



POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

SVILUPPO E VALIDAZIONE DI MODELLI FEM DI GIUNZIONI MECCANICHE PER APPLICAZIONI AUTOMOTIVE TRAMITE CODICE ABAQUS

Tutor Accademico

- *Prof. ssa Massimiliana Carello*

Tutor Aziendale

- *Ing. Antonio Annicchiarico*

Candidato

- *Bruno Scaglione*

Anno Accademico 2018/19

INDICE

INDICE	2
INTRODUZIONE.....	4
1. TECNICHE DI GIUNZIONI IN CAMPO AUTOMOTIVE.....	6
1.1 Adesivi.....	6
1.1.1 Adesivi poliuretanic	8
1.1.2 Adesivi epossidici	8
1.1.3 Adesivi acrilici	8
1.2 Saldature	9
1.2.1 Saldature Eterogene	10
1.2.2 Saldature autogene	11
1.3 Giunzioni meccaniche.....	13
1.3.1 Clinching.....	14
1.3.2 Rivettatura	15
1.3.3 Flow Drill Screwdriving	18
2. METODO DEGLI ELEMENTI FINITI	20
2.1 Metodo Implicito ed esplicito.....	24
3. MODELLO INIZIALE	28
4. SIMULAZIONE DEL RIVETTO IN 3D.....	33
4.1 Modellazione e discretizzazione.....	33
4.2 Stesura del codice Abaqus	36
4.3 Tipologia di contatto	37
4.4 Step solutivi	40
4.5 Analisi risultati modello 3D.....	43
4.6 Possibili soluzioni	45
5. MODELLAZIONE DEL RIVETTO IN 2D	49
5.1 Prima analisi modello 2D	54

5.2	Calibrazione e risultati	57
6.	MODELLAZIONE DELLE LAMINE IN MATERIALE COMPOSITO...	60
6.1	Analisi dei risultati	63
7.	CONCLUSIONI.....	65
8.	BIBLIOGRAFIA.....	67

INTRODUZIONE

Lo studio delle tecniche di giunzione tra componenti, nel settore automotive, è uno degli argomenti fondamentali nella ricerca dell'ottimizzazione delle strutture dei veicoli, andando ad assimilare non solo gli studi sulla stabilità della struttura ma anche sui miglioramenti riguardanti l'aerodinamica e il peso del veicolo.

Una di queste tecniche di giunzione utilizza delle viti FDS®, *Flow-Drill Screw*, come strumento per penetrare le lamiere dei componenti e per fissarle tra loro, creando un zona filettata, ad elevata affidabilità, elevata tenuta ed elevata intercambiabilità, permettendo anche il collegamento tra materiali differenti.

L'obiettivo del seguente progetto di Tesi, svolto durante il periodo di stage tenuto al Centro Ricerche Fiat, è stato quello di sviluppare, mediante l'utilizzo di un modello ad elementi finiti FEM e calcolo numerico con codice *Abaqus*, una metodologia di calcolo simulativo virtuale efficace per giunzioni meccaniche a freddo, effettuate con i sopracitati viti FDS®, in materiali Alluminio-Alluminio e Alluminio-CFRP, allo scopo di migliorare le simulazioni di processi di produzione in campo automotive.

Per effettuare tale applicazione si partirà dal modello descritto dalla norma ISO 12966:2013 che specifica la geometria del provino e la procedura per un test di resistenza a trazione di una singola giunzione meccanica tra due lamine, con lo scopo di determinare caratteristiche meccaniche e modalità di rottura di un giunto. Per fare questo si eseguiranno diverse simulazioni su dei macchinari per prove di trazione, al fine di estrapolare delle curve forza-deformazioni utilizzabili per calibrare il modello virtuale.

Si è pensato di configurare, inizialmente, il modello del giunto in 3 Dimensioni, al fine di studiare in maniera più approfondita il comportamento del provino e gli stress nelle zone di contatto tra viti e lamina, realizzando una geometria del modello seguendo la normativa e su questa portare a termine una discretizzazione tramite elementi solidi. Per fare ciò verranno utilizzati i software del pacchetto *HyperWorks CAE Software* della compagnia *Altair Engineering inc.* in collaborazione con *Abaqus/Standard*, software di calcolo per il metodo ad elementi finiti.

Per il modello in 3D è stato scelto di compiere calcoli solo con provini alluminio – alluminio, per non appesantire eccessivamente il modello.

In seguito si dovrà riconfigurare il modello in 2 Dimensioni, seguendo sempre la normativa, in modo da semplificare il più possibile il calcolo, concorrendo a un risultato più congruo all'utilizzo industriale. Modificando, sempre tramite il software *HyperMesh* del pacchetto *HyperWorks*, la geometria di partenza da 3D a 2D e discretizzando in elementi piani, aggiungendo lo spessore come proprietà degli elementi, al fine di creare un calcolo più leggero e di facile utilizzo per applicazione simulative di processi produttivi in campo automotive. Saranno immessi i modelli di calcolo nel solutore di *Abaqus* sia per il modello in alluminio-alluminio che per quello in alluminio-CFRP.

Infine, si dovranno confrontare i valori conseguiti dal solutore di *Abaqus* con i risultati estrapolati dalle simulazioni su macchina, grazie all'utilizzo del software di visualizzazione *HyperView*, presente anch'esso nel pacchetto *Hyperworks*, per cercare di calibrare nella maniera più appropriata il modello virtuale con il mondo reale.

1. TECNICHE DI GIUNZIONI IN CAMPO AUTOMOTIVE

Nel settore automobilistico, uno dei ruoli fondamentali dell'assemblaggio del veicolo è rivestito dallo studio delle giunzioni di collegamento, le quali permettono di portare migliori non solo nella stabilità strutturale del veicolo ma anche sull'aerodinamica e sul suo peso.

Esistono varie tipologie di giunzioni e, secondo i componenti che bisogna unificare e al tipo di sollecitazioni che gli stessi devono sopportare, bisogna scegliere quale sia il tipo di giunto più adeguato onde evitare eventuali fenomeni di corrosione o perdite di tenuta e ottimizzare, ove possibile, l'aerodinamica e il peso.

Vi sono tre principali tipologie di collegamenti:

- Adesivi
- Saldature
- Giunzioni meccaniche

In questa tesi si andrà a riassumere le varie tipologie di giunzione prima di effettuare un approfondimento sulle viti autofilettanti Flow-drill, utilizzate per questa applicazione.

1.1 Adesivi

Viene definito adesivo una composizione, solitamente a base polimerica, atta ad unire elementi diversi tra loro. Il principio che permetta questo collegamento deriva dall'azione di forze che si originano sulle superfici libere degli aderendi in modo tale da stabilire un legame tra le superfici dei componenti. Talvolta con l'utilizzo di un primer, strato sottile che rinforza il potere di adesione, come vediamo in figura 1.1.

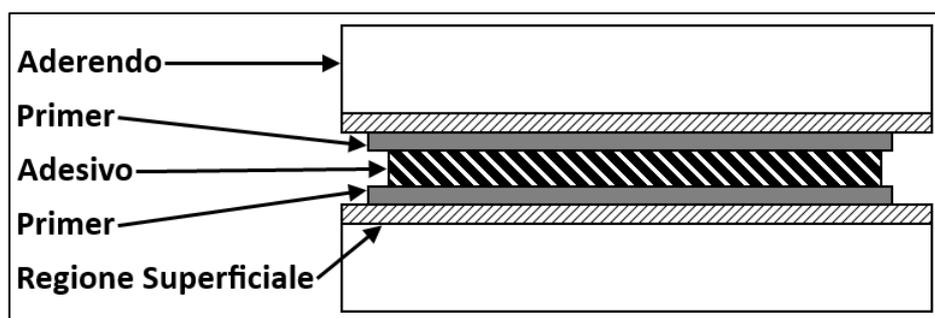


Fig. 1.1 Adesivo

In campo automotive gli adesivi sono utilizzati con frequenza crescente, grazie agli eccellenti risultati avuti durante le prove di urto, crash test, con miglioramenti delle performance dei componenti. Inoltre, porta miglioramenti anche ai comportamenti vibro-acustici dei veicoli. Il successo di questo tipo di adesione deriva anche dalla possibilità di non alterare le proprietà chimiche e fisiche degli elementi da collegare.

Come si nota dalla figura 1.2, si distingue la coesione dall'adesione. La prima è la forza vera e propria dell'adesivo, mentre la seconda è la forza attrattiva tra la superficie della lamina e il materiale. Possono, infatti, esistere fratture adesive, quando vengono meno i legami che l'adesivo sviluppa legando al substrato della superficie, e coesive, quando cedono le molecole dell'adesivo stesso.

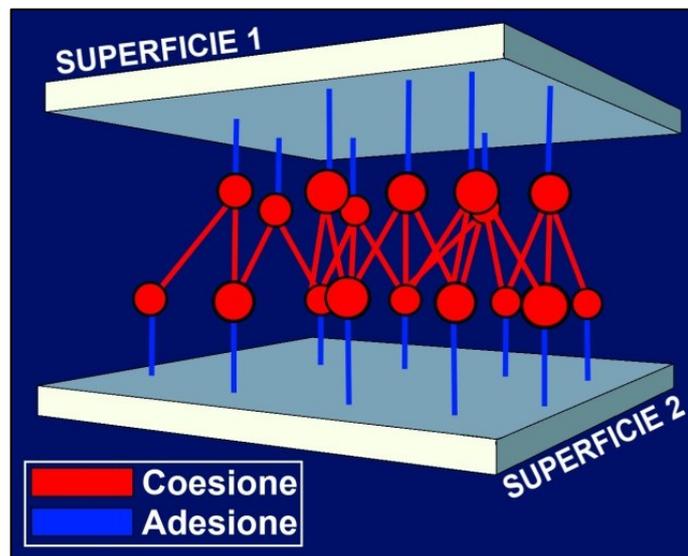


Fig. 1.2 Molecole adesive

Gli adesivi possono essere classificati in base alla natura chimica.

Distinguiamo quindi:

- Adesivi poliuretanici;
- Adesivi epossidici;
- Adesivi acrilici

1.1.1 Adesivi poliuretani

Adesivi basati sulle proprietà chimiche dell'isocianato. Possono essere sia bicomponenti che monocomponenti. I bicomponenti derivano dalla reazione dell'isocianato con appositi catalizzatori, oligomeri contenenti gruppi $-OH$ e $-NCO$, per formare gruppi uretanici, i quali sono mescolati e applicati all'aderendo. I monocomponenti, invece, reagiscono in presenza di umidità atmosferica generando una gomma elastomerica.

1.1.2 Adesivi epossidici

Ideate intorno agli anni '30 sono costituite da resine epossidiche, reticolate a temperature ambiente da poliammine alifatiche nei sistemi bicomponenti. Con l'aggiunta di ammine aromatiche si possono raggiungere anche elevate proprietà meccaniche che reticolano ad alte temperature. Gli epossidici consentono carichi elevati, sostituendo i classici metodi di fissaggio meccanico. È stata dimostrata la grande efficacia in ambito automobilistico e aerospaziale, con alte prestazioni, elevate adesioni e grande resistenza a solventi, alte temperature e agenti atmosferici esterni. La materia più utilizzata è il bisfenolo-A, che reagisce con l'epicloridrina per generare un liquido dal basso peso molecolare. I gruppi idrossilici definiscono la capacità adesiva. Il meccanismo di polimerizzazione più diffuso utilizza un'ammina bi- o tri funzionale per ottenere la reticolatura delle catene.

1.1.3 Adesivi acrilici

Introdotti nell'industria verso la fine degli anni '60, le resine acriliche permettono l'adesione senza che sia effettivamente mescolata con un attivatore. La resina e l'attivatore inizialmente sono separati e generano centri attivi, dando luogo a propagazione dei polimeri, solo quando entrano in contatto tra loro. Ha una maggior tolleranza a superfici oleose, non necessita di preparazione del substrato e possiede una grande versatilità nella scelta dei materiali da incollare. A differenza degli epossidici, non è consigliato l'uso di calore per accelerare il processo. Tuttavia, gli adesivi standard, presentano un forte odore con rischio di danneggiamento per l'operatore, in caso di ventilazione inadeguata, sono infiammabili e hanno una durata limitata, tale a essere stoccati in aree refrigerate. Parte di tali problemi sono comunque state superate grazie agli acrilici di nuova generazione.

1.2 Saldature

Procedimento che permette l'unione fisico-chimica tra due elementi metallici mediante la fusione degli stessi o di un terzo metallo d'apporto, grazie all'utilizzo di alte temperature. Affinché si possa ottenere una continuità strutturale nella giunzione, il materiale d'apporto deve essere simile al materiale base e deve essere distribuito allo stato fuso tra i lembi opportunamente preparati.

La saldatura porta vari vantaggi rispetto alle altre tecniche di giunzione con elementi esterni, adesivi o elementi meccanici, quale risparmio di costo e materiale, rapidità di esecuzione e riduzione di peso. Purtroppo, però la saldatura non è attuabile con tutti i materiali, dipende dalla saldabilità di questi, e inoltre l'aumento locale delle temperature può provocare tensioni interne e deformazioni nel materiale, inficiando sulle proprietà meccaniche del giunto. È possibile distinguere, come si vede in figura 1.3, tre zone in cui è suddiviso il giunto:

- **Zona fusa**, al centro del giunto, nella quale si fonde il metallo base e il materiale di apporto. La zona con minori proprietà meccaniche;
- **Zona termicamente alterata**, esattamente all'esterno della zona fusa. In questa le proprietà meccaniche del materiale decadono parzialmente a causa delle alte temperature. Ha dei grani più fini rispetto alla precedente zona, ma è quella più fragile della saldatura a causa della disomogeneità dovuta all'unione tra metallo fuso e metallo di base;
- **Metallo base**, zona che rimane inalterata alla saldatura, in cui le temperature non sono state tali da modificare la struttura cristallografica.

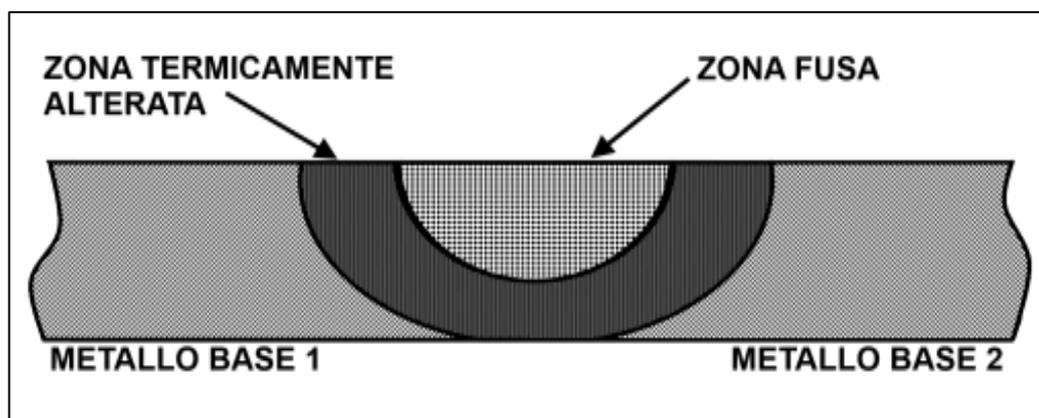


Fig. 1.3 Zone Saldatura

Si distinguono quindi saldature *autogene*, con assenza del metallo d'apporto, ed *eterogene*, il cui il materiale d'apporto è presente. Come vediamo in figura 1.4 si possono classificare in base ai diversi tipi di saldatura effettuata e in base al mezzo che produce il calore necessario.

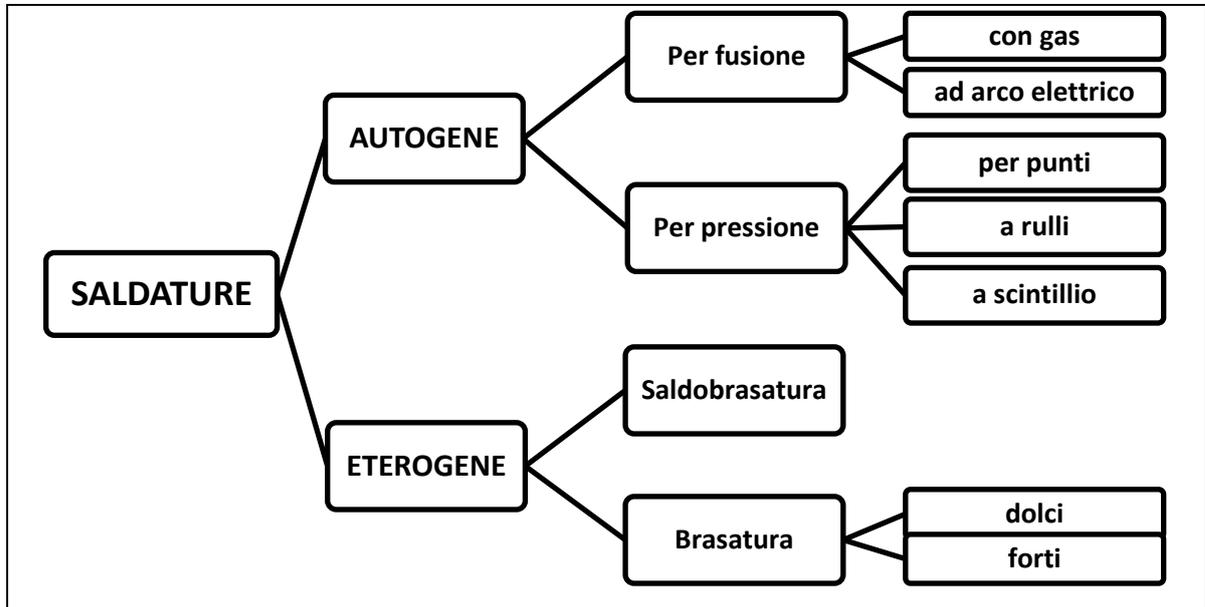


Fig. 1.4 Tipologie di Saldature

1.2.1 Saldature Eterogene

Il collegamento tra i metalli è effettuato tramite l'utilizzo di un cordone di materiale d'apporto, come si vede dalla figura 1.5, che viene riscaldato tramite l'utilizzo di un elettrodo.

Ha il vantaggio di unire materiali non saldabili tra loro ed è utilizzato quando l'aspetto estetico del giunto diventa di importanza prioritaria. Inoltre, non vengono inficiate le caratteristiche meccaniche dei due materiali da collegare, in quanto il materiale di apporto ha una temperatura minore di fusione. È importante, infatti, non raggiungere le temperature di fusione dei metalli del giunto per non svalutare le proprietà.

Si distinguono in *brasatura dolce*, quando le temperature di fusione sono inferiori ai 450°C, *brasatura forte*, con temperature di fusione tra 450°C e 600°C e *saldobrasatura* quando si superano i 600°C.

