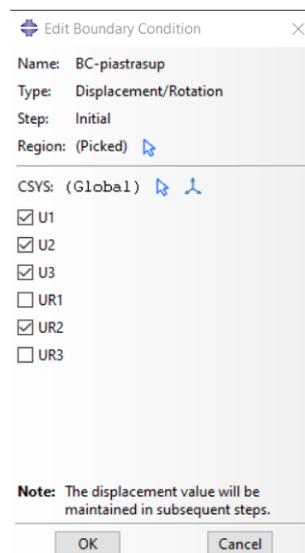


Figura 4.14: Scheda per l'inserimento delle condizioni al contorno

in Fig.4.16 è riportata la scheda relativa all'applicazione del carico nello step finale fino allo spostamento di 1mm, mentre in Fig.4.17 è evidenziata la zona di applicazione del carico.

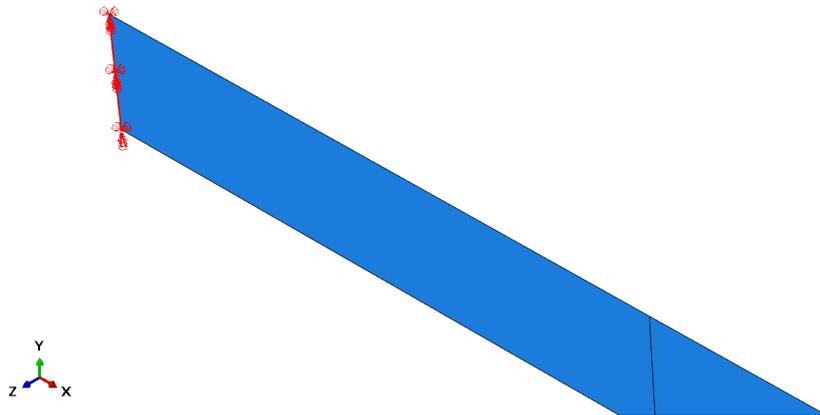


Figura 4.15: Zona di applicazione delle condizioni al contorno

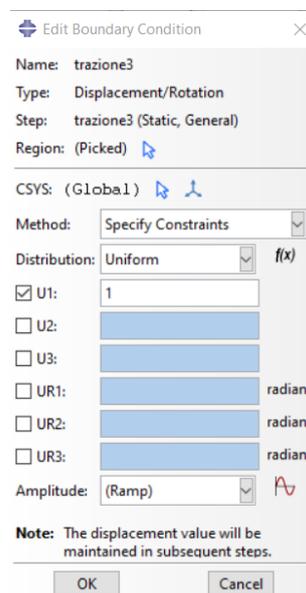


Figura 4.16: Scheda per l'inserimento del carico di trazione

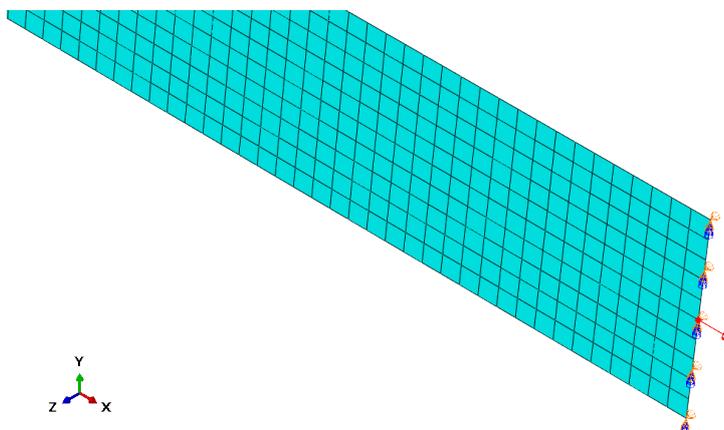


Figura 4.17: Zona di applicazione del carico

4.3 Analisi iterativa

Il primo approccio utilizzato per l'analisi del modello prevedeva di determinare le caratteristiche meccaniche del materiale sottile nel tentativo di ottenere una sovrapposizione, con errori trascurabili, delle curve Carico-Spostamento ottenute con il modello GBJM e con il modello strato sottile.

Prima di procedere, vale la pena spendere qualche parola sul modo in cui sono stati eseguiti i job di analisi sul modello. Innanzitutto è stato creato un job per la scrittura del file di input all'analisi vera è propria; questo passaggio intermedio è stato effettuato per controllare la corretta definizione delle variabili di FIELD per l'assegnazione delle giuste caratteristiche del materiale al set-stratosottile contenente i nodi dello strato sottile, nei diversi step di analisi. In Fig.4.18 viene riportato un esempio per il terzo step di analisi corrispondente al secondo tratto lineare e all'ultimo step di trazione. Effettuato il con-

```

** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Predefined Field-1   Type: Field
*Field, variable=1
stratosottile-1.Set-stratosottile, 3.

```

Figura 4.18: Definizione del parametro associato alle caratteristiche del materiale nel file di input

trollo, è stato eseguito un secondo job di analisi sull'intero modello a partire dal file di input generato con il primo job.

4.3.1 Strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$

Nella tabella 4.1, sono riportati i valori (per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm) del modulo di Young (e i parametri associati) che hanno consentito la convergenza, con errori trascurabili, ai risultati ottenuti con il primo modello GBJM. Come detto, questi valori sono stati ottenuti per tentativi partendo dalle assunzioni sul comportamento dello strato sottile descritte in precedenza.