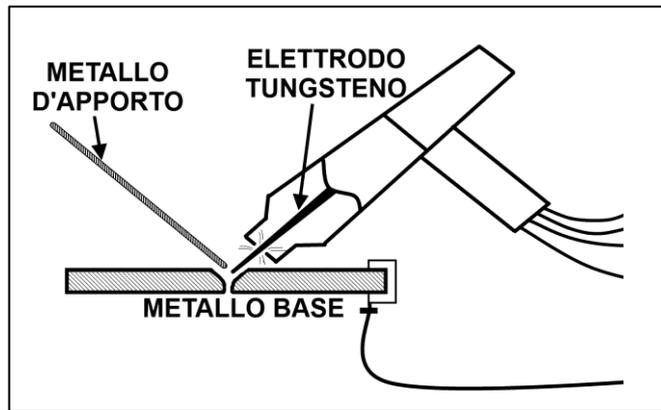


Fig. 1.5 Schema Brasatura

1.2.2 Saldature autogene

Le saldature autogene non hanno bisogno di materiale di apporto, come per le eterogene, e possiamo dividerle in due grandi categorie: *per pressione e per fusione*.

La *saldatura per pressione*, detta anche *a resistenza elettrica*, è effettuata tramite l'utilizzo di elettrodi, applicando una certa pressione alle due lamine sovrapposte. Per portare a fusione i punti di contatto tra le due parti si utilizza, quindi, la resistenza elettrica del materiale, tramite effetto Joule. Possiamo distinguere saldature a punti (figura 1.6), a scintillio o a rulli, in base alla forma dell'elettrodo.

Il grande vantaggio sta nella possibilità di rendere automatizzabile la lavorazione e nella velocità di attuazione, il che lo rende di largo impiego nel settore industriale automotive. Tuttavia, abbiamo nette limitazioni dovute allo spessore degli elementi da collegare.

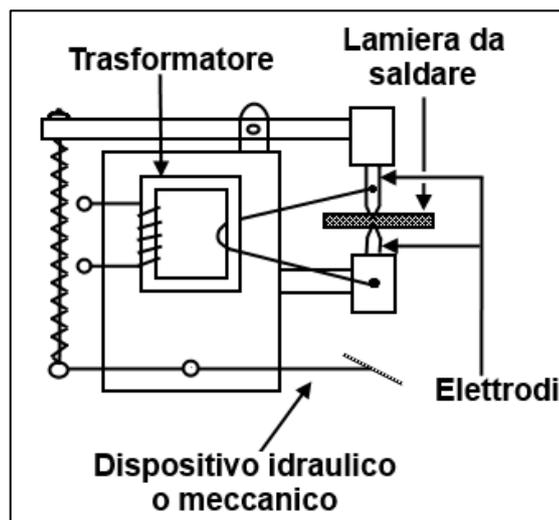


Fig. 1.6 Saldatura per pressione, a punti

La **saldatura per fusione** si può dividere in **saldatura a gas** e **saldatura ad arco elettrico**. La prima, in figura 1.7, è chiamata anche **a cannello ossiacetilenico** giacché utilizza una miscela di ossigeno e acetilene che, tramite combustione, raggiunge temperature intorno ai 3000°C fondendo il bordo di giunzione dei componenti.

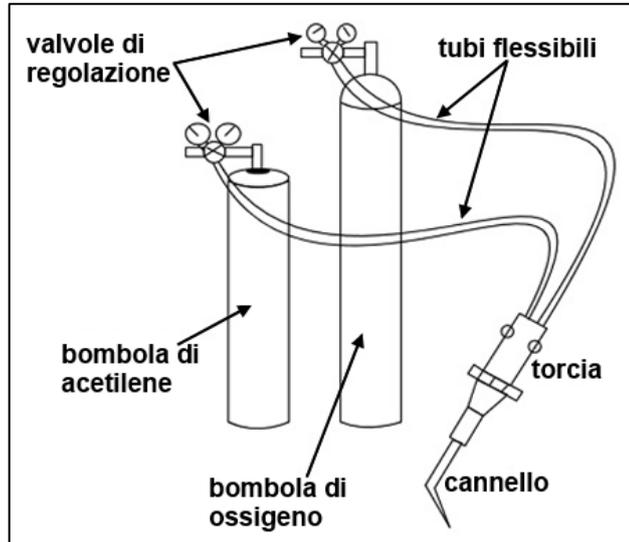


Fig. 1.7 Saldatura per fusione, a gas

La **saldatura ad arco elettrico**, invece, sfrutta un elettrodo attaccato a una pinza elettrificata dalla saldatrice, come si vede in figura 1.8, per formare un arco elettrico con il giunto da saldare, anch'esso attaccato all'altro polo della saldatrice. È una tecnica molto diffusa per via del basso costo e della versatilità, ma non è possibile automatizzarne il processo.

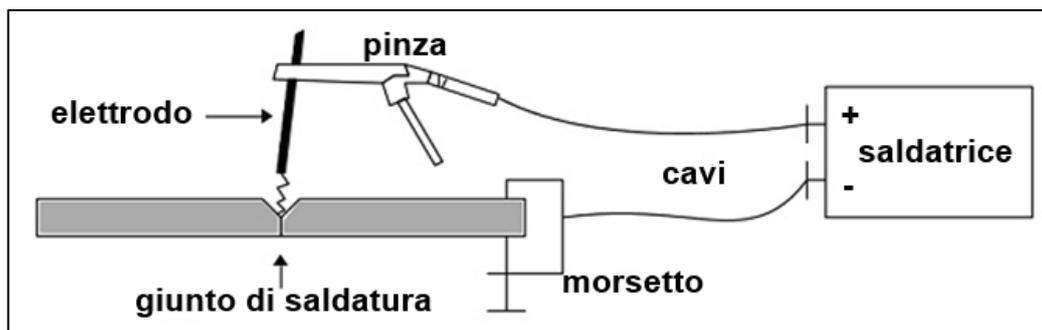


Fig. 1.8 Saldatura per fusione, ad arco elettrico

1.3 Giunzioni meccaniche

L'uso di fissaggi meccanici ha guadagnato, nell'ultimo periodo, una grande attenzione dovuta all'utilizzo crescente di leghe d'alluminio, usate per soddisfare le esigenze di peso delle case automobilistiche. Il fissaggio meccanico può avvenire o tramite l'uso di un elemento esterno opportuno, che crea un impedimento alla separazione tra i componenti, o tramite la deformazione degli elementi a collegare.

Il vantaggio è che non necessita di trattamenti chimici o termici, quindi le caratteristiche del materiale resteranno pressoché costanti, migliorando il giunto meccanico. Dipendono solo ed esclusivamente dagli elementi da collegare e permettono facilità di ricambio, in caso di elementi esterni, senza inficiare nei componenti originariamente collegati. Inoltre, è possibile selezionare l'elemento di fissaggio in funzione della missione del componente.

Sono utilizzate frequentemente anche in campo aeronautico poiché facili da sostituire e presentano facilità d'ispezione e manutenzione.

Possono essere facilmente automatizzate e non hanno bisogno di particolare specializzazione della manodopera. Il macchinario può essere montato su un braccio robot e integrato in linee di produzione. Gli utensili per l'assemblaggio non subiscono particolare degradazione, il che porta a una buona durata degli utensili, e il processo risulta sicuro, senza fumi o emissioni, con basso assorbimento di energia.

Gli svantaggi si trovano nella concentrazione di sforzi che si vanno a generare nei punti discreti, come fori di installazione, che potrebbero avere effetti deleteri sul comportamento a fatica.

Si tratteranno adesso le tecniche per giunti meccanici più approfondite al Centro Ricerche Fiat, quali *Clinching*, graffatura senza la presenza di un elemento esterno, e *Rivettatura*, con la presenza di un elemento esterno quali rivetti autoperforanti SPR, rivetti ciechi e infine le viti autoperforanti FDS® di cui tratterà la tesi.

1.3.1 Clinching

Tecnica di giunzione tra due lamiera che avviene attraverso l'applicazione di una forza, che deforma plasticamente il materiale, prodotta dall'interazione di una matrice e di un punzone che determinano l'assemblaggio fra i componenti tramite un processo di formatura a freddo.

In figura 1.9 si possono vedere le tre fasi di clinchiatura, divise in:

- Fase di posizionamento della matrice e del punzone premilamiera in prossimità delle lastre da collegare, opposta alla posizione dello stampo;
- Penetrazione del punzone con deformazione a freddo e riempimento della scanalatura ad anello dello stampo;
- Rilascio del punzone a deformazione completata.

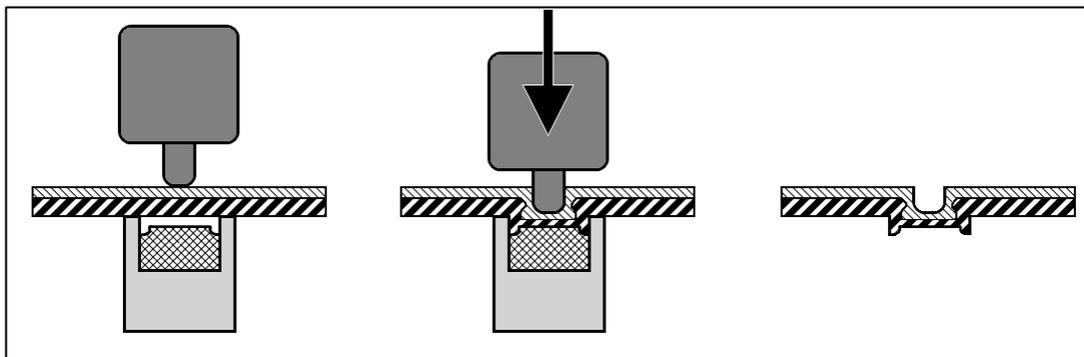


Fig. 1.9 Fasi Clinching

È un processo veloce, silenzioso e altamente versatile. Permette di operare con lamiera di materiali e spessore diversi, il che lo porta a essere uno dei processi più utilizzati nell'industria moderna, campo automotive incluso.

Altri vantaggi del clinching sono dati dal basso consumo energetico e dalla mancanza di fumi, con riduzione dell'impatto ambientale.

Gli svantaggi derivano dal fatto che è richiesto l'accesso da entrambi i lati del pezzo, il che comporta notevoli difficoltà in zone difficilmente raggiungibili, inoltre le rientranze e le sporgenze della lamiera deformata peggiorano l'aspetto estetico del pezzo.

1.3.2 Rivettatura

La rivettatura è una delle tecniche di giunzione più consolidate all'interno dell'industria meccanica, in campo automotive, navale e aerospaziale. Come per il clinching, è una tecnica molto versatile, veloce ed efficace. Non emette fumi ed è facilmente automatizzabile, quindi applicabile in produzione ad elevato rendimento.

Gli svantaggi sono dovuti alle sporgenze degli oggetti dalla carrozzeria, nel caso in cui questo avvenga, che comporta delle complicazioni al comportamento aerodinamico del veicolo, e anche al peso dell'elemento, che aumenta a causa del corpo estraneo che viene aggiunto.

Esistono varie tipologie di rivetto, che differiscono per il modo in cui sono applicati e per la forma iniziale. I più utilizzati nell'industria moderna sono i *Self Piercing Riveting*, rivetti autoperforanti, e i *Blind Riveting*, detti anche rivetti ciechi.

Il *Self Piercing Riveting*, è una tecnica in cui si utilizzano rivetti autoperforanti, in figura 1.10, formati da una testa piana e da una zona cilindrica semi tubolare. Permette il collegamento di lastre con materiali differenti, con facilità e velocità di esecuzione. Presenta ottime caratteristiche meccaniche, resistenza a urti e a fatica, se comparate con le giunzioni di saldature a punti, inoltre presenta meno corrosione rispetto a queste.

Ha ottenuto un ruolo molto importante nel campo automotive per via del sempre più crescente utilizzo di lamiera in acciaio e alluminio. Solitamente sono, infatti, costruiti in acciaio zincato, ma col tempo si stanno portando a termine studi sull'utilizzo di rivetti in alluminio, che consentirebbe una perdita di peso notevole, argomento molto importante nel mondo moderno.

Questa tipologia di rivetto potrebbe far perdere capacità aerodinamica nel veicolo e inoltre, come nel Clinching, rimane il problema di dover assemblare componenti accessibili da entrambi i lati.



Fig. 1.10 Rivetto SPR

Il montaggio del rivetto è effettuato tramite un'attrezzatura formata da un premi lamiera e un punzone che, utilizzando un opportuno impianto idraulico, spinge il rivetto contro le lamine, deformandosi e perforando le due lamiere metalliche, le quali si deformeranno anch'esse, formando un unico giunto meccanico. Dall'altro lato della lamiera, rispetto al punzone, sarà presente uno stampo che faciliterà il cammino della deformazione, migliorando il bloccaggio tra rivetti e lamiere. In figura 1.11 vediamo le fasi di rivettatura, che avvengono in un unico step semplice, veloce ed economico.

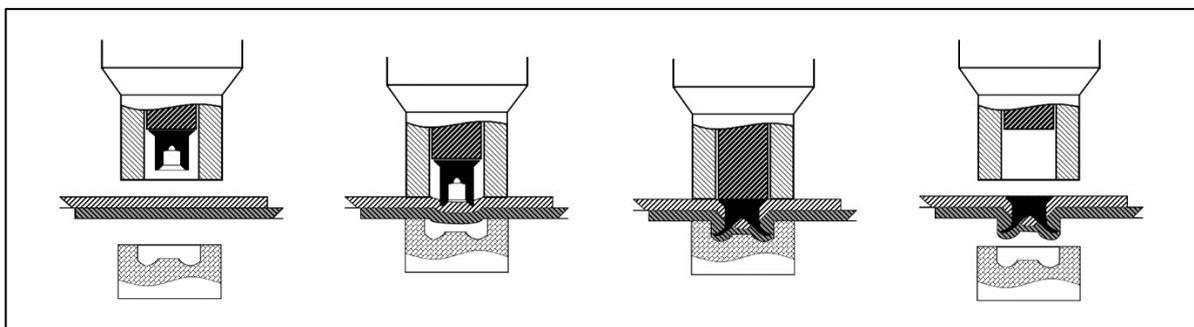


Fig. 1.11 Fasi rivettatura

Il **Blind Riveting** è una particolare tecnica di giunzione che permette l'assemblaggio di componenti anche quando l'accessibilità avviene da un solo lato. Sono utilizzati dei rivetti ciechi, o rivetti a strappo, composti di un cilindro cavo internamente, che contiene uno stelo, all'interno, che finisce con una testa. Sono mostrati in figura 1.12. Una volta inserita la parte cilindrica, la spina verrà tirata, per formare una controtesta, e strappata con un apposito attrezzo, anche automatico. Il rivetto resterà all'interno, formando quindi il collegamento. È un processo rapido e si presta interamente ad eventuali automazioni.



Fig. 1.12 Rivetto a strappo

Una volta effettuato il collegamento, questo non è disassemblabile agevolmente, c'è bisogno della presenza di un trapano apposito che esporti la testa del rivetto, inoltre è necessaria la presenza di un foro passante predisposto attraverso le superfici da unire.

In figura 1.13 vediamo le fasi di montaggio del rivetto a strappo, diviso in sole tre fasi:

- Il rivetto viene inserito nel foro passante tra le lamiere separate, fino alla base;
- Lo stelo viene tirato, cosicché la testa deforma plasticamente il cilindro del rivetto creando una contro testa opposta alla base del cilindro;
- Lo stelo viene strappato, lasciando all'interno del foro il cilindro bloccato tra la sua base e la testa dello stelo, rimasta dentro.

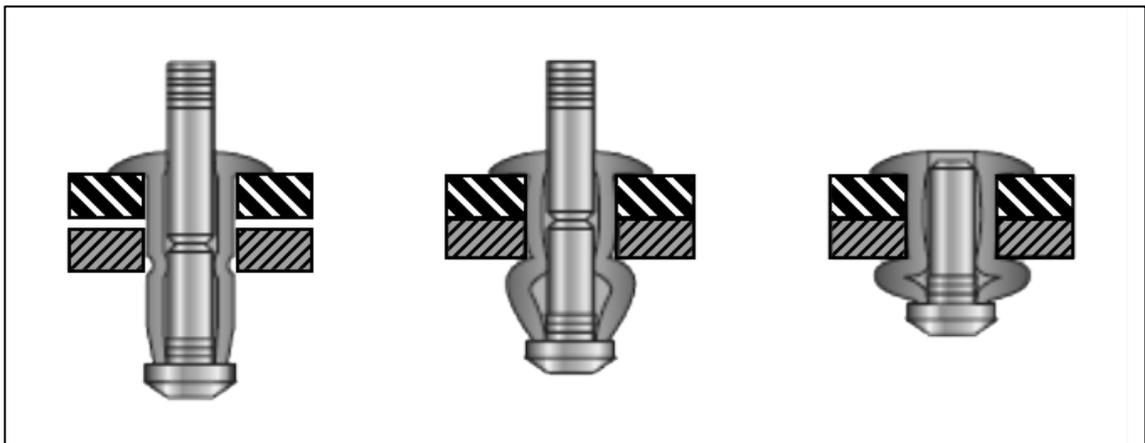


Fig. 1.13 Fasi rivettatura cieca

1.3.3 Flow Drill Screwdriving

Processo che utilizza delle viti FDS®, Flow-Drill Screw, autoperforanti e autofilettanti per lamiera, non solo come dispositivi di fissaggio ma anche come strumento per penetrare, estrarre, creare il filetto e indurre una forza di serraggio tra le due lamine. Si vede la vite presente in figura 1.14

I punti di forza sono:

- Possibilità di accedere da un solo lato, il che permette anche un'elevata libertà di design, e di combinare materiali differenti tra loro, come nel caso preso in esame in questo progetto di tesi;
- Elevata affidabilità in applicazioni dinamiche, senza necessità di bloccaggio del filetto, con elevata protezione dallo spanamento;
- Elevata tenuta, con possibilità di tenute di acqua;
- Il filetto che si viene a creare è riutilizzabile, con facilità di eventuali riparazioni tramite vite metrica;
- Durante il processo non c'è formazione di truciolo, il che porta a evitare sprechi di materiale.

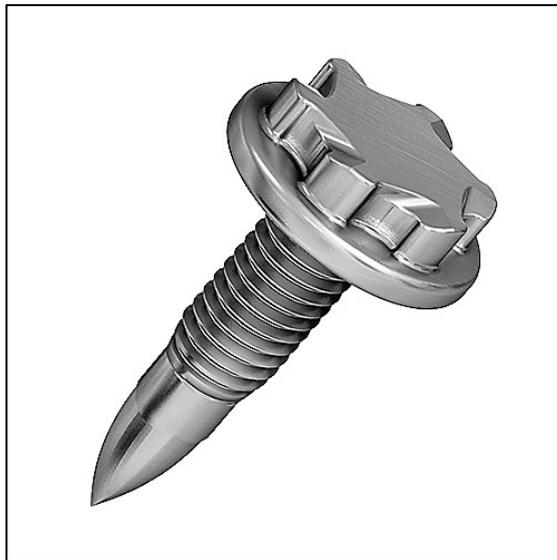


Fig. 1.13 Flow-drill Screw®

Le viti FDS® si sono evolute dalla foratura a flusso, flow-drill, sistema che permette la realizzazione di fori rinforzati su lamiera, senza asportazione di truciolo e senza che sia necessario utilizzare materiale aggiuntivo. La differenza sta nel fatto che la foratura a flusso adopera uno strumento totalmente liscio che non permette la formazione di una filettatura, come nel caso delle viti.