$h_{tl} = 0,48mm$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	4	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	1	0.3	2
Spostamento da 0,3 a 1 mm	395	0.3	3

Tabella 4.1: Proprietà del materiale dello strato sottile

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi in termini di curva Carico-Spostamento, confrontati con i risultati del primo modello GBJM. In particolare in Fig.4.19 è illustrato il confronto grafico sui primi due step di carico (primo tratto lineare e plateau), mentre in Fig.4.20 è illustrato il confronto sull'ultimo step di carico (secondo tratto lineare).

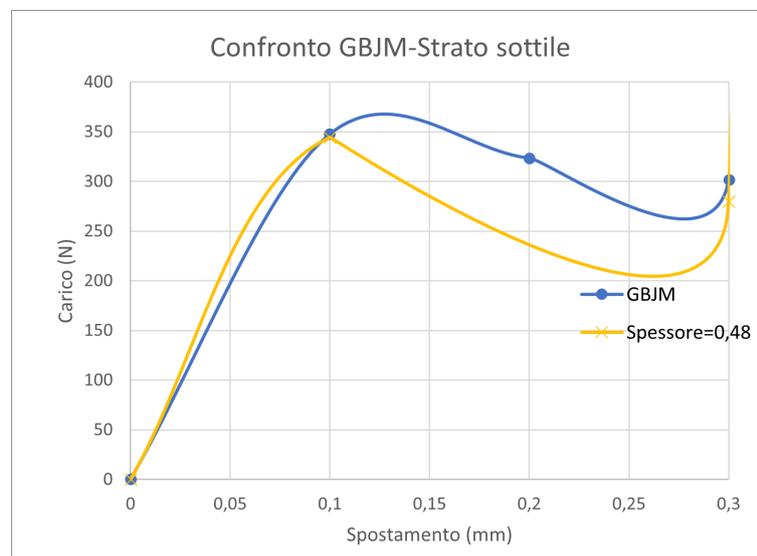


Figura 4.19: Primo tratto lineare e copertura del gioco

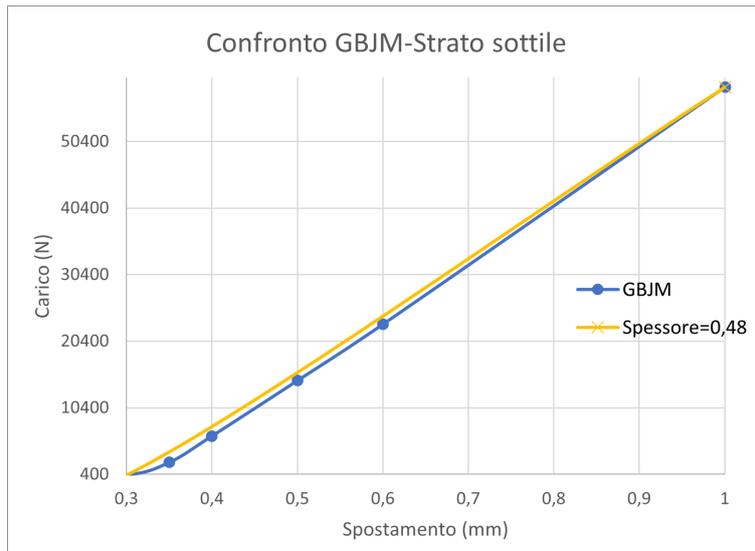


Figura 4.20: Secondo tratto lineare

4.3.2 Strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8\text{mm}$

Nella tabella 4.2, sono riportati i valori (per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm) di modulo di Young (e i parametri associati) che hanno consentito la convergenza, con errori trascurabili, ai risultati ottenuti con il primo modello GBJM. Come detto, questi valori sono stati ottenuti per tentativi partendo dalle assunzioni sul comportamento dello strato sottile descritte in precedenza. Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi in termini

$h_{tl} = 4,8\text{mm}$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	45	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	11	0.3	2
Spostamento da 0,3 a 1 mm	440000	0.3	3

Tabella 4.2: Proprietà del materiale dello strato sottile

di curva Carico-Spostamento, confrontati con i risultati del primo modello GBJM. In particolare in Fig.4.21 è illustrato il confronto grafico sui primi due step di carico (primo tratto lineare e plateau), mentre in Fig.4.22 è illustrato il confronto sull'ultimo step di carico (secondo tratto lineare).

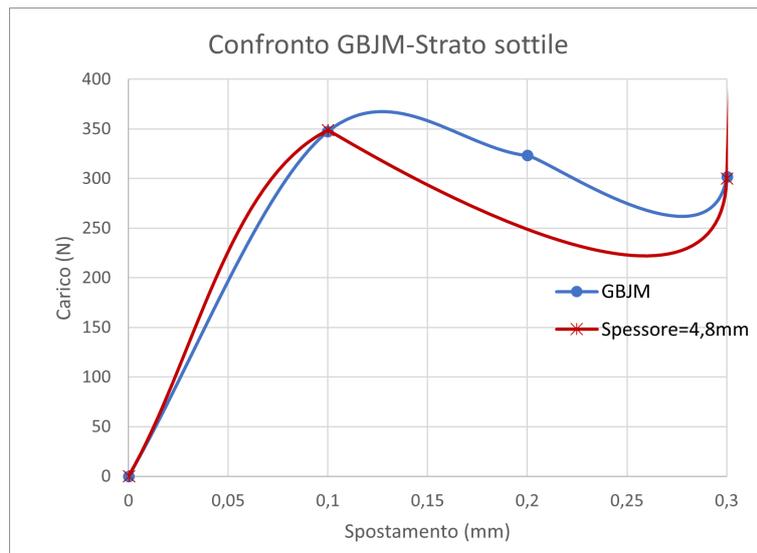


Figura 4.21: Primo tratto lineare e copertura del gioco

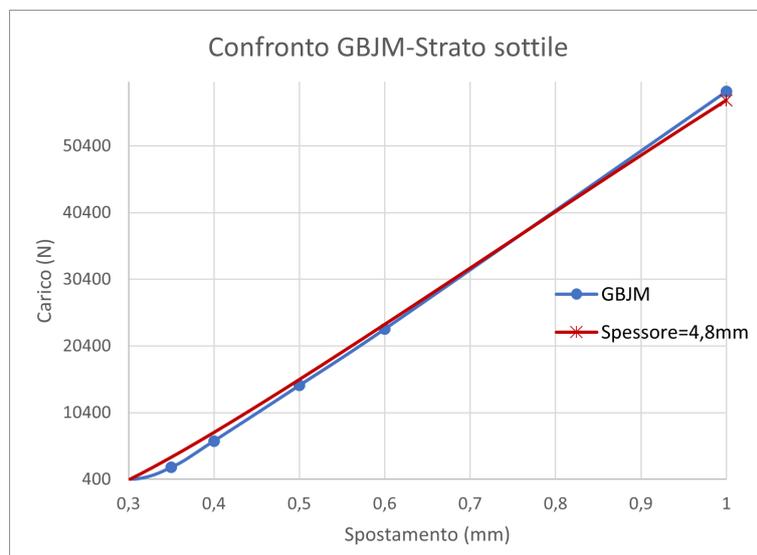


Figura 4.22: Secondo tratto lineare

4.3.3 Discussione dei risultati

Analizzando le tabelle 4.1 e 4.2, salta all'occhio la differenza di ordini di grandezza tra le caratteristiche meccaniche dello strato di spessore $h_{tl} = 0,48mm$ e le caratteristiche meccaniche dello strato di spessore h_{tl} . Una possibile spiegazione potrebbe essere che, nel caso di spessore pari a 0,48 mm, il contributo dello strato sottile alla rigidità complessiva del giunto sia molto bassa e che quindi all'aumentare dello spostamento, il carico sia quasi totalmente assorbito dalle piastre, rendendo trascurabile la deformabilità a taglio dello strato sottile.

In Fig.4.23 e in Fig.4.24 è riportato un confronto grafico tra le curve Carico-Spostamento ottenute con il modello GBJM e con il modello di strato sottile per spessore $h_{tl} = 0,48mm$ e $h_{tl} = 4,8mm$. Si giunge quindi ad una prima importante considerazione: **con la**

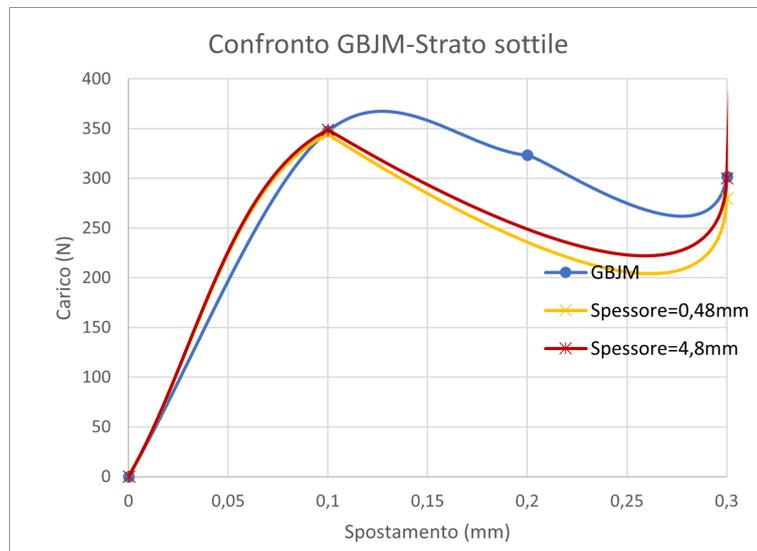


Figura 4.23: Primo tratto lineare e copertura del gioco

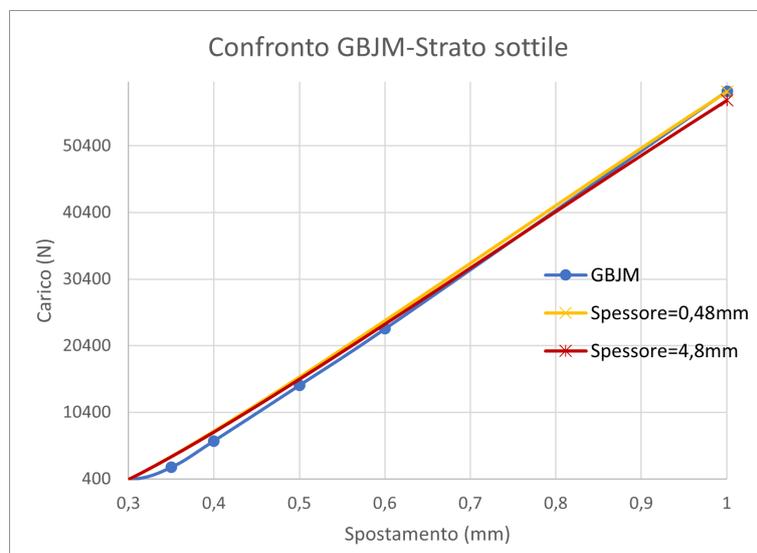


Figura 4.24: Secondo tratto lineare

sostituzione del bullone con uno strato sottile di materiale isotropo variabile e la rimozione dei fori dalle piste giuntate, si è in grado di riprodurre in maniera molto accurata il grafico Carico-Spostamento di un giunto a singola sovrapposizione e a singolo bullone .