Il processo di giunzione delle viti autofilettanti è formato da sei fasi:

- Riscaldamento della lamiera causate dalla forza assiale (fino a 1000N) e dalla velocità di rotazione elevata della vite (fino a 5000 rpm), che comporta elevate forze di attrito;
- L'elevata temperatura Penetrazione del materiale mediante la punta conica della vite;
- Formatura del foro cilindrico passante;
- Creazione di una filettatura senza presenza di truciolo;
- Avvitamento della vite in profondità;
- Serraggio della vita con un valore di coppia preimpostato (fino a 15Nm).



Fig. 1.14 Fasi Flow-drill Screwdriving

È un processo altamente automatizzabile a livello industriale. In certi casi viene preferito perché permette di effettuare un monitoraggio dell'avvitamento, durante il ciclo, con controllo di quota e controllo del sistema di alimentazione, e per compensare le varie tolleranze tra gli elementi, consentendo anche flessibilità per vari spessori di lamiera. Il macchinario utilizzato deve permettere di produrre la forza e la coppia richiesta, inoltre deve anche avere un estensimetro per misurare gli spostamenti della testa della macchina.

2. METODO DEGLI ELEMENTI FINITI

Il metodo degli elementi finiti (Finite Element Method, FEM) è una tecnica di modellazione numerica idonea alla risoluzione di problemi ingegneristici complessi e di grandi dimensioni, descritti da equazioni differenziali, in maniera semplificata e approssimata, tramite l'utilizzo di operazioni di discretizzazione, le quali consentono di trasformare le suddette equazioni differenziali in equazioni algebriche, di più semplice risoluzione e accessibile al calcolo automatico.

L'uso di tecniche numeriche e dell'algebra delle matrici si sono rivelati strumenti idonei nei casi di problemi strutturali in campo discreto, mentre, per i sistemi continui, è stato quindi necessario formulare dei procedimenti generali di analisi, in cui viene discretizzato il modello continuo, per avere una soluzione del problema approssimata ma coerente.

Quando c'è la necessità di studiare un particolare fenomeno, in un determinato dominio spaziale, le variabili di temperatura, spostamento o qualsiasi altra misura fisica sono funzioni di ciascun punto di tale dominio, presentando, quindi, un numero infinito d'incognite da valutare. Discretizzando il tutto in un numero finito di sottodomini, detti *elementi finiti*, di facile risoluzione, il problema originario diventa quindi approssimato e descritto da un numero finito d'incognite.

L'intervento di discretizzazione, utilizzata nei calcoli complessi, risulta di non facile apprendimento e richiede una conoscenza specifica della materia studiata, del comportamento meccanico della struttura e delle tecniche di analisi numerica. L'utilizzo di programmi di calcolo e di pre-processing, permette di semplificare la laboriosità del calcolo, tramite la generazione facilitata della discretizzazione, con l'aggiunta di una serie di parametri utili ad indirizzare le varie scelte dell'utente, in modo da risolvere il problema nella maniera più adatta possibile.

Durante il corso del progetto di tesi, per facilitare le operazioni di discretizzazione, è stato utilizzato il software *HyperWorks CAE Software* della compagnia *Altair Engineering inc.* in collaborazione con *Abaqus/Standard*, software di calcolo per l'analisi degli elementi finiti.

Nel tempo sono state definite numerose tecniche di discretizzazione, giacché l'accuratezza e l'attendibilità delle soluzioni dipendono dalle capacità del modello discreto realizzato di simulare il comportamento della struttura continua.

In generale sono possibili tre diverse formulazioni, tutte sostanzialmente equivalenti, ma che differiscono per i metodi approssimativi utilizzati:

- La formulazione *Variazionale* si basa sull'esistenza di un potenziale espresso sotto forma di energia potenziale totale e di energia complementare totale. Vengono utilizzati i teoremi di minimo dell'energia potenziale totale e dell'energia complementare totale, i quali costituiscono, rispettivamente, la formulazione variazionale del metodo degli spostamenti e di quello delle forze, e la soluzione viene ricercata rendendo stazionario il funzionale potenziale del problema stesso, nel dominio in cui è definito;
- La formulazione *Differenziale*, invece, individua la soluzione del problema integrando un sistema di equazioni differenziali aventi come incognite, a seconda che si operi con il metodo degli spostamenti o con quelli delle forze, delle grandezze di tipo statico o dinamico;
- La formulazione *Integrale*, infine, per ottenere le equazioni di equilibrio in termini di spostamento, sotto forma di integrale, sfrutta il principio dei lavori virtuali per esprimere il campo delle tensioni in funzione di quello degli spostamenti. In sostanza, questa formulazione, è equivalente a quella differenziale dello stesso problema, con la differenza che questa è ottenuta con il metodo degli spostamenti.

Il metodo FEM, degli Elementi finiti, rappresenta, quindi, una tecnica di risoluzione approssimata di problemi supportati da equazioni differenziali, tramite l'utilizzo di una tecnica di discretizzazione.

La fase iniziale consiste nella discretizzazione del dominio spaziale in cui si vuole studiare il fenomeno in un numero di elementi finiti, di varie forme e dimensioni, rappresentati da una serie di punti base, chiamati *Nodi*, nei quali sono calcolate le risposte del sistema. Le informazioni necessarie per la descrizione di ciascun elemento vanno a rappresentare la *Mesh* degli elementi finiti, la griglia, e al loro interno viene approssimato il

campo delle incognite, mediante l'interpolazione dei valori fisici che ciascuna incognita assume nei suddetti Nodi, in numero finito e spesso posizionati sul contorno di ogni elemento.

È considerato, quindi, un corpo di forma generica caratterizzato da condizioni al contorno di vario genere, come appoggi, incastri, forze e momenti, mostrato in figura 2.1. Il problema, vista la presenza di vari fattori differenti, sarebbe di difficile risoluzione con le metodologie classiche delle Scienze delle Costruzioni.

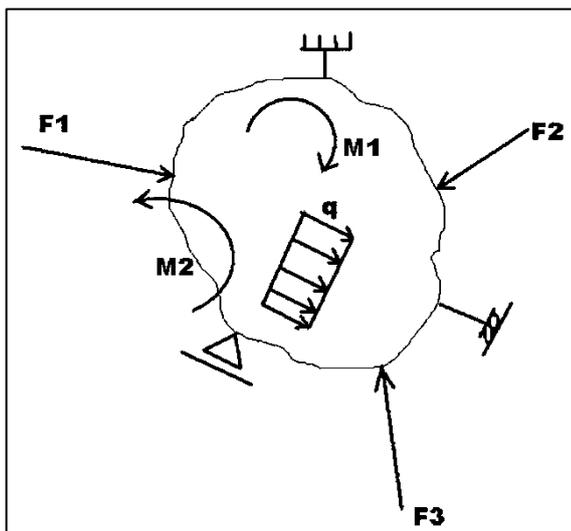


Fig. 2.1 Corpo generico con condizioni al contorno strutturali varie.

Il metodo FEM, tramite l'utilizzo della discretizzazione, riesce a ridurre notevolmente la complessità del problema strutturale dell'elemento preso in esame, arrivando a creare un sistema di equazioni algebriche esprimibili nella forma matriciale:

$$[K] \cdot \{U\} = \{F\} \quad [2.1]$$

nel quale i vettori $\{U\}$ e $\{F\}$ sono i vettori degli spostamenti e delle forze applicate, riferiti poi a determinati nodi, mentre la $[K]$ rappresenta la matrice di rigidezza degli elementi presenti nel sistema.

La matrice di rigidezza di ogni singolo elemento deve essere ricavata, prima, nel sistema locale del singolo elemento e poi in quello globale dell'intera struttura, in questo modo si possono poi aggregare in maniera tale da creare una matrice di rigidezza globale per l'intera struttura. Noti, poi, i carichi nodali, il sistema di forze applicate, possono essere determinati gli spostamenti nodali.

La definizione del sistema matriciale di equazioni [2.1] è il passo principale per applicare, nella maniera più corretta, il metodo degli elementi finiti e può essere sistematizzato. Il processo di determinazione deve anche garantire il rispetto dei principi fondamentali dell'equilibrio e la congruenza del corpo nella sua globalità, ma formulato in maniera agevolata grazie all'uso di un dominio discretizzato.

Il metodo è, infatti, basato sull'ipotesi che, negli elementi molto piccoli, ma non infinitesimi, che si creano durante la discretizzazione dell'elemento principale, l'andamento delle variabili di campo è abbastanza regolare e può essere trovato in maniera relativamente semplice, con leggi di variazione che possono essere, per esempio, esponenziali o polinomiali di grado opportuno, in modo da poter essere descritto con una limitata approssimazione. L'utilizzo di tali leggi permette di rappresentare le variabili di campo all'interno dell'elementino e anche di descrivere l'equilibrio e la congruenza, ma queste non devono solo essere descritte in senso locale, per l'elemento molto piccolo, ma anche in termini globali per l'elemento intero.

Bisogna anche considerare che, nella maggior parte dei casi, per semplificare e velocizzare i calcoli, si estrae, dall'elemento globale in 3D, una superficie media in 2D, come mostrato in figura 2.2, mentre lo spessore viene aggiunto come una proprietà associata sull'elementino 2D. L'utilizzo di questa permette di ridurre, notevolmente, sia i tempi di creazione della mesh e i tempi di analisi veri e propri.

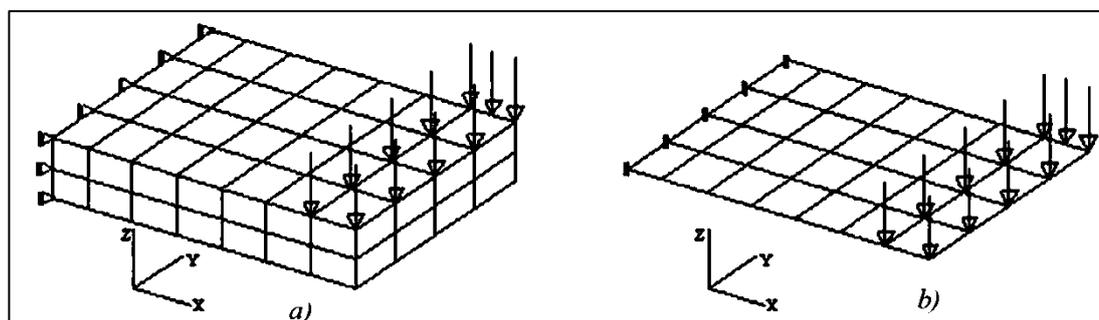


Fig. 2.2 Mensola, discretizzata con elementi in 3D e 2D.

La realizzazione delle varie condizioni per descrivere l'equilibrio e la congruenza può avvenire solo se il modello è ben delineato, nelle sue caratteristiche geometriche, in maniera completa e precisa, cosicché la discretizzazione crea un set di elementi e nodi, univocamente

identificativi nel sistema di riferimento adottato sia in campo locale che globale. Si adotta, quindi, una numerazione per ambedue le entità in modo tale da associare le coordinate e le connettività locali al sistema di riferimento preso in esame.

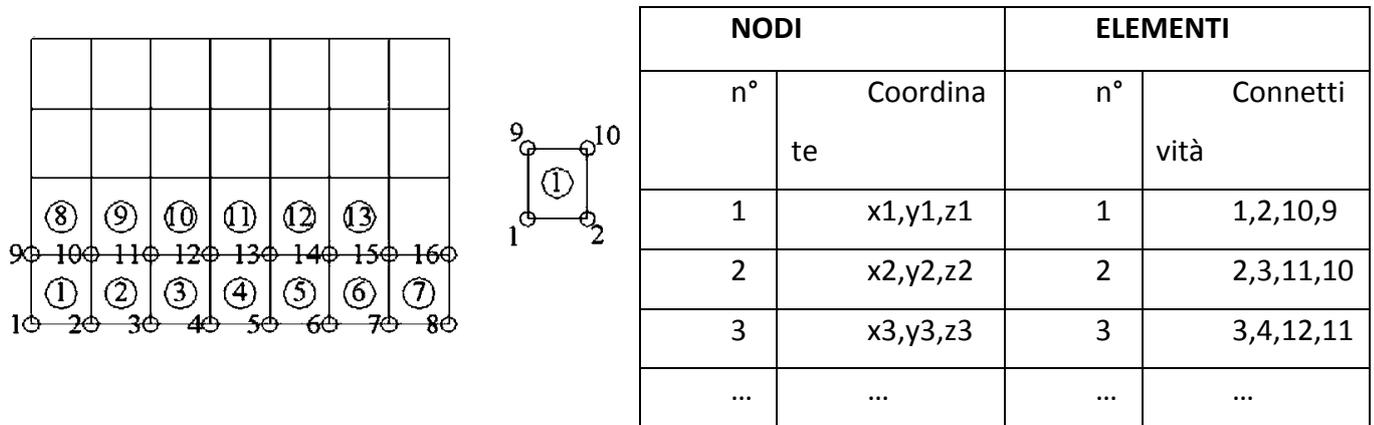


Fig. 2.3 Numerazione e identificazione Nodi ed elementi

2.1 Metodo Implicito ed Esplicito.

Nella modellazione FEM si possono scegliere, sostanzialmente, due procedure di integrazione diretta diverse per risolvere il sistema di equazioni che si è acquisito mediante la discretizzazione della geometria del modello:

- Metodo di calcolo Implicito;
- Metodo di calcolo Esplicito,

Viene definita *diretta* perché prima dell'integrazione numerica non vi sono trasformazioni di coordinate e di equazioni.

$$[M]\{\ddot{S}\} + [C]\{\dot{S}\} + [K]\{S\} = \{F(t)\} \quad [2.2]$$

Per svolgere tale sistema [2.2] bisogna calcolare i valori S, \dot{S}, \ddot{S} dal tempo iniziale $t = 0$ al tempo $t = T$ noti i valori $S_o, \dot{S}_o, \ddot{S}_o$. Per fare ciò, viene suddiviso l'intervallo di tempo T in n intervalli di tempo $\Delta t = T/n$ e la soluzione è calcolata mediante valori discreti di t , distanti tra loro Δt , assumendo una legge di variazione degli spostamenti, velocità e accelerazioni che si trovano nell'intervallo Δt . Resta un metodo approssimato, in quanto l'errore dipende dal passo temporale scelto.

Nel metodo "Implicito" si procede con un sistema di calcolo "step by step" in cui l'accuratezza dei risultati ogni singolo step permette il proseguimento dell'analisi in base a

determinati criteri di convergenza. Il risultato sarà indipendente dal tempo e questo lo porta a essere preferito nei modelli in cui il tocco o l'impatto tra le superfici avviene con velocità ridotta. Inoltre, è un metodo che, generalmente, è incondizionatamente stabile e non esiste un time step critico.

Nel metodo implicito il vettore spostamenti è in funzione degli spostamenti precedenti, già noti, mentre accelerazioni e velocità restano incognite e sono attuali. L'equazione di equilibrio è scritta al tempo $t + \Delta t$ [2.3]

$$[M]\{\ddot{S}\}_{t+\Delta t} + [C]\{\dot{S}\}_{t+\Delta t} + [K]\{S\}_{t+\Delta t} = \{F(t)\}_{t+\Delta t} \quad [2.3]$$

Consideriamo il *Metodo di Houbolt* tra i metodi impliciti, grafico mostrato in figura 2.4.

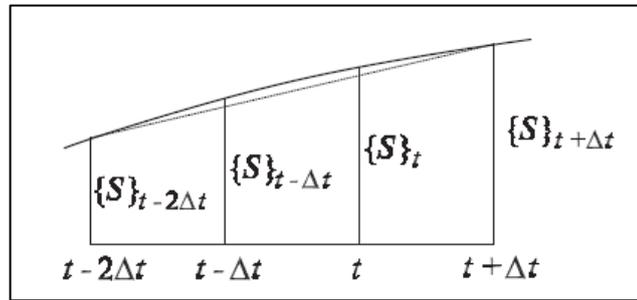


Fig. 2.4 Schema di calcolo, metodo di Houbolt

Si assumono accelerazione e velocità al tempo $t + \Delta t$ come [2.4] e [2.5]:

$$\{\ddot{S}\}_{t+\Delta t} = \frac{1}{\Delta t^2} (2\{S\}_{t+\Delta t} - 5\{S\}_t + 4\{S\}_{t-\Delta t} - \{S\}_{t-2\Delta t}) \quad [2.4]$$

$$\{\dot{S}\}_{t+\Delta t} = \frac{1}{6\Delta t} (11\{S\}_{t+\Delta t} - 18\{S\}_t + 9\{S\}_{t-\Delta t} - 2\{S\}_{t-2\Delta t}) \quad [2.5]$$

Gli spostamenti incogniti $\{S\}_{t+\Delta t}$ si ottengono dall'equazione di equilibrio scritta al tempo $t + \Delta t$ in [2.3] e si ottiene:

$$\left(\frac{2}{\Delta t^2} [M] + \frac{11}{6\Delta t} [C] + [K] \right) \{S\}_{t+\Delta t} = \{F\}_{t+\Delta t} + \left(\frac{5}{\Delta t^2} [M] + \frac{3}{\Delta t} [C] \right) \{S\}_t + \left(\frac{4}{\Delta t^2} [M] + \frac{3}{2\Delta t} [C] \right) \{S\}_{t-\Delta t} + \left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{3\Delta t} [C] \right) \{S\}_{t-2\Delta t} \quad [2.6]$$

Posto quindi $[\bar{K}]$ e $\{\bar{F}\}_{t+\Delta t}$ come in [2.7]

$$[\bar{K}] = \frac{2}{\Delta t^2} [M] + \frac{11}{6\Delta t} [C] + [K] \quad [2.7]$$

$$\begin{aligned} \{\bar{F}\}_{t+\Delta t} = \{F\}_{t+\Delta t} + \left(\frac{5}{\Delta t^2}[M] + \frac{3}{\Delta t}[C]\right)\{S\}_t + \\ - \left(\frac{4}{\Delta t^2}[M] + \frac{3}{2\Delta t}[C]\right)\{S\}_{t-\Delta t} + \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] + \frac{1}{3\Delta t}[C]\right)\{S\}_{t-2\Delta t} \end{aligned}$$

Si può ricavare $\{S\}_{t+\Delta t}$ da [2.8] come:

$$[\bar{K}]\{S\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}\}_{t+\Delta t} \quad [2.8]$$

Il metodo di Houbolt per impliciti richiede la fattorizzazione di $[\bar{K}]$.

Nel metodo esplicito il vettore spostamento è funzione delle soluzioni calcolate all'istante precedente, con velocità e accelerazioni già note perché riferite a un istante di tempo precedente. Il metodo è condizionatamente stabile.

L'equazione di equilibrio è scritta all'istante di tempo t [2.9]

$$[M]\{\ddot{S}\}_t + [C]\{\dot{S}\}_t + [K]\{S\}_t = \{F(t)\}_t \quad [2.9]$$

Consideriamo il metodo delle differenze centrali come metodo esplicito, figura 2.5

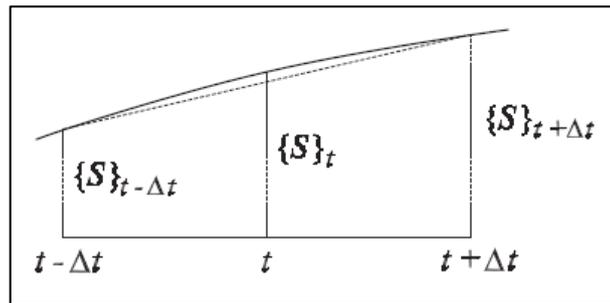


Fig. 2.5 Schema di calcolo, metodo differenze centrali

Si assume, per accelerazione [2.10] e velocità [2.11]

$$\{\ddot{S}\}_t = \frac{1}{\Delta t^2} (\{S\}_{t-\Delta t} - 2\{S\}_t + \{S\}_{t+\Delta t}) \quad [2.10]$$

$$\{\dot{S}\}_t = \frac{1}{2\Delta t} (-\{S\}_{t-\Delta t} + \{S\}_{t+\Delta t}) \quad [2.11]$$

Si ricavano, dall'equazione di equilibrio [2.9], gli spostamenti incogniti $\{S\}_{t+\Delta t}$ sostituendo:

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] + \frac{1}{2\Delta t}[C]\right)\{S\}_{t+\Delta t} = \\ = \{F\}_t - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2}[M]\right)\{S\}_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] - \frac{1}{2\Delta t}[C]\right)\{S\}_{t-\Delta t} \end{aligned} \quad [2.12]$$

posto $[\bar{M}]$ e $\{\bar{F}\}_t$ in [2.13]

$$[\bar{M}] = \frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \quad [2.13]$$

$$\{\bar{F}\}_t = \{F\}_t - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M] \right) \{S\}_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] - \frac{1}{2\Delta t} [C] \right) \{S\}_{t-\Delta t}$$

Ottenendo quindi $\{S\}_{t+\Delta t}$ dalla [2.14]

$$[\bar{M}]\{S\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}\}_t \quad [2.14]$$

Il metodo richiede la fattorizzazione della matrice $[\bar{M}]$ e, inoltre, essendo richiesto il valore precedente, è necessario predisporre un procedimento di partenza quando $t = 0$. Il quale potrebbe essere [2.15]

$$\{S\}_{-\Delta t} = \{S\}_o - \Delta t \{\dot{S}\}_o + \frac{\Delta t^2}{2} \{\ddot{S}\}_o \quad [2.15]$$

Per scegliere il passo di integrazione Δt generalmente si procede come nella [2.16]

$$\Delta t \leq \Delta t_{crit} = \frac{T_n}{\pi} \quad [2.16]$$

In cui T_n è il periodo più piccolo del sistema.

3. MODELLO INIZIALE

Il modello di partenza su cui si basa il progetto è il modello descritto dalla norma ISO 12966:2013 “Mechanical joining — Destructive testing of joints — Specimen dimensions and test procedure for tensile shear testing of single joints”.

La norma specifica la geometria del provino, presentata in figura 3.1, e la procedura per un test di resistenza a trazione di una singola giunzione meccanica su di un provino formato da un singolo o da un multiplo strato su di un unico foglio di spessore massimo 4,5 mm

Lo scopo del test è quello di determinare le caratteristiche meccaniche e le modalità di rottura di un giunto ideato con differenti tecniche, spessori e materiali.

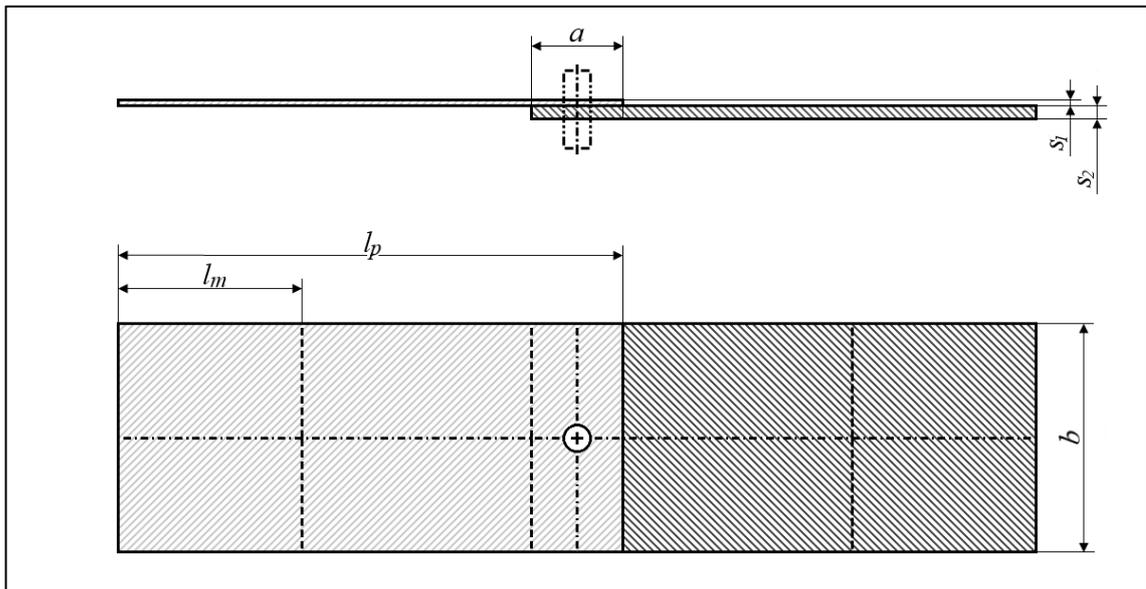


Fig. 3.1 Modello ISO 12966:2013

Il provino messo in esame consiste in due lamine di lunghezza $l_p=110\text{mm}$ e larghezza $b=50\text{mm}$. La zona sovrapposta tra le lamine dovrebbe essere lunga almeno 5 volte la dimensione del diametro del gambo del rivetto, nel caso esaminato dal progetto è stato scelto $a=20\text{mm}$, mentre l'area del morsetto è lunga $l_m=40\text{mm}$ da entrambi i lati.

Per quanto riguarda lo spessore, nel primo caso di studio, con entrambe le lamine in alluminio, questi sono $s_1=1.1\text{ mm}$ per la lamina in AL_6014 e $s_2=3.0\text{ mm}$ per quella in AL_6082. Nel secondo caso, con la lamina superiore in CFRP, di spessore $s_1=1.5\text{ mm}$ e la seconda in materiale AL_6060 con spessore $s_2=2.0\text{ mm}$.

Dopo aver descritto la geometria dei provini, si può iniziare le procedure del test. Il campione viene bloccato da morsetti idraulici in un macchinario per prove di trazione, secondo la norma ISO 7500-1. I morsetti bloccano la zona della lamina lunga l_m .



Fig. 3.2 Macchina per prova trazione e morsetto a cuneo

A questo punto uno dei due morsetti viene tirata con una velocità costante $v=12\text{mm/min}$, fino alla rottura del materiale. Nella figura 3.3 si mostra il provino di materiale Alluminio-Alluminio a fine test.

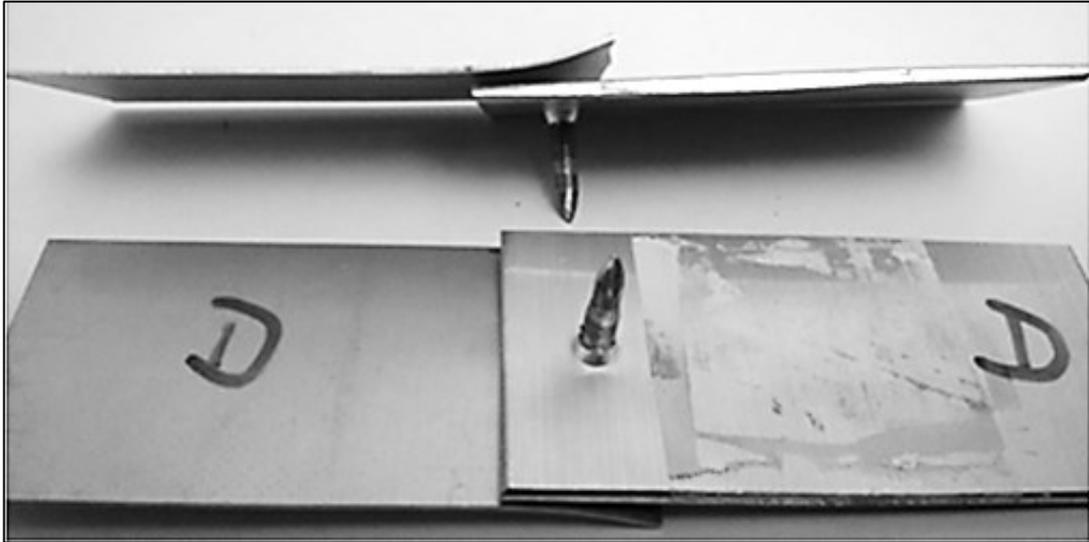


Fig. 3.3 Provino traziionato

Viene quindi misurata la corsa della traversa del morsetto, mediante calibro o apparecchiature di misurazione laser o idonei sensori di estensione, e messa poi in funzione della forza necessaria allo spostamento, creando una curva che sarà necessaria per la calibrazione successiva del modello virtuale. In totale sono stati traziionati 5 provini di materiale Alluminio-Alluminio e, in figura 3.4, si mostra il confronto tra le varie simulazioni.

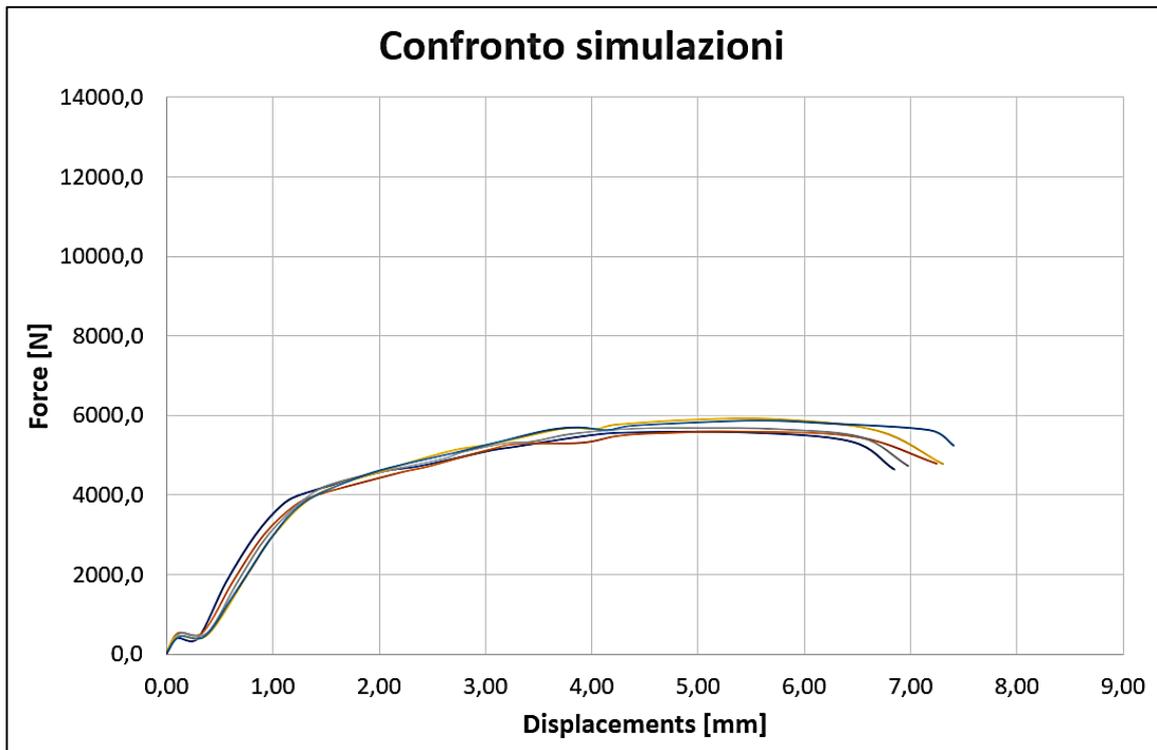


Fig 3.4 Confronto curve Forza – Spostamento, Alluminio - Alluminio

Da queste curve è stata quindi calcolata una media tra le varie simulazioni, in figura 3.5, rendendo evidente il punto massimo corrispondente alla failure del giunto meccanico.

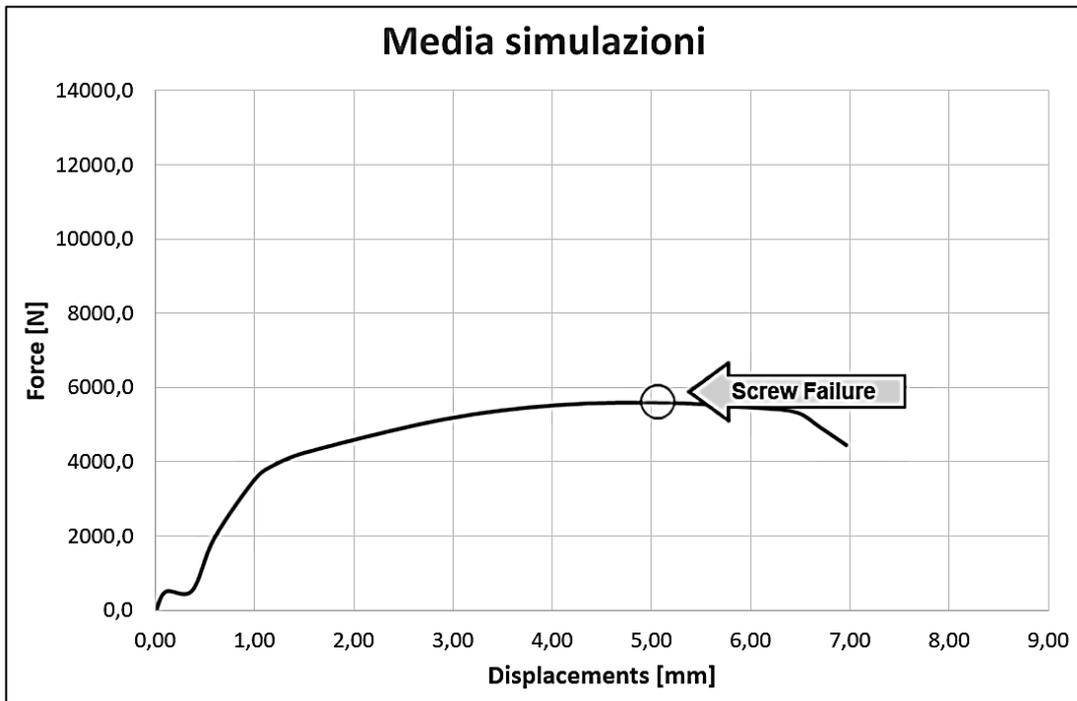


Fig 3.5 Media curve Forza – Spostamento, Alluminio - Alluminio

Lo stesso procedimento è stato eseguito per le simulazioni del provino in Alluminio – Carbonio. Sono state portate a termine delle prove di trazione su 4 provini diversi, in figura 3.6 ed è stata quindi calcolata la media tra i valori, in figura 3.7

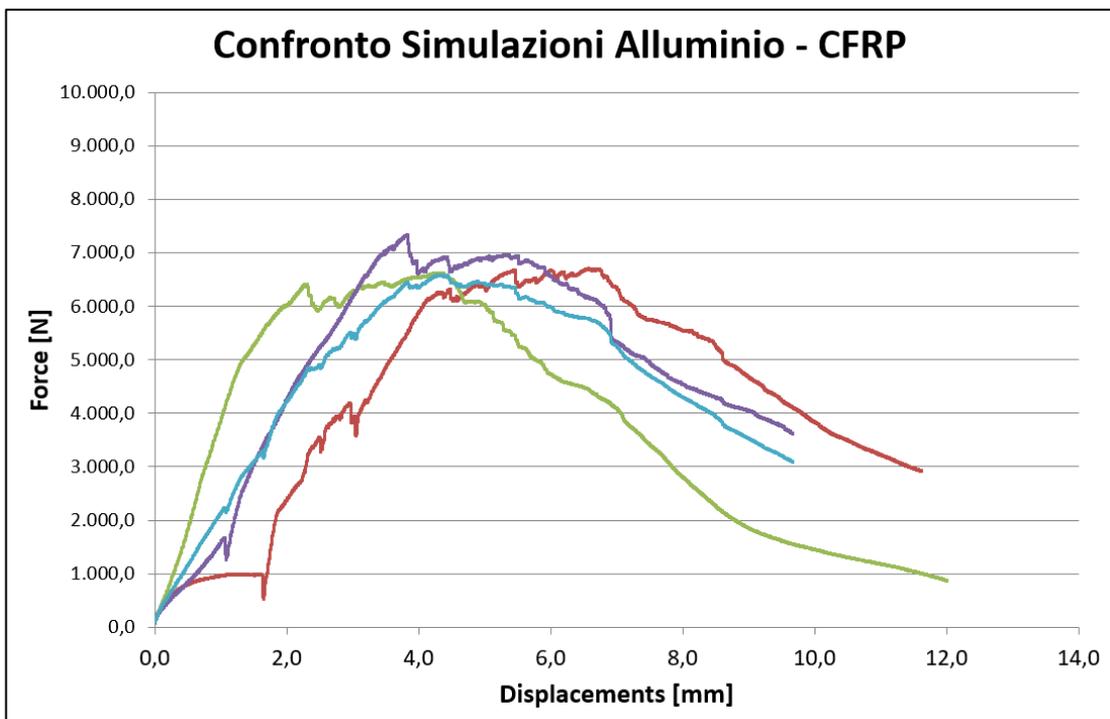


Fig 3.6 Confronto curve Forza – Spostamento, Alluminio - CFRP

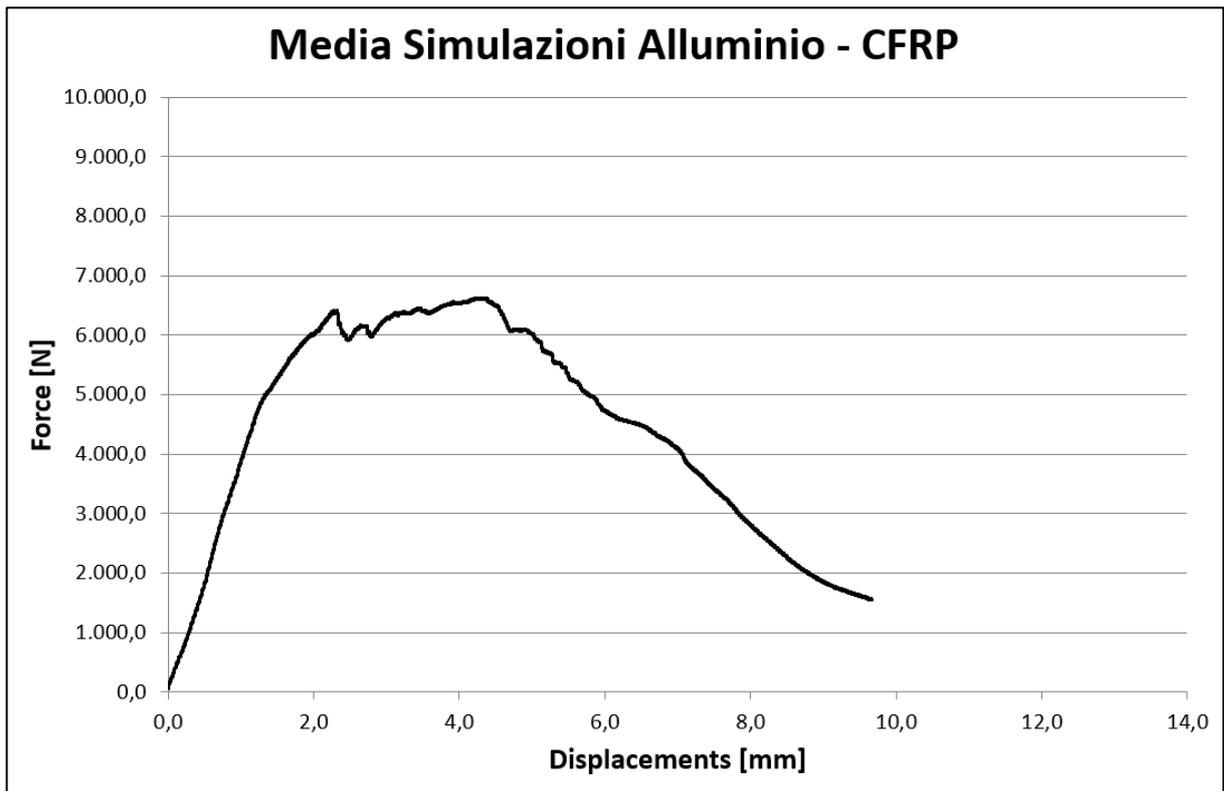


Fig 3.7 Media curve Forza – Spostamento, Alluminio - CFRP

4. SIMULAZIONE DEL RIVETTO IN 3D

L'obiettivo principale del lavoro di ricerca svolto all'interno dell'azienda è stato quello di trovare un metodo per sviluppare un giunto meccanico modellato tramite modellazione FE, per calcolare e analizzare la risposta dei materiali durante un test di risposta a trazione.