4.4 Analisi basate su assunzioni fisiche

Al termine dell'analisi per tentativi è sorto il lecito dubbio che un approccio di questo tipo potesse essere ancora computazionalmente troppo costoso, tradendo quindi l'obiettivo principale di fornire un modello di rigidezza equivalente facilmente applicabile in grossi assemblaggi.

Per sopperire al problema è stata tentata una strada alternativa, di tipo analitico, fondata su assunzioni riguardo la fisica del giunto. Questa strada condivide con quella percorsa in precedenza, il modo di definire le caratteristiche del materiale dello strato sottile e il fatto di condurre l'analisi in tre step di carico differenti.

4.4.1 Primo tratto lineare e plateau di copertura del gioco

Come detto dall'analisi del grafico Carico-Spostamento ottenuto con il modello GBJM, è possibile giungere alle seguenti considerazioni (sia per lo spessore di 0,48mm che per quello di 4,8mm dello strato sottile):

- nel primo tratto lineare, da 0 a 0,1 mm, è solo lo strato sottile a deformarsi a taglio e a resistere al carico esterno: di conseguenza il materiale isotropo assegnato allo strato sottile deve avere modulo elastico sufficientemente piccolo da poter considerare le piastre infinitamente rigide;
- nel secondo tratto di copertura del gioco valgono le stesse ipotesi, con l'unica differenza che il materiale isotropo dello strato sottile deve avere un modulo elastico inferiore a quello del primo tratto, in maniera tale da indurre uno spostamento a carico quasi costante.

In Fig.4.25 è riportato il giunto, con lo strato sottile interposto alle piastre, soggetto alle forze di reazione, mentre in Fig.4.26 è riportato il diagramma di corpo libero dello strato sottile soggetto a forze di taglio che, per ragioni di equilibrio, sono uguali alle forze di reazione sul giunto (nell'ipotesi di piastre infinitamente rigide). Sia per il primo tratto lineare che per il plateau le caratteristiche meccaniche del materiale sono ricavabili

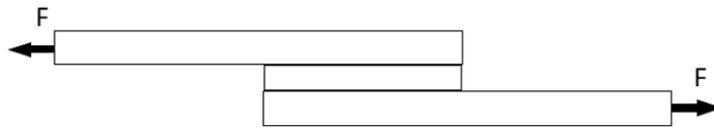


Figura 4.25: Forze di reazione sul giunto

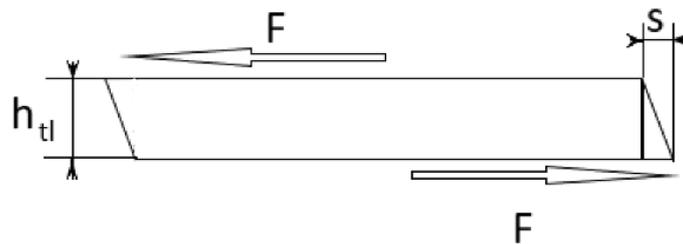


Figura 4.26: Diagramma di corpo libero dello strato sottile

mediante le seguenti formule, nell'ipotesi di materiale isotropo:

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{F}{S} \\
 \gamma &= \frac{s}{h_{tl}} \\
 G &= \frac{\tau}{\gamma} \\
 E &= 2 \cdot G \cdot (1 + \nu)
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

dove

- F è la forza di reazione:
 - pari a $F=350$ N in corrispondenza dello spostamento $0,1$ mm del primo tratto lineare;
 - pari a $F=300$ N in corrispondenza dello spostamento $0,3$ mm del plateau
- s è lo spostamento:
 - pari a $s=0,1$ mm nel primo tratto lineare;
 - pari a $s=0,3-0,1=0,2$ mm nel tratto corrispondente al plateau
- S è la superficie di sovrapposizione ed è pari a $S = 48^2 = 2304 \text{ mm}^2$

Caratteristiche meccaniche per strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$

Usando la (4.3) nel caso di spessore dello strato sottile pari a $h_{tl} = 0,48mm$ si ricavano, per il primo tratto lineare e per il plateau, i moduli di Young riportati in tabella 4.3.

$h_{tl} = 0,48mm$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	2	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	0,8	0.3	2

Tabella 4.3: Caratteristiche del materiale per i primi due step

Caratteristiche meccaniche per strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8mm$

Usando la (4.3) nel caso di spessore dello strato sottile pari a $h_{tl} = 4,8mm$ si ricavano, per il primo tratto lineare e per il plateau, i moduli di Young riportati in tabella 4.4

$h_{tl} = 4,8mm$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	20	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	8	0.3	2

Tabella 4.4: Caratteristiche del materiale per i primi due step

4.4.2 Secondo tratto lineare

Caratteristica meccanica per strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$

Basandosi sull'evidenza riscontrata nell'analisi per tentativi, ovvero che, nel caso di spessore pari a 0,48 mm, il contributo dello strato sottile alla rigidezza complessiva del giunto sia molto bassa, il modulo di elasticità del materiale è stato ricavato con il ragionamento che segue.

Sono state effettuate le seguenti ipotesi semplificative:

- le piastre si comportano come corpi infinitamente rigidi;
- i bulloni sono corpi elastici che lavorano solo a taglio. Si ipotizza quindi che la forza di reazione che arriva dalla piastra con spostamento imposto (Fig.4.27) sia trasferita per deformazione allo stelo dei bulloni. La deformazione dello stelo è tale

da mantenerlo rettilineo, per cui i piani di cui si immagina sia costituito scorrono uno sull'altro (Fig.4.28).