Nella fase di pre-processing il modello è stato ricreato grazie all'aiuto del software *HyperMesh* 2017, del pacchetto *HyperWorks*, soprattutto per la parte riguardante la creazione della geometria e la sua discretizzazione, cui sono state poi aggiunte, in maniera manuale, delle righe di codice per definire le diverse proprietà degli elementi e per venire computati tramite calcolatore *Abaqus* nella maniera più coerente alla simulazione reale. I risultati verranno quindi poi analizzati tramite l'utilizzo del software *HyperView*, anch'esso del pacchetto *Hyperworks*.

4.1 Modellazione e discretizzazione

Inizialmente il giunto è stato modellato in 3 Dimensioni, per studiare in maniera più accurata il comportamento del provino, realizzando quindi una discretizzazione tramite elementi solidi. È stato scelto di effettuare il calcolo in 3D solo con i provini in alluminio, e non in materiale composito, per non appesantire un calcolo già molto pesante.

Partendo dal provino descritto dalla norma ISO, è stato quindi creato il modello virtuale, presentato in figura 4.1, composto di:

- Layer_1, 110x50x1.1 mm in materiale di alluminio AL_6014;
- Layer_2, 110x50x3.0 mm in materiale di alluminio AL_6082;
- Rivetto FDS® (Flow Drill Screw), vite autofilettante.

Ad eccezione del rivetto, il quale CAD è stato importato direttamente nel software *Hypermesh* ed è stato poi semplificato nella testa per facilitarne la discretizzazione, la restante parte è stata creata interamente da zero.

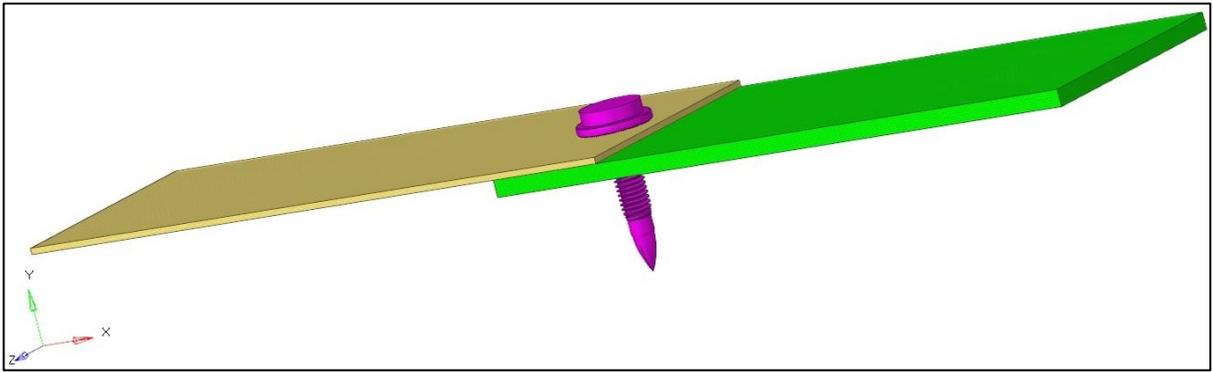


Fig. 4.1 Modello 3D

È importante creare un **collectors** per ogni componente, come si vede in figura 4.2, in modo da allocare a ognuno di essi la geometria e la mesh, creare i vari **set** contenenti i nodi degli elementi e aggiungere le varie proprietà per ognuno di esso, informazioni che poi verranno date al solutore *Abaqus*.

Assembly Hierarchy				
Components (4)				
layer_1	1	Yellow	0	
layer_2	2	Green	0	
vite	3	Purple	0	
RBE3	4	Red	0	
Properties (3)				
Layer_1	1	Green	0	
Friction	2	Red	0	
vite	3	Blue	0	

Fig. 4.2 Albero del Modello

I due layer sono stati perforati, come in figura 4.3, seguendo la filettatura della vite, in modo da migliorare il contatto tra i due materiali.

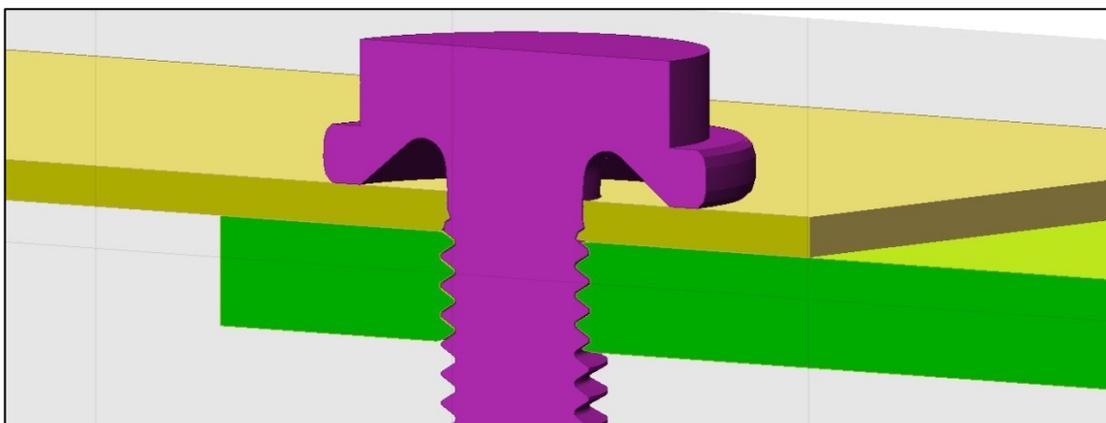


Fig. 4.3 Sezione

Una volta creata la geometria del modello, si passa alla fase di discretizzazione della geometria tramite utilizzo, in un primo momento, di elementi solidi Tetra4 C3D4, generando un totale di circa 800.000 elementi e 180.000 nodi. In figura 4.4 viene evidenziata la prima discretizzazione del foro e della vite.

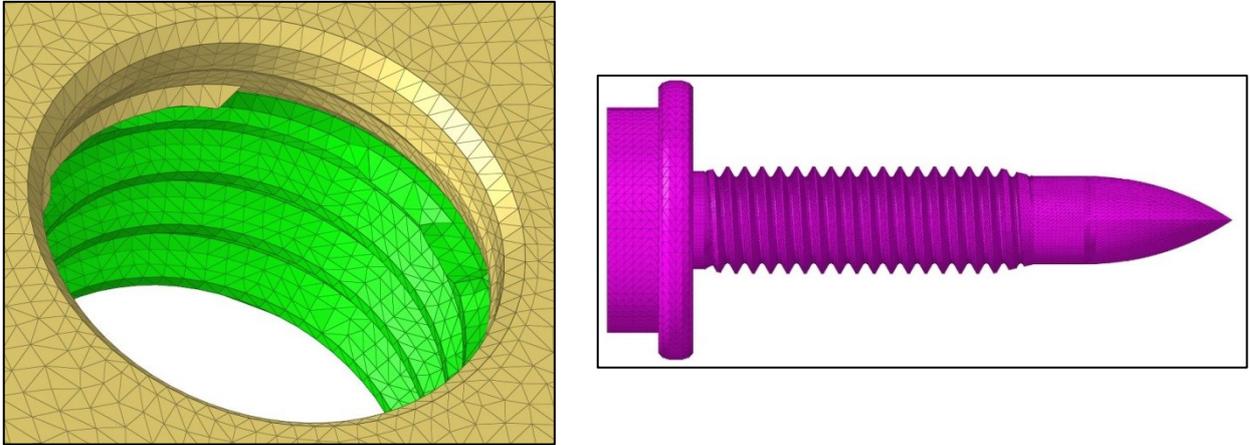


Fig. 4.4 Foro e Vite

Bisogna stare molto attenti nell'eseguire la discretizzazione di ogni elemento in quanto vi sono dei parametri fondamentali da tenere d'occhio per evitare che si presentino dei problemi di non convergenza durante l'analisi con Abaqus, quali:

- **Length:** la minima lunghezza che può avere un elemento della mesh;
- **Jacobian:** rappresenta la distorsione dell'elemento, in comparazione con un elemento ideale. Più l'elemento è distorto, più è probabile un errore durante la trasformazione matematica;
- **Warpage:** mostra quanto l'elemento sia distante dall'essere planare, secondo la formula del Warp Angle $W = \arcsin(h/e)$, dove h rappresenta la distanza tra i nodi e piano il riferimento, mentre la e è il lato più piccolo;
- **Skew:** descrive la differenza tra l'angolo al vertice di un elemento e l'angolo che interseca con la linea di mezzeria;
- **Aspect:** rapporto tra l'altezza e la base dell'elemento.

In seguito è necessario assodare che tutti gli elementi presentino la stessa normale al piano, tramite il comando **normal**, e verificare che non siano presenti **edges**, con il relativo comando, per controllare che tutti gli elementi discretizzati siano connessi tra loro.

4.2 Stesura del codice Abaqus

Passata quindi la fase di modellazione dei componenti, si passa alla fase di stesura del codice *Abaqus*, aggiungendo al file ***.inp**, esportato dal software *Hypermesh*, righe di codice in maniera manuale in modo da portare a termine le varie operazioni nella maniera più corretta. I valori in uso nella scrittura della tesi sono fittizi, poiché non sono utilizzabili i valori realmente adoperati.

Inizialmente viene fatto un controllo sul codice esportato da *Hypermesh*. Aprendo il file ***.inp**, come si vede dalla figura 4.5, si trovano subito i nodi presenti nel modello, riconosciuti dal codice ***NODE**, i cui numeri descrivono le coordinate dei nodi, e a seguire gli elementi, codice ***ELEMENT**, in cui sono presenti le indicazioni sulla tipologia di elemento **TYPE** e sul collectors **ELSET** di riferimento. Sono state utilizzate varie tipologie di elemento, quali C3D4, C3D8 e C3D6.

*NODE				*ELEMENT,TYPE=C3D8 ,ELSET=layer_2			
19463,	1.84501,	-18.8505,	0.03160	4577358,	2467825,	2457573,	2457576
19464,	1.76289,	-17.8904,	0.55322	4577359,	2474461,	2464382,	2480016
19465,	1.16061,	-14.1469,	1.41624	4577360,	2480016,	2464382,	2474461
19466,	-1.5714,	-14.7629,	1.11744	4577361,	2465087,	2463864,	2487994
19467,	1.56629,	-19.6432,	-0.6312	4577362,	2465613,	2474208,	2465614
19468,	-0.3772,	-16.0313,	1.80712	4577363,	2045401,	2045402,	2488693

Fig. 4.5 Esempio di Nodi ed Elementi, modello 3D

Successivamente bisogna assegnare le proprietà agli elementi, come nel caso degli elementi solidi ***SOLID SECTION** in figura 4.6, attribuendo un determinato materiale, richiamato tramite comando **MATERIAL**. Quando invece si parla di elementi piani, come nella seconda parte della tesi, si vanno ad aggiungere anche i valori che definiscono lo spessore della lamina in 2D e il numero di punti di integrazione.

Le informazioni dei materiali vengono quindi implementate tramite card ***MATERIAL**, ai quali vanno aggiunti i comandi per definire la densità del materiale, e il suo comportamento in campo elastico e in campo plastico. Nella figura successiva viene mostrata la card di un materiale alluminio.

```

*SOLID SECTION, ELSET=layer_1, MATERIAL=Al_6016
*SOLID SECTION, ELSET=layer_2, MATERIAL=Al_6082
*SOLID SECTION, ELSET=vite, MATERIAL=fe340
*MATERIAL, NAME=Al_6016
*DENSITY
    2.4000E-09,20.0
*ELASTIC, TYPE = ISOTROPIC
    70000.0 ,0.3 ,20.0
*PLASTIC
    120.0 ,0.0 ,20.0
    128.505 ,0.002 ,20.0
    138.45 ,0.004 ,20.0
    142.212 ,0.006 ,20.0
    145.545 ,0.008 ,20.0
    158.08 ,0.015 ,20.0
    165.076 ,0.019 ,20.0
    183.393 ,0.03 ,20.0

```

Fig. 4.6 Esempio di proprietà e Materiali, modello 3D

4.3 Tipologia di contatto

La fase più importante e più delicata del progetto di tesi, nella parte riguardante il contatto 3D, è stata quella dedicata alla scelta del tipo d'iterazioni che agiscono durante i contatti tra gli elementi.

Grazie all'aiuto del software *HyperMesh* sono state selezionate, nel modo più opportuno, le superfici che vanno a contatto tra i vari componenti, considerando di dover anche alleggerire le superfici, prendendo meno elementi di quelli che potrebbero essere realmente a contatto, in modo da semplificare e velocizzare il calcolo, risultato molto pesante a livello computazionale.

Le zone di contatto scelte vengono mostrate in figura 4.7, 4.8 e 4.9 e sono:

- Contatto tra testa della FDS® e la superficie superiore della prima lamina;
- Contatto tra filettatura FDS® e corrispondente zona filettata della prima lamina;
- Contatto tra filettatura FDS® e corrispondente zona filettata della seconda lamina;
- Contatto tra le superfici affacciate delle due lamine.

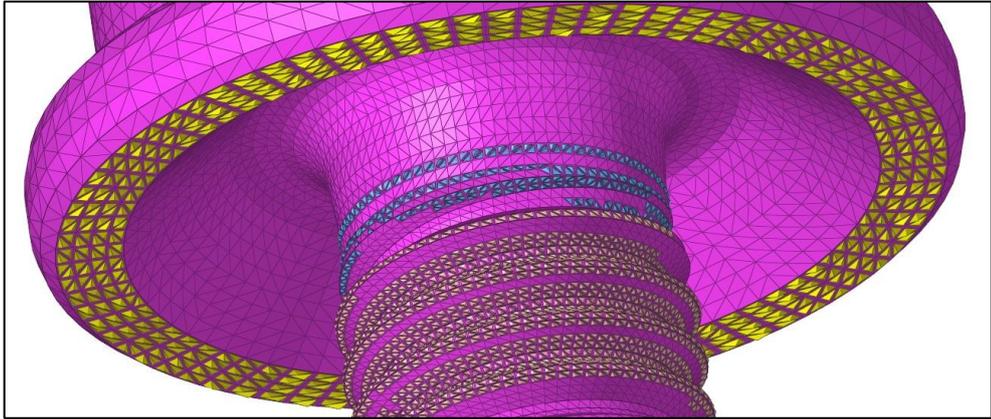


Fig. 4.7 Contatti, Modello 3D

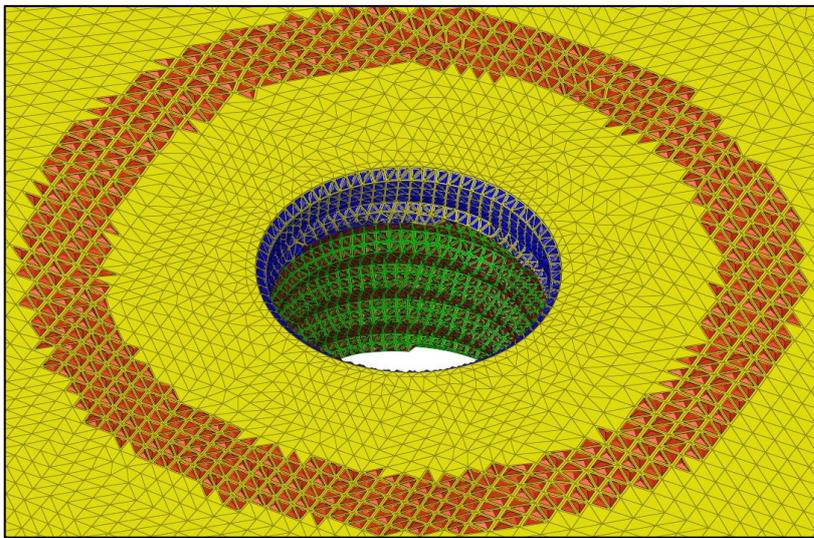


Fig. 4.8 Contatti, Modello 3D

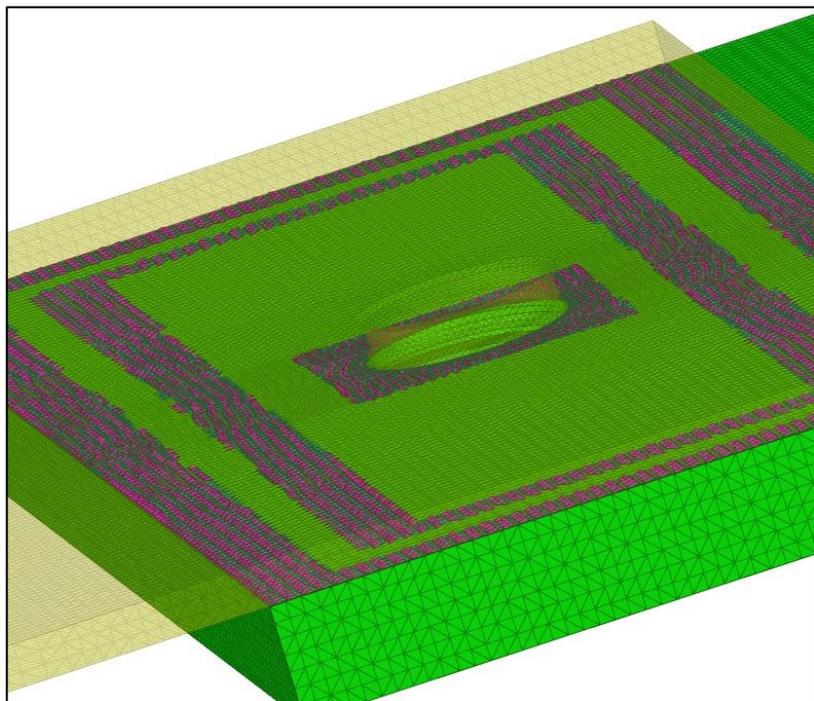


Fig. 4.9 Contatti, Modello 3D

Una volta scelte le varie superfici di contatto bisogna definire, tramite codici di Abaqus, il tipo d'iterazione che verrà utilizzato per i contatti.