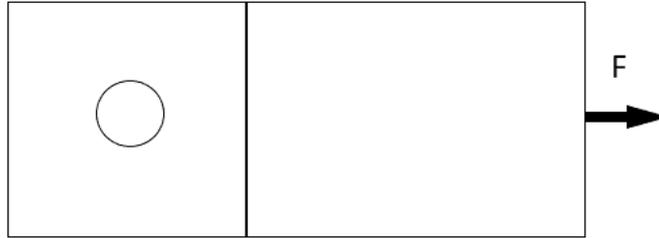


Figura 4.27: Forza di reazione sulla piastra con spostamento imposto

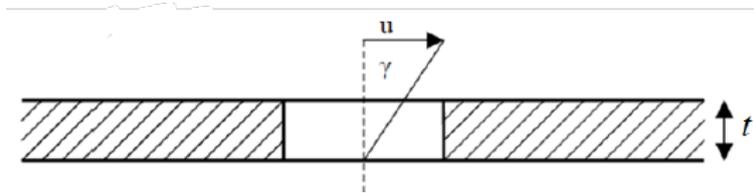


Figura 4.28: Scorrimento a taglio del bullone

Alla luce di quanto detto è possibile traslare la forza di reazione $F=58000$ N in corrispondenza dello spostamento di 1mm del giunto, sullo stelo del bullone. Così facendo è possibile ottenere lo sforzo di taglio τ agente sullo strato sottile con la seguente formula:

$$F = \tau \cdot A \rightarrow \tau = \frac{F}{A} = 1150 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

dove $A = \frac{\pi d^2}{4}$ è l'area della sezione del bullone espressa in mm^2 .

Analogamente a quanto fatto per i primi due step, è stato ricavato il modulo di Young mediante la seguente formula:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{\Delta s}{h_{tl}} = \frac{0,7}{0,48} = 1,48 \\ G &= \frac{\tau}{\gamma} = \frac{1150}{1,48} = 780 \text{ MPa} \\ E &= 2 \cdot G \cdot (1 + \nu) = 2 \cdot 1,3 \cdot 780 = 1900 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.5)$$

In tabella 4.5 sono riportati i moduli di Young (e i rispettivi parametri per le variabili di campo) utilizzati nella nuova analisi per strato sottile di spessore 0,48 mm.

$h_{tl} = 0,48mm$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	2	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	0,8	0.3	2
Spostamento da 0,3 a 1 mm	1900	0.3	3

Tabella 4.5: Proprietà del materiale dello strato sottile

Caratteristica meccanica per strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8mm$

Nel caso di strato sottile con spessore h_{tl} , le dimensioni assumono valori confrontabili con quelli delle piastre che si ricorda hanno spessore 5,2 mm. Si è quindi ritenuto ragionevole usare, per il secondo tratto lineare (e quindi per l'ultimo step di analisi), come modulo di Young dello strato sottile, quello del titanio (materiale del bullone).

$h_{tl} = 4,8mm$	E (MPa)	ν	Field
Spostamento da 0 a 0,1 mm	20	0.3	1
Spostamento da 0,1 a 0,3 mm	8	0.3	2
Spostamento da 0,3 a 1 mm	110000	0.3	3

Tabella 4.6: Proprietà del materiale dello strato sottile

4.4.3 Risultati dell'analisi per strato sottile di spessore $h_{tl} = 0,48mm$

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi in termini di curva Carico-Spostamento, confrontati con i risultati del primo modello GBJM . In particolare in Fig.4.29 è illustrato il confronto grafico sui primi due step di carico (primo tratto lineare e plateau), mentre in Fig.4.30 è illustrato il confronto sull'ultimo step di carico (secondo tratto lineare).

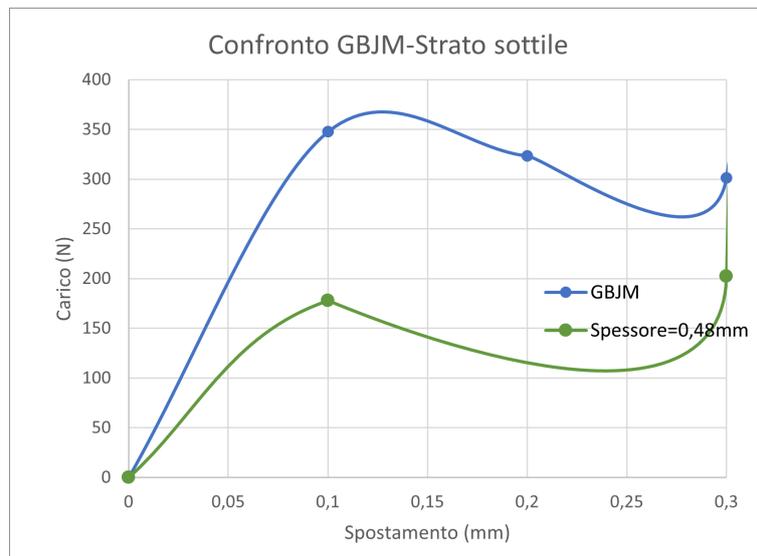


Figura 4.29: Primo tratto lineare e copertura del gioco

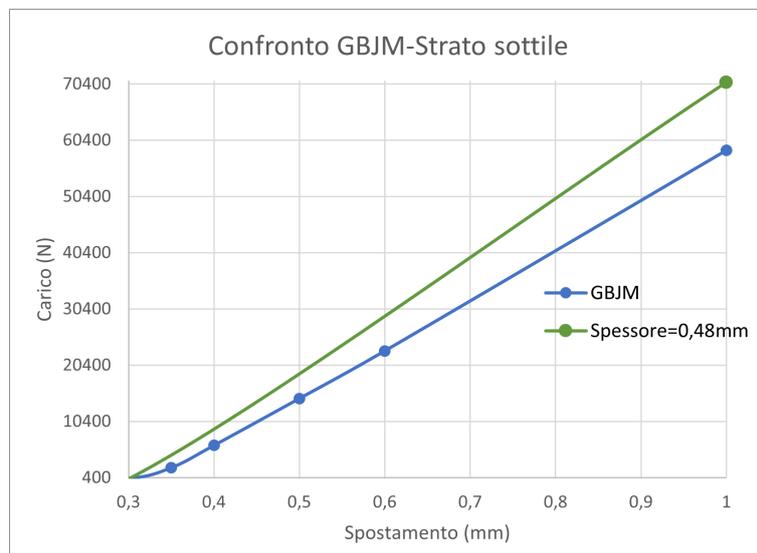


Figura 4.30: Secondo tratto lineare

4.4.4 Risultati dell'analisi per strato sottile di spessore $h_{tl} = 4,8mm$

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi in termini di curva Carico-Spostamento, confrontati con i risultati del primo modello GBJM . In particolare in Fig.4.31 è illustrato il confronto grafico sui primi due step di carico (primo tratto lineare e plateau), mentre in Fig.4.32 è illustrato il confronto sull'ultimo step di carico (secondo tratto lineare).

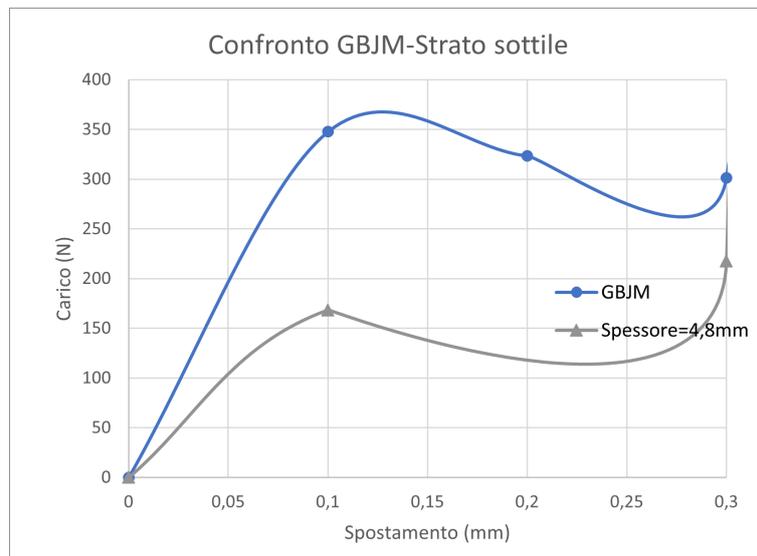


Figura 4.31: Primo tratto lineare e copertura del gioco

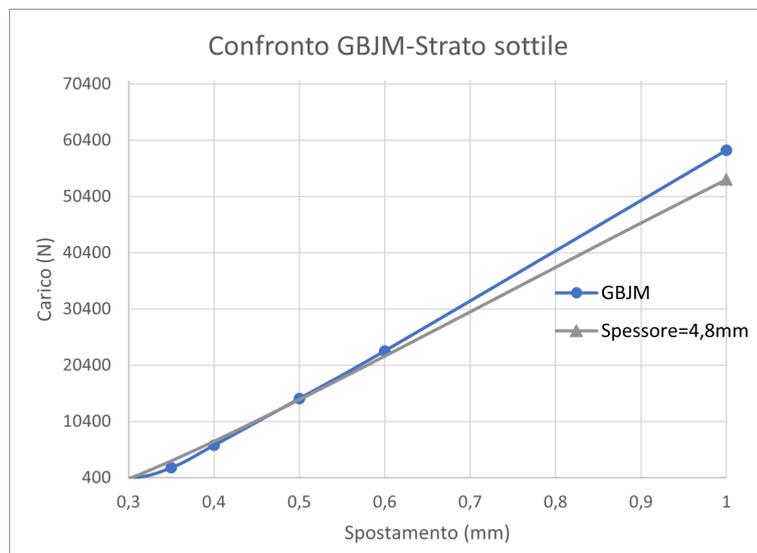


Figura 4.32: Secondo tratto lineare

4.4.5 Discussione dei risultati

Primo tratto lineare e plateau

Confrontando i risultati ottenuti con il modello GBJM, che sono quelli di riferimento, e i risultati ottenuti con le analisi basate sulle ipotesi analitiche, si osserva che:

- nel primo tratto lineare, l'errore percentuale sul carico in corrispondenza dello spostamento di 0,1 mm è $err \doteq 50\%$, sia per spessore dello strato sottile pari a 0,48mm sia per spessore dello strato sottile pari a 4,8mm;
- nel tratto corrispondente al plateau della copertura del gioco, l'errore percentuale sul carico in corrispondenza dello spostamento 0,3 mm è $err \doteq 32\%$ per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm, mentre risulta essere $err \doteq 27\%$ per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm.

Nonostante gli errori non siano trascurabili, potrebbero ritenersi comunque accettabili considerando l'entità ridotta di spostamenti (0,3 mm) e carichi (300 MPa ca.) in gioco nei primi due tratti della curva, con specifico riferimento a questo caso di studio.