Per definire il tipo d'iterazione si utilizza il comando ***SURFACE INTERACTION**, al quale vanno aggiunti i comandi per definire la rigidità del contatto, in questo caso, con ***SURFACE BEHAVIOR** e un tipo di contatto **HARD** che minimizza la penetrazione tra superfici, e per definire l'attrito tra i componenti tramite il parametro ***FRICTION**.

A questo punto bisogna scegliere il tipo di contatto da utilizzare tra i componenti. I due contatti tra la filettatura del FDS® e la filettatura delle due lamine sono stati fatti con un contatto di tipo ***TIE**, che agisce come un adesivo tra le due parti, al quale sono stati aggiunti un comando **POSITION TOLERANCE** per indicare la distanza tra il nodo slave e il suo nodo master di riferimento e un comando di **ADJUST** per adattare tutti i nodi della superficie slave sulla superficie master di competenza, e gli altri due contatti tramite ***CONTACT PAIR**, un contatto tra due superfici che funziona tramite un'interazione definita, in questo caso un attrito fiction. Un esempio viene riportato in figura 4.10.

```
*SURFACE INTERACTION, NAME = Friction
  *SURFACE BEHAVIOR, PRESSURE-OVERCLOSURE = HARD
  *FRICTION
    0.15      , 0.0      ,0.0      ,0.0
*CONTACT PAIR, INTERACTION=Friction, ADJUST=0.01, TYPE=SURFACE TO SURFACE
  battente_lay_1, battente_vite
*TIE, NAME = vite_vs_lay_1, POSITION TOLERANCE = 0.1      , ADJUST=YES
  Fil_lay_1, Fil_vite_1
*SURFACE, NAME = batte_vite, TYPE = ELEMENT
  2845206, SNEG
  2845207, SNEG
  2845208, SNEG
  2845209, SNEG
```

Fig. 4.10 Esempio superfici e contatti, modello 3D

4.4 Step solutivi

Infine, bisogna determinare i parametri che consentono ad Abaqus di eseguire il vero e proprio calcolo numerico, dividendo ogni passaggio in ***STEP** successivi, in modo da delineare quali sono le varie operazioni che il nostro modello deve compiere.

Il test che è stato programmato è organizzato in due differenti step. Lo step iniziale serve a simulare il primo tocco che avviene tra lamine e FDS®, mentre nel secondo step la lamina 2 viene tirata con velocità di 12 mm/min dal morsetto.

Come viene evidenziato nella figura 4.11, per simulare i blocchi del morsetto sono stati aggiunti due **SET** di nodi al modello, chiamati **tir_lay_1** e **tir_lay_3**, contenenti i nodi che si trovano nei 40 mm più all'esterno delle due lamine.

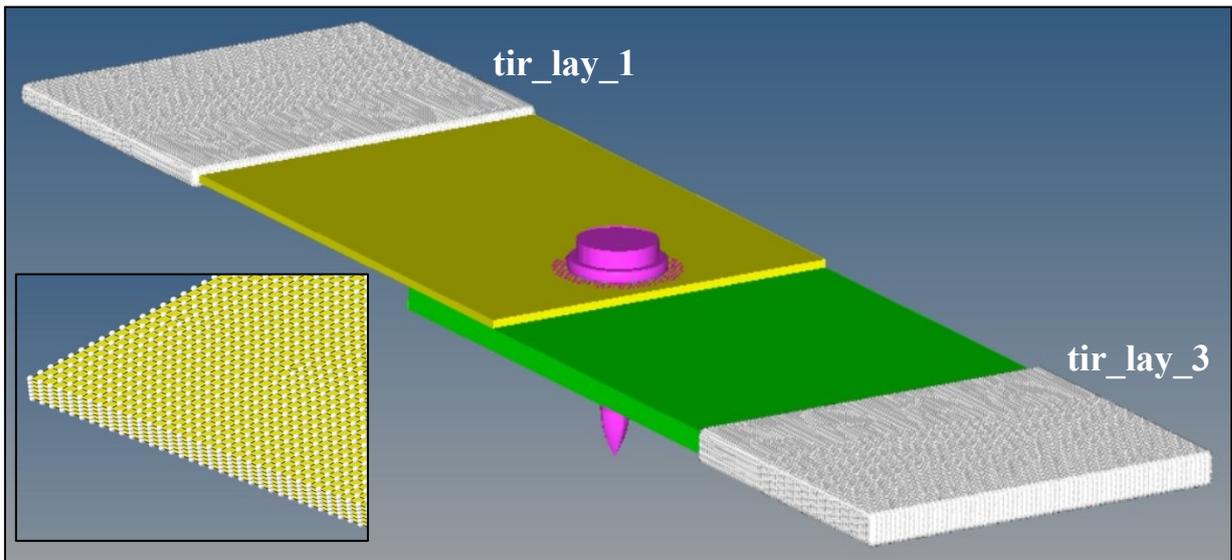


Fig. 4.11 Set morsetti, modello 3D

I nodi del set morsetto della prima lamina vengono bloccati, in modo da non farli muovere, mentre quelli della seconda lamina, quella in verde, vengono collegati, tramite elementi monodimensionali RBE3, colorati in rosso nella figura 4.12, a unico nodo chiamato “**tirante**”, utilizzato per tirare il provino e portare a termine quindi la simulazione del test di resistenza a trazione.

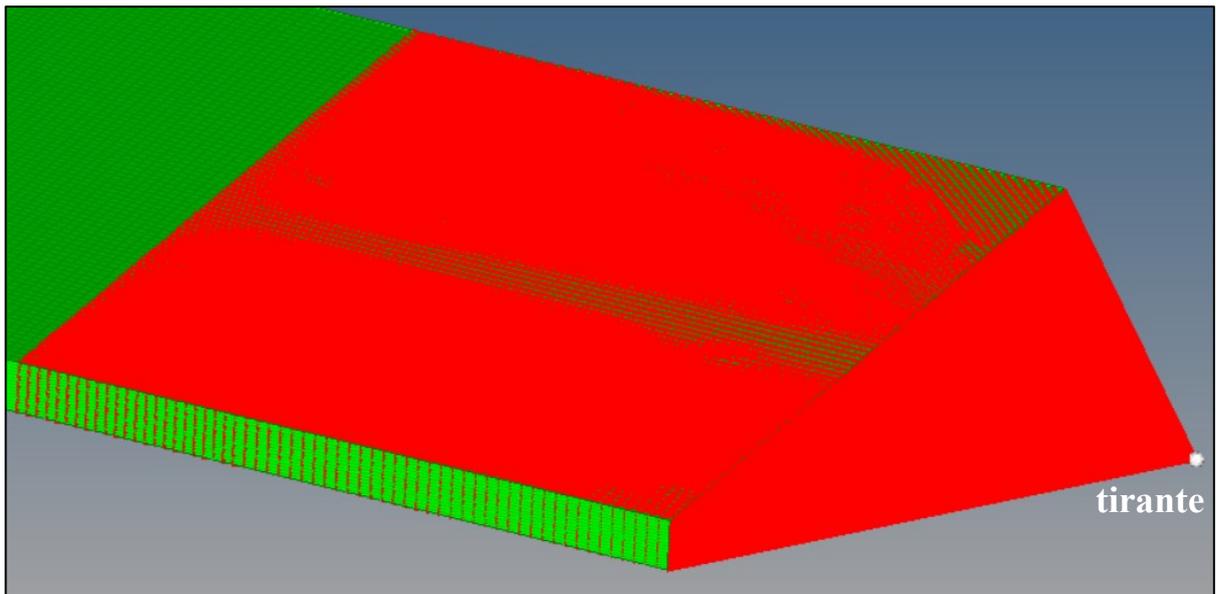


Fig. 4.12 Tirante, modello 3D

Nella figura 4.13 possiamo vedere come sono state scritte le righe di codice necessarie all'esecuzione dei due step. Ci sono vari tipi di parametri opzionali da descrivere quando si vuole attuare delle operazioni di calcolo, come:

- la variazione dell'ampiezza, **AMPLITUDE**, del modulo di carico che può essere con variazione lineare **RAMP** o, come nel nostro caso, con un carico istantaneo costante **STEP**;
- il numero massimo d'incrementi, **INC**, che può esserci in uno step;
- il nome dello step;
- il mantenimento della linearità geometrica, **NLGEOM**.

Poi, nel modello preso in esame, si è aggiunta la card ***STATIC**, per denotare l'uso di carichi statici nello step, e il comando **STABILIZE** che serve a stabilizzare in maniera automatica il problema analitico. Nella card ***STATIC** i valori indicano:

- l'incremento iniziale di tempo;
- durata del periodo di tempo;
- incremento minimo consentito;
- incremento massimo consentito.

A questo punto bisogna aggiungere i comandi di ***BOUNDARY**, le condizioni al contorno dei nodi. Il parametro **OP** serve a indicare se in quel determinato step si utilizzano condizioni nuove, **NEW**, oppure sono modifiche di condizioni già esistenti, **MOD**. Il rigo

successivo aggiunge le indicazioni sul nodo o set di nodi presi di riferimento per le condizioni al contorno, i gradi di libertà considerati (1-3 traslazionali, 4-6 rotazionali) e il modulo della condizione al contorno.

Senza scrivere altro la card indica una condizione al contorno di tipo spostamento. Nel primo step, infatti, viene fissato il morsetto della prima lamina *tir_lay_1* in tutti i suoi gradi di libertà (1-6) a spostamento nullo, mentre il morsetto della seconda lamina *tir_lay_3* viene anch'esso bloccato nei gradi, tranne lungo l'asse x, in altre parole la direzione in cui il nodo *tirante* si sposta di 0.2 mm nella singola unità di tempo. In questo modo si va a simulare il primo tocco tra la vite e la lamina.

Nel secondo step, sulla card dei ***BOUNDARY**, viene aggiunto un comando **VELOCITY**, una condizione al contorno che indica una velocità, sul nodo *tirante*, in modo da sposterlo con una velocità di 12 mm/min come da norma.

```
*****1°STEP*****
*STEP, AMPLITUDE = STEP, INC =15000, NAME = 1_step, NLGEOM=YES
  *STATIC, STABILIZE
    0.1, 1
  *BOUNDARY, OP=NEW
    tir_lay_1,1,1,6,0.0
    tir_lay_3,2,6,0.0
    tirante,1,1,0.2

*****2°STEP*****
*STEP, AMPLITUDE = STEP, INC =15000, NAME = 2_step, NLGEOM=YES
  *STATIC, STABILIZE
    0.01, 35
  *BOUNDARY, TYPE=VELOCITY, OP=MOD
    tirante,1,1,0.2
```

Fig. 4.13 STEP, modello 3D

4.5 Analisi risultati modello 3D

Una volta che il calcolatore di *Abaqus* svolge le operazioni che sono state stabilite tramite gli step in precedenza esposti, si verranno a generare diverse tipologie di file, ognuno con la propria funzione. Questi sono:

- ***.dat**, file binario di database che include le informazioni sugli elementi quali geometria, discretizzazione e tipologia di elemento;
- ***.log**, un file in formato ASCII che registra, sotto forma di righe di comando, tutte le azioni compiute durante il calcolo;
- ***.STA**, file in cui è possibile controllare l'avanzamento del calcolo per incrementi, fino alla conclusione, verificando se ci sono stati problemi di convergenza;
- ***.err**, comprende tutti i messaggi di errore o di warning che vengono mostrati durante la risoluzione del modello;
- ***.ODB**, presenta, in formato binario, tutti i risultati in uscita a conclusione del calcolo effettuato. È il file che servirà per l'analisi finale dei calcoli.

L'analisi dei risultati verrà eseguita tramite l'utilizzo del software *HyperView*, anch'esso del pacchetto *HyperWorks CAE*. Andando a caricare il file ***.ODB** verranno mostrati i risultati in uscita dal software *Abaqus*.

Per estrapolare il grafico forza - spostamenti, necessario per il confronto tra il modello simulato virtualmente e il modello reale simulato su macchina, vengono calcolate le forze di reazione sul nodo *tirante* collegato al morsetto della seconda lamina, come visto in precedenza. Come si vede dal diagramma in figura 4.14 il valore del modello 3D, in rosso, ha un andamento molto simile al valore reale simulato, in blu.

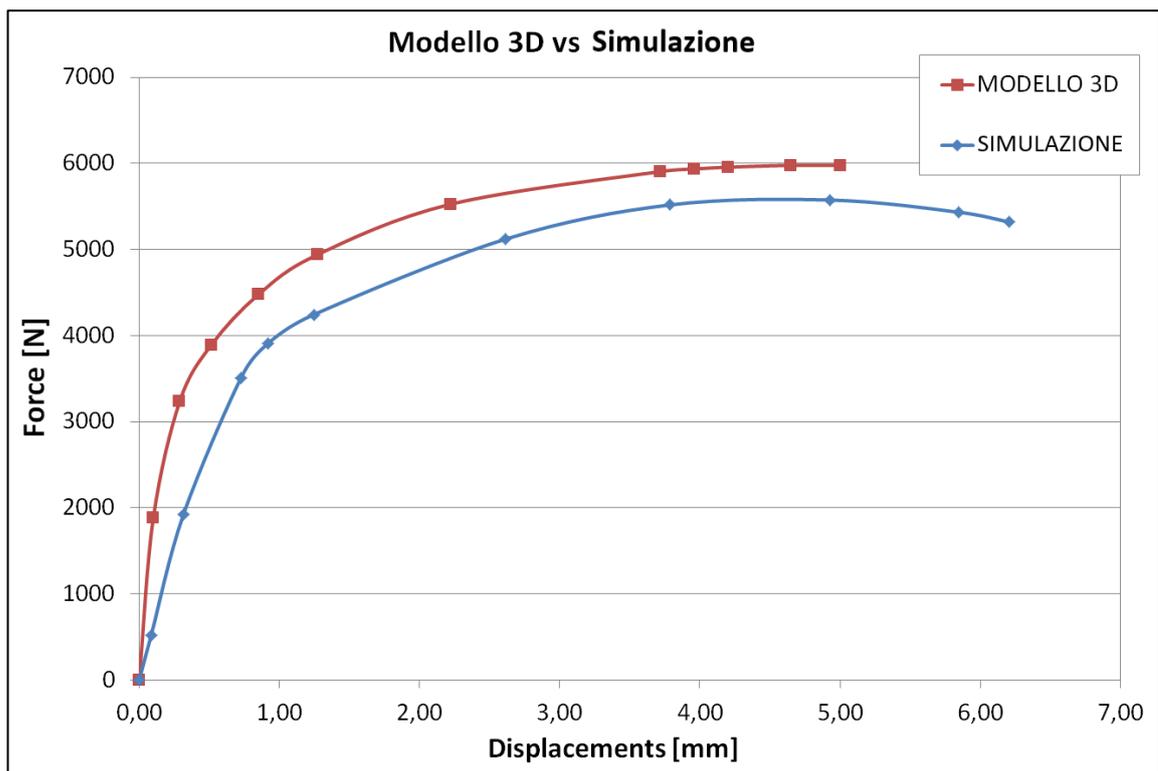


Fig. 4.14 Curve Forza - Spostamenti, confronto modello 3D con simulazione

Purtroppo, facendo un controllo grafico del pezzo, mostrato in figura 4.15, si nota subito che la vite FDS® risulta deformata, poiché la presenza di un contatto di tipo TIE non permette alla filettatura di scorrere sul foro del Layer. La vite non dovrebbe piegarsi, e questo denota un funzionamento non adeguato al nostro scopo, ossia andare a calcolare la deformazione dei provini in alluminio.

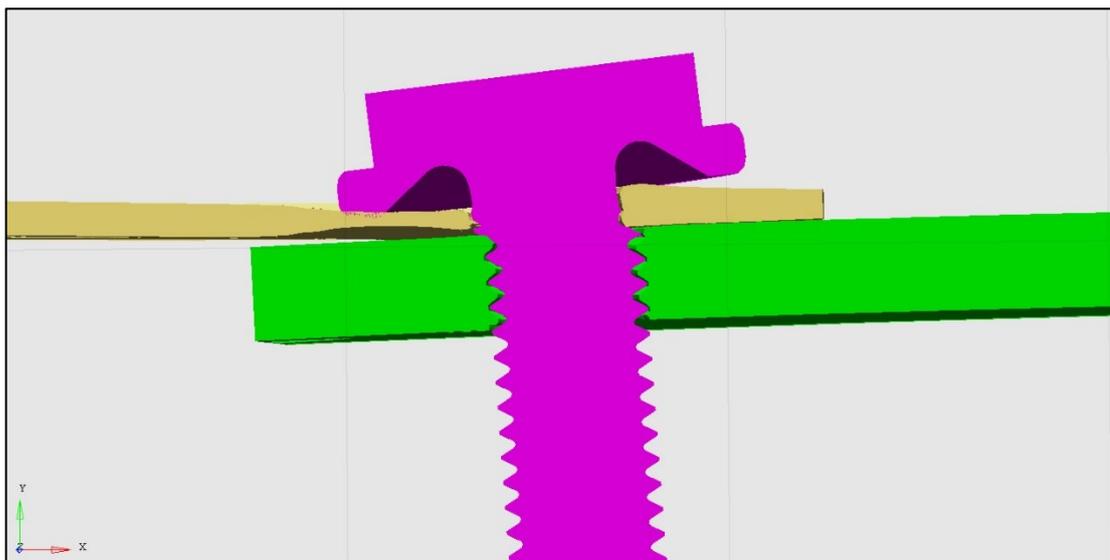


Fig. 4.15 Deformazione, modello 3D

Viene anche notato, in figura 4.16, come il valore del parametro di Stress all'interno della vite raggiunge valori massimi di quasi 550 MPa. Valori troppo elevati per il materiale di cui è fatta la vite, il che porterebbe a una probabile rottura.