Secondo tratto lineare

Discorso diverso vale per il secondo tratto lineare fino al 100% del carico. In questo caso dal confronto dei risultati, risulta:

- un errore percentuale sul carico in corrispondenza dello spostamento massimo di 1 mm pari a $err \doteq 8\%$, per spessore dello strato sottile pari a 4,8 mm. In particolare il modello di rigidezza equivalente con strato sottile di spessore 4,8 mm sottostima la rigidezza del giunto con errore dell'8% sul carico finale.
- un errore percentuale sul carico in corrispondenza dello spostamento massimo di 1 mm pari a $err \doteq 22\%$, per spessore dello strato sottile pari a 0,48 mm. In particolare il modello di rigidezza equivalente con strato sottile di spessore 0,48 mm sovrastima la rigidezza del giunto con errore del 22% sul carico finale.

Si evince che il modello con strato sottile di spessore 4,8 mm fornisce un'approssimazione della rigidezza del giunto bullonato, con riferimento al secondo tratto lineare (che

rappresenta la maggior parte della curva Carico-Spostamento), decisamente migliore rispetto a quella fornita dal modello con strato sottile di spessore 0,48 mm, la quale risulta inaccettabile.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

Il primo modello semplificato GBJM aveva come obiettivo quello di rappresentare in maniera quanto più fedele possibile alla realtà, il comportamento globale di un giunto a singola sovrapposizione e a singolo bullone. Tale modello non è stato, tuttavia, in grado di assolvere al compito di fornire una soluzione computazionalmente economica ai problemi riguardanti grossi assemblaggi.

E' stato tentato di affidare questo compito al modello di rigidità equivalente del giunto, costituito da uno strato sottile interposto alle due piastre giuntate in cui veniva a mancare la presenza dei fori.

Una prima analisi per tentativi, effettuata sul modello ha consentito di convergere ai risultati del primo modello con ottima approssimazione, sia nel caso di spessore dello strato pari a 0,48mm, sia nel caso di spessore dello strato pari a 4,8mm. Tuttavia, la natura stessa dell'analisi per tentativi non prevedeva un grosso guadagno computazionale. L'importante risultato di questo primo approccio è stato quello di dimostrare che l'utilizzo di un modello di rigidità equivalente, dove il bullone è sostituito da uno strato sottile di materiale fittizio interposto a due piastre prive di fori, è possibile.

Una seconda analisi su assunzioni analitiche, effettuata sullo stesso modello equivalente, ha avuto lo scopo di provare a sopperire al problema dei costi computazionali (fornendo al progettista già in fase preliminare i mezzi per stabilire le caratteristiche meccaniche del materiale fittizio dello strato sottile), mantenendo un grado di approssimazione accettabile.

Nelle prime due zone della curva, corrispondenti al primo tratto lineare e al plateau di copertura del gioco, sia il modello con strato sottile di spessore 0,48mm che il modello

con strato sottile di spessore 4,8 mm hanno fornito risultati con errori di sottostima del carico pari al 50% circa. Nonostante gli errori non siano trascurabili, potrebbero ritenersi comunque accettabili considerando l'entità ridotta di spostamenti (0,3 mm) e carichi (300 MPa ca.) in gioco nei primi due tratti della curva, con specifico riferimento a questo caso di studio.

Nel secondo tratto lineare (che rappresenta la maggior parte della curva Carico-Spostamento) il modello con strato sottile di spessore 4,8 mm ha fornito un'approssimazione della rigidità del giunto bullonato (con errore dell'8% circa), decisamente migliore rispetto a quella fornita dal modello con strato sottile di spessore 0,48 mm, la quale risulta inaccettabile (con errore del 22% circa).

Quanto appena detto evidenzia la fragilità del modello costruito su assunzioni analitiche, nonostante il guadagno in termini di costi computazionali. I risultati, infatti, non catturano in maniera molto efficace l'andamento della curva Carico-Spostamento del giunto e inoltre risultano molto sensibili alla variazione dello spessore dello strato sottile.

5.1 Sviluppi futuri

Sulla base di queste conclusioni, si affaccia la possibilità di sviluppi futuri.

Quella che al momento si dimostra la strada più efficace in termini di costi computazionali, è quella che prevede di ricavare delle formule analitiche valide in generale per definire le caratteristiche meccaniche da assegnare allo strato sottile. La strada invece più percorribile, prevederebbe lo sviluppo di un algoritmo genetico che aggiorni iterativamente le caratteristiche dello strato sottile fino alla convergenza dei risultati, entro un certo margine di errore.

Infine, per evitare di modellizzare separatamente piastre e strato sottile, si potrebbe adottare la soluzione di una struttura laminata composita.

Ringraziamenti

Un sentito ringraziamento al mio relatore Prof. Marco Gherlone, che mi ha seguito, con la sua disponibilità, nella realizzazione di questo elaborato fornendomi consigli utili fin dalla scelta dell'argomento. Vorrei inoltre ringraziarlo per essere stato uno dei motivi che mi hanno spinto a scegliere questo indirizzo magistrale.

Grazie anche al mio correlatore Ing. Marco Esposito, per i suoi preziosi consigli, per avermi suggerito le giuste modifiche da apportare al mio lavoro di tesi e per avermi aiutato ad ottenere dei risultati soddisfacenti per l'impegno profuso in questi mesi.

Ringrazio mio padre e mia madre, senza il loro supporto, i loro insegnamenti e i loro sacrifici, questo lavoro di tesi non esisterebbe nemmeno. So che non è stato facile per voi crescermi e sostenermi e mi scuso per tutte quelle volte che la mia riconoscenza sembrava messa in dubbio, ma voglio che sappiate che vi sarò sempre grato e che a prescindere da ogni cosa, il mio affetto per voi è imperituro.

Ringrazio il mio fratellino Riccardo per essermi sempre stato affianco, per aver rappresentato sempre un porto sicuro in cui rifugiarmi e riversare le mie insicurezze. Sei e sarai sempre una componente imprescindibile della mia vita e per quanto tu possa dissentirne, sei un modello per me più di quanto lo sia io per te.

Ringrazio Marta, la mia dolce metà, per avermi sopportato con non pochi patimenti durante questa fase della mia vita. Voglio ringraziarti per tutto ciò che abbiamo condiviso e per quello che ancora divideremo e per avermi fatto riscoprire la bellezza in ogni sua forma. Sei una persona meravigliosa che è stata in grado di capirmi e apprezzarmi incondizionatamente e, anche se tendo a scherzare un po' troppo, spero che sia limpida per te la consapevolezza del mio amore.

Ringrazio la mia famiglia, i miei zii Elena, Aldo, Emilio, Angela, Antonio, Filomena, mia nonna Bernardina, i miei cugini Fabio, Alessia, Vanessa, Federica, Samanta, Pasquale e Alessandro. Siete sempre stati presenti fin dalla mia infanzia e sono così tanti i ricordi

che mi passano per la testa che è impossibile trovare le parole giuste per onorarli. Grazie per dare significato alla parola casa, spero siate orgogliosi di me perché questo traguardo è anche vostro.

Passo ora a ringraziare i miei compagni di avventure, i miei amici! Ringrazio Francesco alias Ciccio per avermi sostenuto e per essere riuscito sempre a spendere la parola giusta nei momenti difficili e nei momenti goliardici, davanti a una birra, un bicchiere di vino o una bella burrata. Ringrazio Marika per essermi amica, nonostante le costanti e rumorose irruzioni in casa sua, ma diciamoci la verità il mio accento campano ti diverte!

Grazie ad Enrico con cui ho condiviso gli ultimi mesi di università prima della pandemia e che si è rivelato essere un amico sincero, con cui poter parlare liberamente e con cui potersi confrontare sui temi più svariati. Ringrazio il gruppo H: i miei fratelli Monkey Paolo, Gianluca H/S/Z Gattuso, Cosimo alias Minuccio ed Edoardo alias eddypoullapa. Abbiamo condiviso tante esperienze con un sentimento comune (Paolo solo alla fine), ovvero P.M. Siamo sempre riusciti a ridere di ogni cosa e a renderci reciprocamente più bella l'avventura universitaria. Ricorderò sempre con piacere e con un pizzico di nostalgia le nostre uscite, con la certezza, però, che continueranno ad esserci in futuro. Grazie per tutto l'aiuto che mi avete dato in questi anni. Ringrazio i 'ribelli di corso Ferrucci', i miei amici Alessandro e Salvo. Siete stati i primi con cui ho condiviso una fantastica esperienza di convivenza e per questo vi porto sempre nel cuore anche se non riusciamo a vederci quanto vorremmo. Ringrazio i miei amici di sempre Dario, Francesco N., Francesco L., Antonio, e il gruppo LNS Armando, Aniello, Gino, Alessandro, Dylan, Benito. Siamo divisi da 900 km di distanza, ma il nostro rapporto mantiene sempre il vigore degli anni vissuti insieme in Irpinia e so che su di voi potrò sempre contare. Ringrazio i miei amici di Corso Einaudi: Antonio, Emanuele, Toni. Con voi ho condiviso alcuni degli anni più belli qui a Torino, tra risate a squarciagola e 'mef ma sei c***'; grazie per essermi di esempio. Ringrazio anche tutte le persone che ho imparato a conoscere in questi anni e che sono felice facciano parte della mia vita: Giuseppe, Diana, Mario, Leonardo e Simone.

Grazie a tutti voi per avermi aiutato a crescere, per avermi reso la persona che sono e per avermi permesso di raggiungere questo traguardo!

Bibliografia

- [1] G.Petrucci *"Lezioni di costruzione di macchine"*.
- [2] D.M. 14 gennaio 2008. *Norme tecniche per le costruzioni*. Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti, G.U. n. 29 del 4 febbraio 2008, Supplemento Ordinario n. 30, 2008, (NTC08).
- [3] *Eurocode 3: Design of steel structures - EN 1993*.
- [4] Mezzina Mauro (a cura di) *Fondamenti di Tecnica delle Costruzioni*,. Città Studi Edizioni, 2013.
- [5] P.J. Gray, C.T. McCarthy. *A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints*. Composites Research Centre, Materials and Surface Science Institute, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Limerick, Limerick, Ireland.
- [6] ABAQUS analysis user's manual. Version 6.14. Dassault Systèmes.
- [7] MSC Software Corporation, MSC Nastran 2021 Quick Reference Guide, MSC Software Corporation, 2021.
- [8] Jeong Kim, Joo-Cheol Yoon, Beom-Soo Kang, *Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints*, Applied Mathematical Modelling, Volume 31, Issue 5, 2007.
- [9] Yongpeng Chu, Hao Wen, and Ti Chen, *Nonlinear Modeling and Identification of an Aluminum Honeycomb Panel with Multiple Bolts*. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 29 Yudao Street, Nanjing, Jiangsu 210016, China.

- [10] Johan Ekh, Joakim Schön, *Finite element modeling and optimization of load transfer in multi-fastener joints using structural elements*. Division of Lightweight Structures, Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, The Royal Institute of Technology, SE-100 44 Stockholm, Sweden.
- [11] Ramzi Askri, Christophe Bois, Hervé Wagnier, Julie Lecomte, *A reduced fastener model using Multi-Connected Rigid Surfaces for the prediction of both local stress field and load distribution between fasteners*. Univ. Bordeaux, I2M, UMR5295, F-33400 Talence, France.
ASTF, 8 Avenue du Vald'Or, 33700 Mérignac, France.