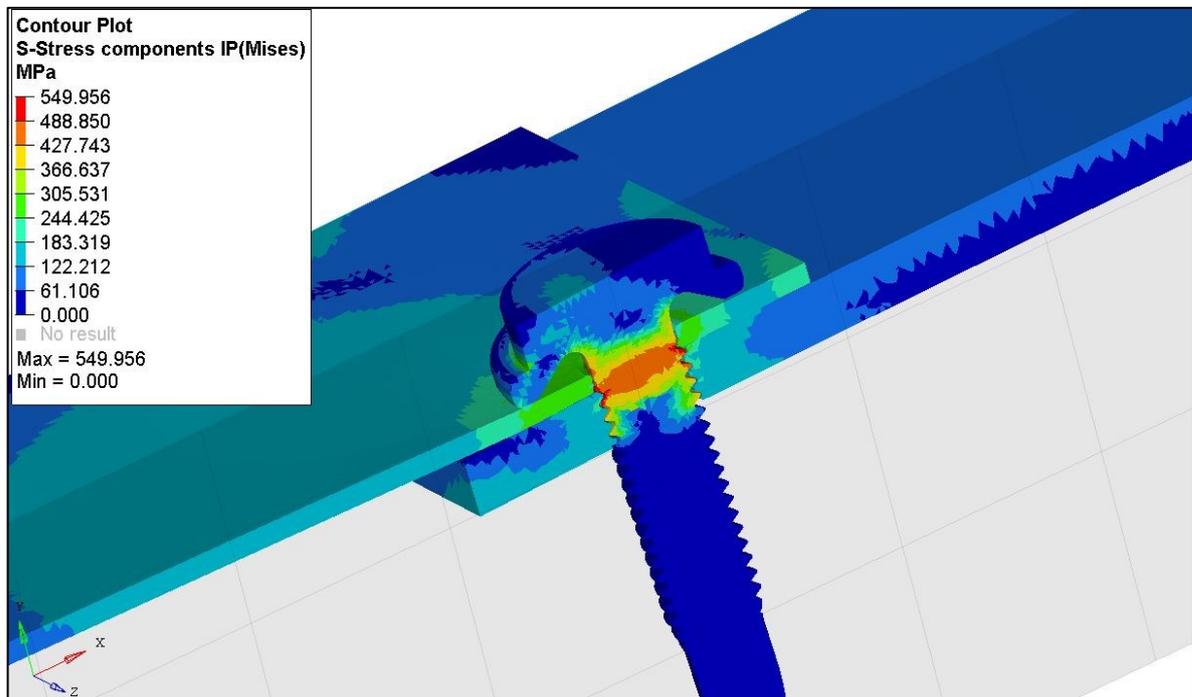


Fig. 4.16 Stress, modello 3D

4.6 Possibili soluzioni

L'approccio al 3D è stato fin da subito molto complesso e la grandezza, in termini di Byte, del file del modello è risultata molto elevata, portando il programma a calcolare anche per giorni una soluzione o una convergenza, senza poi riuscirvi.

Sono stati portati a termine altri tentativi di risoluzione del calcolo, modificando varie caratteristiche del modello, ma tutte senza però giungere a una soluzione adeguata. Prima di passare al modello 2D, si farà un excursus su uno di questi tentativi, che potrebbe, in un futuro approfondimento, portare a una soluzione del problema.

L'idea è stata quella di modificare la tipologia dei contatti. Per fare ciò è stato necessario, per prima cosa, modificare la discretizzazione dei componenti in modo da ottimizzare la lettura dei contatti e migliorare anche la visualizzazione dei risultati.

Tutta la mesh è stata quindi rifatta, come si vede in figura 4.17, utilizzando non più degli elementi C3D4 ma degli elementi C3D6 e C3D8.

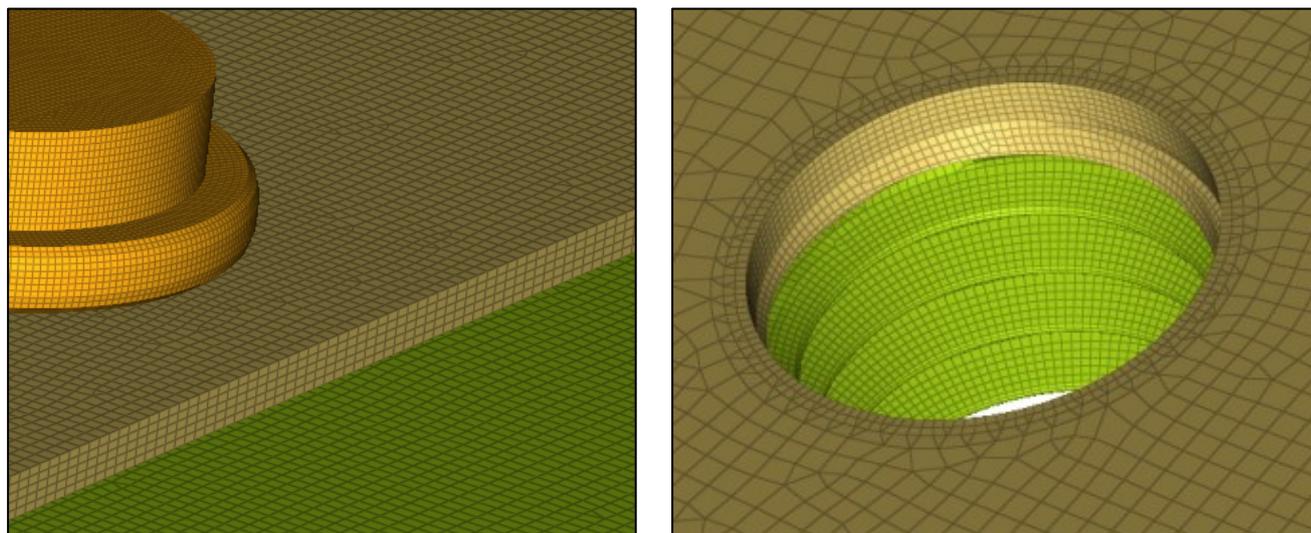


Fig. 4.17 Mesh CONTACT PAIR, modello 3D

Sono state modificate le tipologie di contatto, sostituendo i contatti di tipo **TIE** con interazioni di tipo **CONTACT PAIR**. Come detto prima la differenza sostanziale tra le due tipologie di contatto sta nel fatto che la prima funziona quasi come fosse un adesivo, mentre la seconda permette un'interazione tra i componenti a contatto, determinata da una proprietà di tipo **Friction** che simula l'attrito tra gli elementi e permettendo, quindi, uno scivolamento tra la vite e la filettatura presente nelle lamine, cosa che effettivamente accade nella simulazione su macchina di trazione

Ricreati, quindi, i **SET** di nodi per simulare i morsetti e riscritti i nuovi codici di lancio per gli **STEP** di calcolo, il modello viene inviato al solutore *Abaqus*. Purtroppo, in questo tentativo, il software non è riuscito terminare i calcoli con successo e il massimo di spostamento raggiunto è stato intorno ai 2.2mm, prima che il calcolo si arrestasse del tutto.

Dai valori della curva forza-spostamento in figura 4.18 si può notare come i valori del modello siano troppo elevati rispetto al simulato, poiché lo scivolamento tra le due parti è stato, probabilmente, bloccato dalla dentatura. Questa, nella simulazione in macchina, è portata a deformarsi consentendo alla vite di uscire dalla propria sede e scivolare verso l'alto.

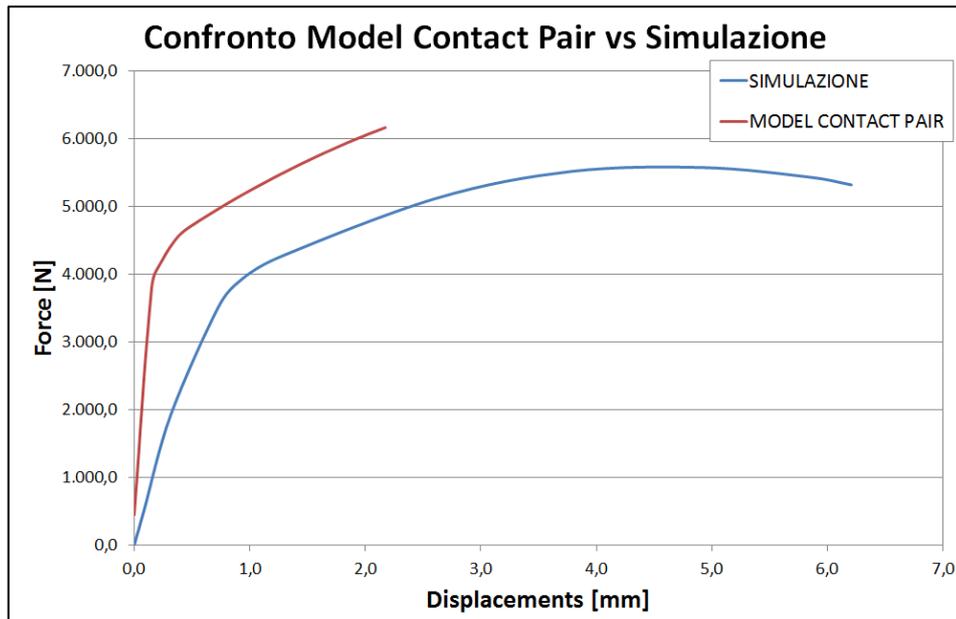


Fig. 4.18 Curve Forza - Spostamenti, confronto Model Contact Pair con simulazione

In figura 4.19 si mostra il confronto tra lo stress del modello del tentativo con **TIE+CONTACT PAIR**, studiato in precedenza, e quello del modello con solo **CONTACT PAIR**. Questo confronto viene fatto allo stesso incremento di soluzione, intorno ai 2 mm di spostamento. Si nota che, rispetto al precedente, la vite del modello di questo tentativo non subisce deformazione, difatti gli stress sono molto meno elevati nel cuore della vite. Al contrario gli stress sono molto elevati intorno alla dentatura della vite, il che indica che il blocco del calcolo è avvenuto probabilmente in quel punto lì, ma la mancata deformazione della filettatura della lamina non permette lo scorrimento della vite interna.

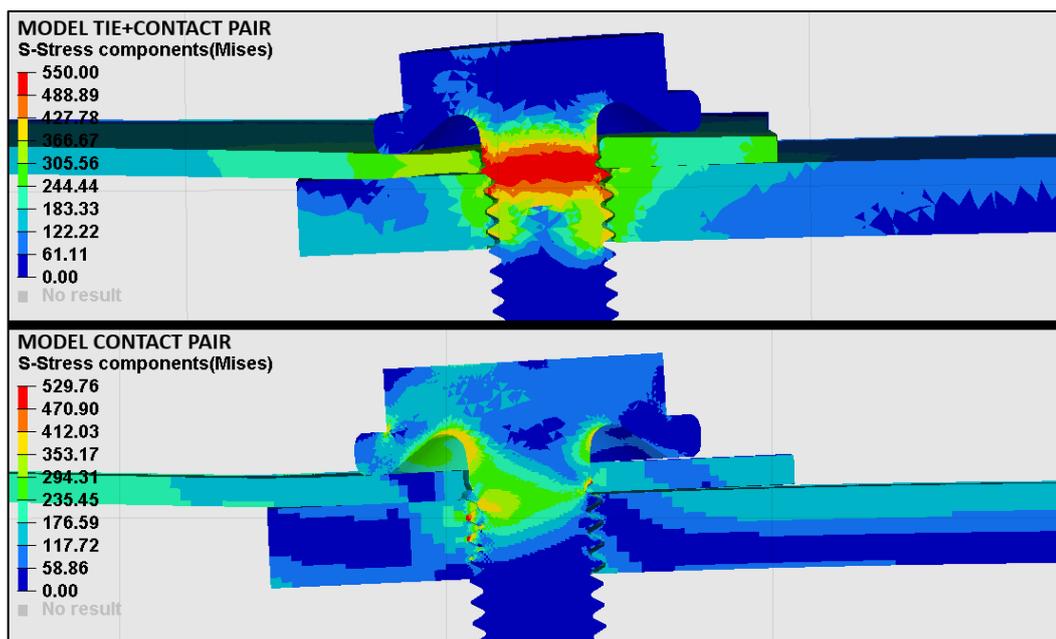


Fig. 4.19 Confronto stress Model Tie+Contact Pair con Model Contact Pair

Per cercare di risolvere il problema, come si vede in figura 4.20, si è pensato di modificare il modello iniziale di studio e creare, nell'intorno del foro filettato, un componente anulare di materiale in cui i valori riguardanti il comportamento in campo elastico e in campo plastico sono stati ridotti del 50%.

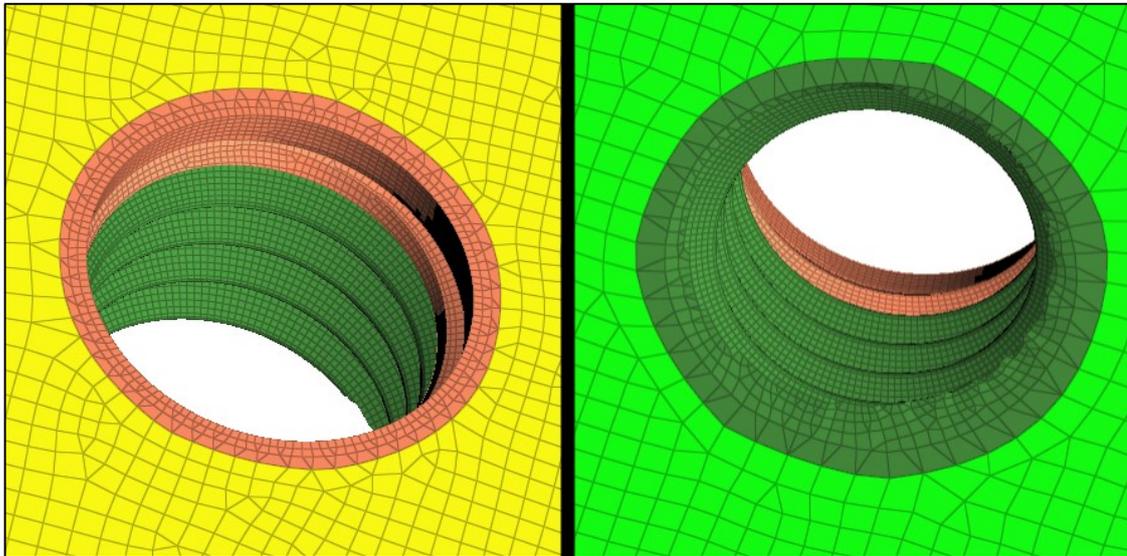


Fig. 4.20 Creazione componenti anulari, modello 3D

Il motivo di questa scelta è dettato dal fatto che, nell'inserimento della vite FDS, la zona strettamente intorno al foro è mutata, andandosi a creare una deformazione di tipo plastica. Con questo tentativo si cerca di simulare il comportamento di questa zona.

Il collegamento tra questo componente nuovo e il bordo delle lamine sono effettuati tramite contatto di tipo **TIE**, poiché la zona continua a far parte del materiale precedente.

Purtroppo, ad oggi, questo problema non ha ancora trovato una soluzione ma un futuro approfondimento potrebbe portare a risolvere questo problema, riguardante il modello 3D, in modo da studiare il materiale nella maniera più corretta.

5. MODELLAZIONE DEL RIVETTO IN 2D

Come già anticipato nell'introduzione, dopo aver studiato il fenomeno in 3 dimensioni, si è pensato studiarlo su 2 dimensioni, in modo da rendere il calcolo più veloce ed efficace, più semplice da attuare e quindi più utile per un utilizzo industriale nell'ambito delle progettazioni di processo per le carrozzerie degli autoveicoli, una volta passata la fase della rivettatura.

Utilizzando sempre il software *HyperMesh* del pacchetto *HyperWorks CAE*, vi è stata una prima fase di realizzazione della geometria del modello, come fatto in precedenza, e prendendo in considerazione il modello di partenza, da norma ISO, sono stati quindi creati due modelli. Il primo, descritto in questo capitolo, formato da due lamine in alluminio, come nel caso del modello 3D, mentre il secondo formato da una lamina in materiale composito e l'altra in alluminio, ma di questa parleremo nel capitolo successivo.

In figura 5.1 vediamo il modello, formato da:

- Layer_1, 110x50 mm in materiale di alluminio AL_6014;
- Layer_2, 110x50 mm in materiale di alluminio AL_6082;
- Collegamento tra le lamine, ideata tramite elementi monodimensionali.

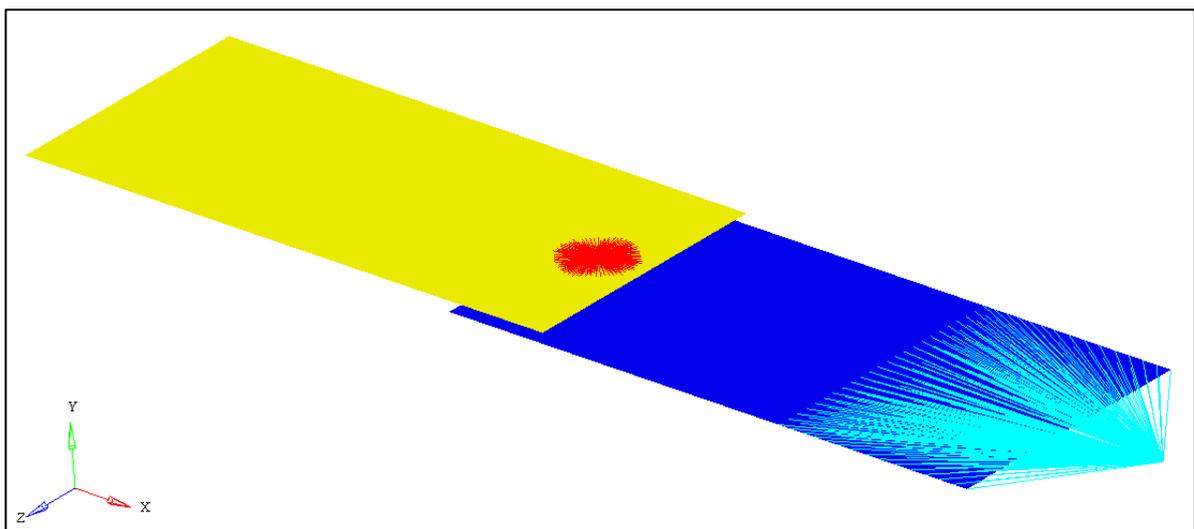


Fig. 5.1 Modello 2D

Il collegamento tra le lamine, l'elemento che dovrebbe simulare la vite, è stato piuttosto arduo da ideare. Prima di tutto è stato necessario discretizzare le due lamine, operazione effettuata inizialmente in maniera grossolana e poi migliorata in fase di calibrazione post analisi, come vedremo nei paragrafi successivi.

La discretizzazione è stata eseguita tramite elementi SHELL S4R e lo spessore è stato associato in seguito, tramite l'aggiunta d'informazioni in fase di stesura del codice Abaqus, come mostrato in figura 5.2, con lo spessore della lamina superiore di 1.1 mm e quello della lamina inferiore di 3.0 mm

```
*SHELL SECTION, ELSET=lay_1, MATERIAL=A1_6016
  1.1
*SHELL SECTION, ELSET=lay_2, MATERIAL=A1_6082
  3.0
```

Fig. 5.2 Proprietà Elementi, Modello 2D

In totale, a fine discretizzazione, erano presenti circa 4800 nodi e oltre 6700 elementi, numeri di due ordini di grandezza inferiori rispetto al modello 3D. Da questi numeri si può intuire quanto, con un modello progettato nella maniera più ottimizzata possibile, si possa semplificare e alleggerire il calcolo del modello, utilizzando il 2D rispetto al 3D, tradotto in un utilizzo più idoneo per i processi di progettazione industriale, ove la velocità di calcolo può ridurre i tempi di progettazione e anche l'uso di risorse.

Prima di creare il collegamento è stato realizzato il contatto di attrito tra le due lamine attraverso un'interazione di tipo **CONTACT PAIR** che permette lo scivolamento tra le due superfici. Contatto che viene mostrato nella figura 5.3.

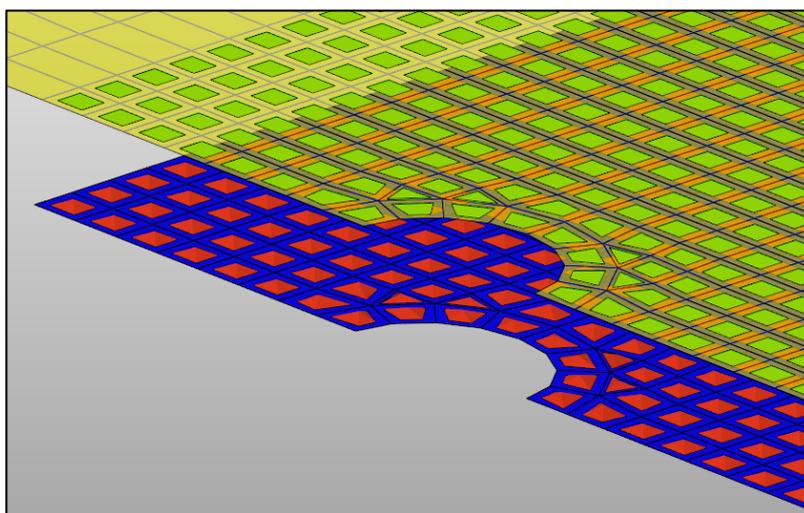


Fig. 5.3 Contatti, modello 2D

Una volta che la mesh è stata realizzata, si può iniziare a creare il collegamento. Dopo vari tentativi si è pensato di realizzarlo, come si può vedere in sezione nella figura 5.4, con due “stelle” di elementi rigidi di tipo **KINCOUP** rossi, che nelle due lamine collega i nodi vicino ai fori con un nodo centrale, e un elemento **B31**, in verde, che collega i due nodi centrali formando il collegamento.

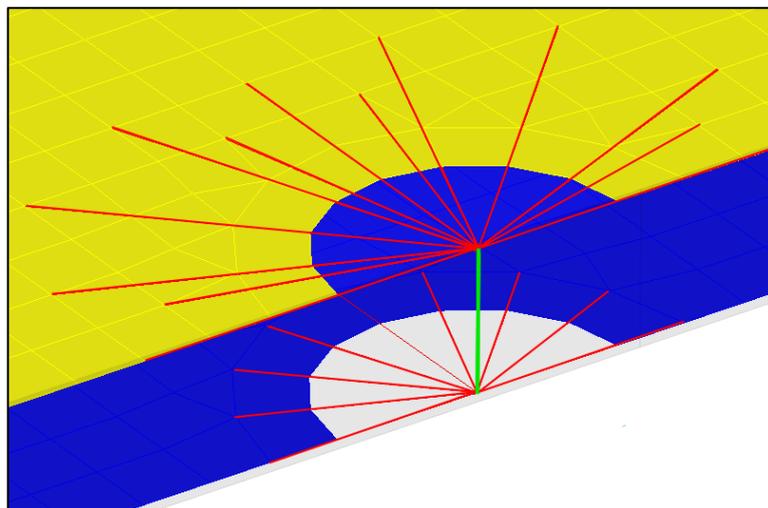


Fig. 5.4 Elemento di collegamento, modello 2D

L'elemento **KINCOUP** è un vincolo di accoppiamento cinematico rigido, la quale funzione è di limitare il movimento di un gruppo di nodi, in questo caso quelli presenti nella lamina, rispetto al movimento di un corpo rigido definito da un unico nodo. Essendo un elemento rigido non ha bisogno di dimensioni o altre proprietà.

L'elemento **B31** è, invece, un elemento **BEAM** di accoppiamento monodimensionale tra due nodi che permette la deformazione, infatti è stato necessario aggiungere le proprietà riguardanti il diametro e il tipo di materiale. I numeri indicano che l'elemento si trova in spazio e non su un piano (3) e che ha un'equazione di tipo lineare (1).

La stella della seconda lamina serve solo come elemento di collegamento, mentre la stella della prima lamina posta superiormente è stata ideata in tre modelli differenti, con tre diametri diversi, presentati in figura 5.5, 5.6 e 5.7, in modo da capire quanto la larghezza della stella potesse in qualche modo simulare la pressione che la testa della vite FDS® trasmette alla lamina e influenzarne il risultato.

La stella più piccola (chiamata Model 1) ha un diametro di 6 mm, quella intermedia (Model 2) di circa 11 mm e quella grande (Model 3) ha un diametro di quasi 16 mm. Per fare un confronto, la testa della vite FDS® ha un diametro di 13 mm.

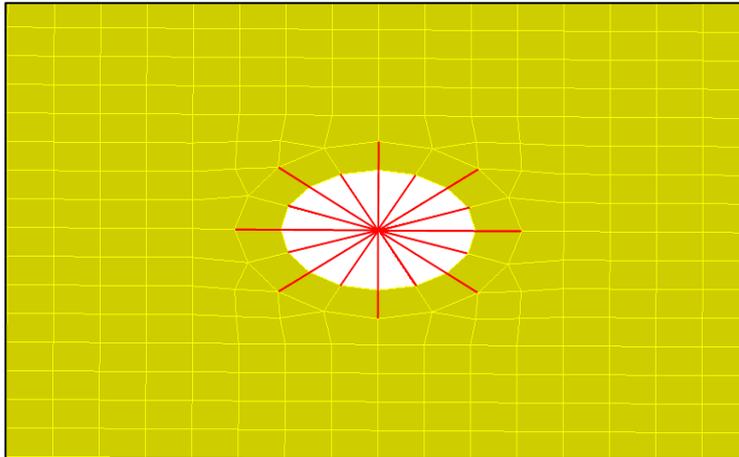


Fig. 5.5 Stella piccola, Model 1, modello 2D

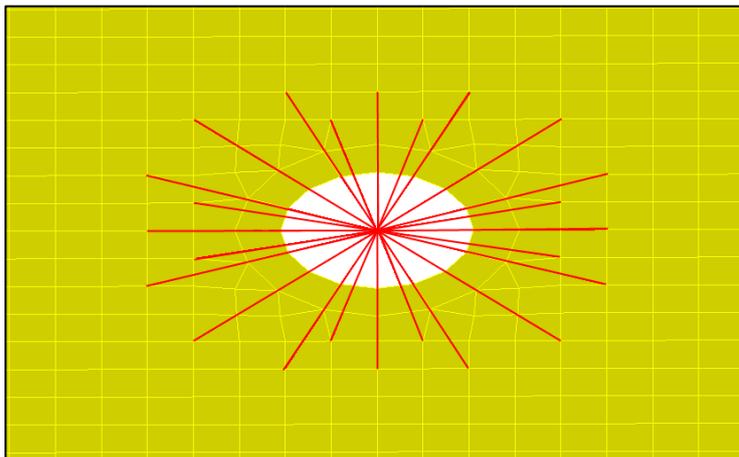


Fig. 5.6 Stella media, Model 2, modello 2D

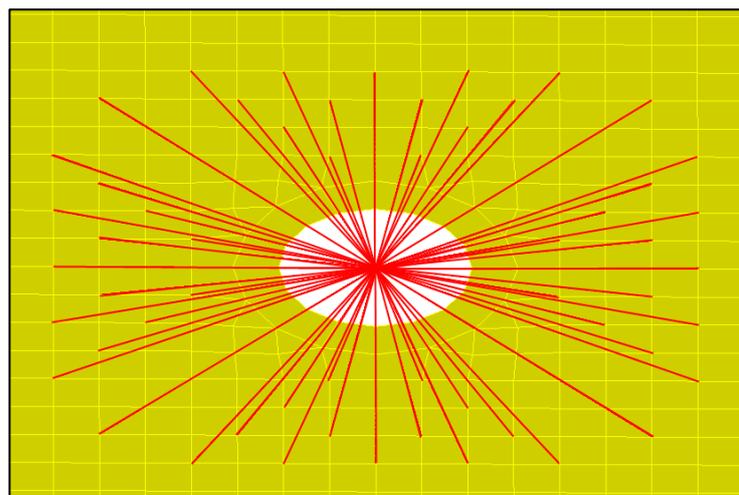


Fig. 5.7 Stella grande, Model 3, modello 2D

A questo punto, come per il modello 3D, è stato necessario determinare i vari codici di calcolo per permettere al software *Abaqus* di trovare una soluzione alla simulazione.

Anche qui, come si vede in figura 5.8, sono stati simulati i blocchi dei morsetti utilizzando due **SET** contenenti i nodi presenti negli ultimi 40 mm delle zone esterne alla lamina, con i nodi del set della prima lamina *tir_lay_1* che verranno bloccati nella testa di lancio, mentre i nodi del set *tir_lay_3* verranno collegati a un nodo “tirante” per portare a termine la simulazione del test.

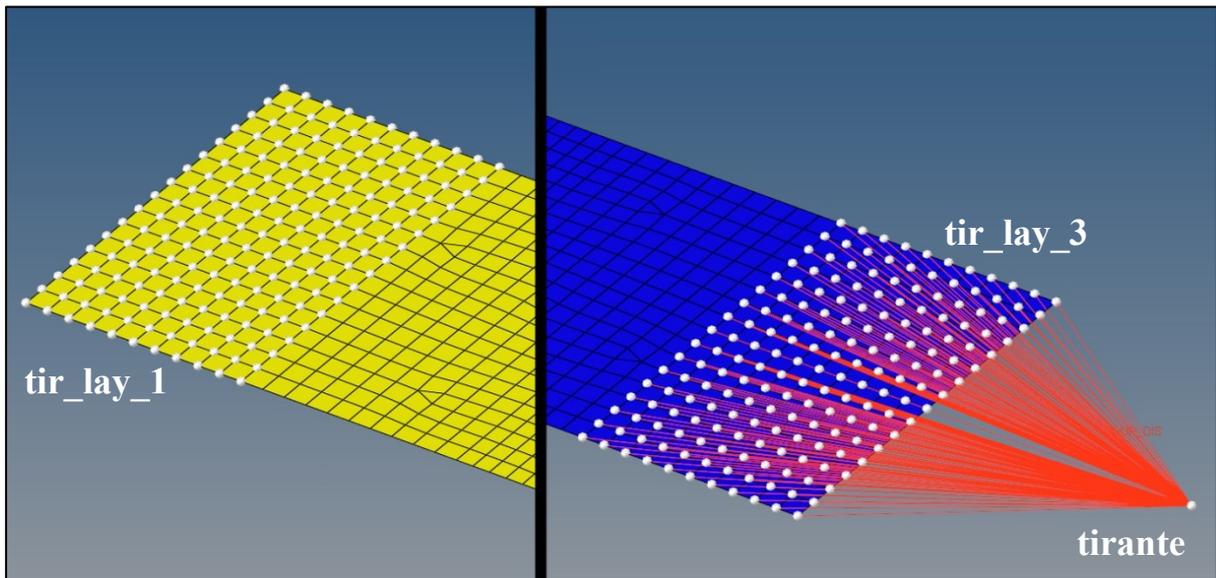


Fig. 5.8 Set nodi morsetti e tirante, modello 2D

Stavolta, vista la semplicità del calcolo, è stato possibile ridurre la testa di lancio ad un solo unico step, eliminando quindi il primo dedicato al tocco iniziale tra filettatura della vite e della lamina, qui non più presenti. In questo step sono presenti le prime condizioni al contorno ***BOUNDARY** per bloccare i nodi del morsetto negli spostamenti e l’aggiunta della tipologia di condizione, velocità, per il secondo ***BOUNDARY** in cui è incluso il nodo tirante, che si sposterà con velocità di 12 mm/min. La testa di Lancio è in figura 5.9.

```

***** TESTA DI LANCIO *****
*INCLUDE, INPUT=inc/FDS_BRU.inc
*STEP, AMPLITUDE = RAMP, INC =15000, NAME = 2_step, NLGEOM=YES
  *STATIC, STABILIZE
    0.01, 35, 10e-7, 0.1
  *BOUNDARY, OP=NEW
    tir_lay_1,1,6,0.0
    tir_lay_3,2,6,0.0
  *BOUNDARY, TYPE=VELOCITY, OP=NEW
    tirante,1,1,0.2

```

Fig. 5.9 Step Solutivo, modello 2D

5.1 Prima analisi modello 2D

Una volta che il software *Abaqus* ha finito i calcoli, si porta il file dei risultati *.**ODB** sul software *HyperView* destinato alla visualizzazione dei risultati.

Tramite i risultati viene presentata in figura 5.10 la curva forza-deformazione per i tre modelli creati, con variazione di grandezza della stella di collegamento superiore.

Si nota come il massimo del grafico della curva simulata avviene intorno ad uno spostamento di circa 4.9 mm, punto in cui avviene la failure definitiva del materiale. Confrontando questa curva con quelle calcolate, si nota come la grandezza della stella diventa molto importante, variando anche di molto il risultato finale del test. Il valore massimo della curva simulata, si troverà tra i massimi delle curve Model 2 e Model 3, quindi è tra queste due curve che andremo a cercare la nostra soluzione migliore in fase di ottimizzazione. La curva del Model 1, invece, si trova molto distante dai valori reali.

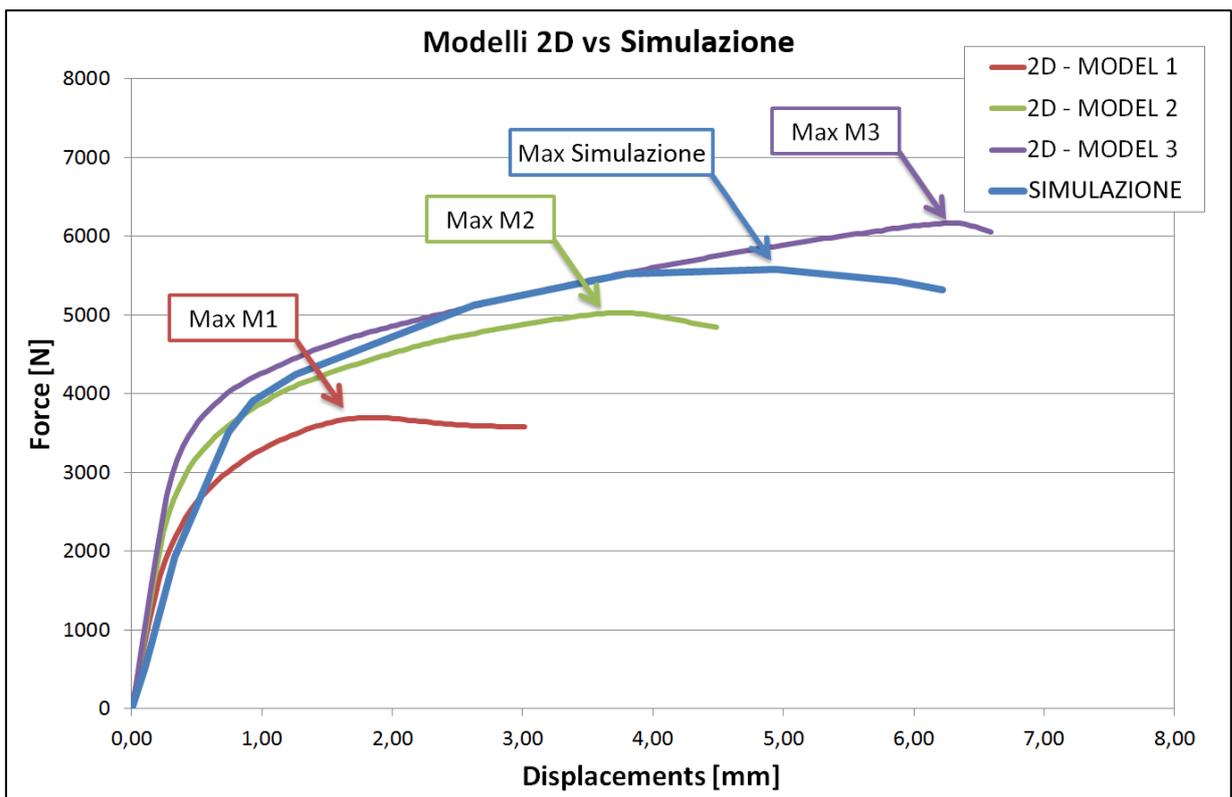


Fig. 5.10 Grafico Forza - Spostamenti, confronto modelli 2D con modello reale

Andando a studiare lo stress nella lamina superiore del Model 1, in figura 5.11, si rileva che il valore di rottura del materiale AL_6016, 340Mpa, viene raggiunto poco prima dei 2 mm di spostamento.

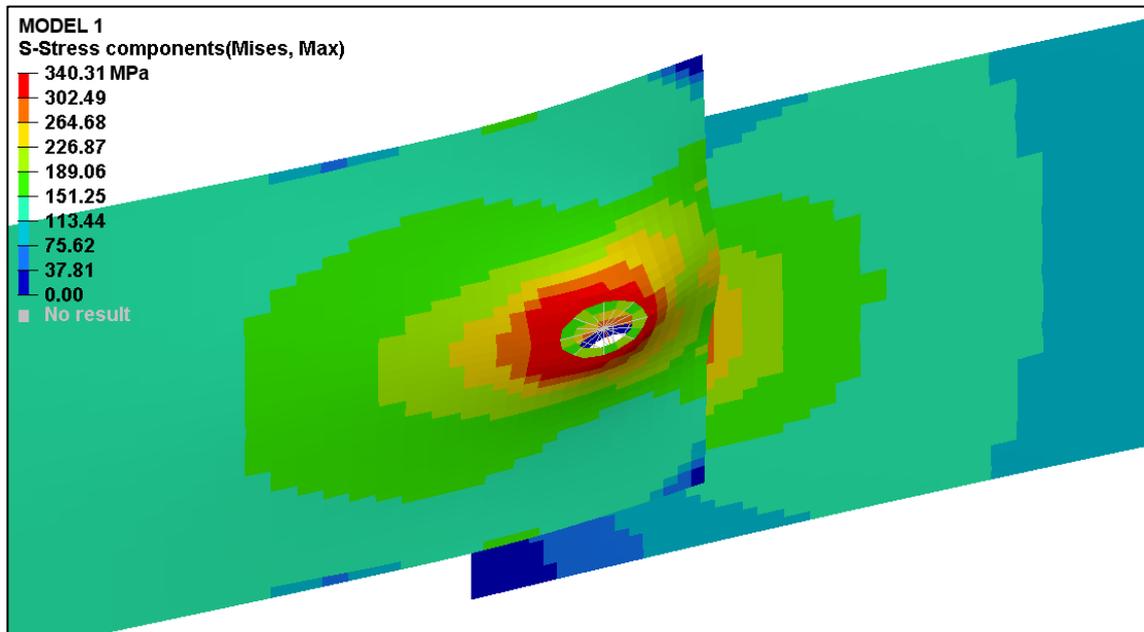


Fig. 5.11 Stress del componente [MPa] Model 1, modello 2D

Facendo lo stesso con lo stress della lamina nel Model 2 e nel Model 3, figura 5.12 e 5.13, si evidenzia come il sigma di rottura del materiale viene raggiunto a circa 3.7 mm e 6.3 mm, a testimonianza che l'ottimizzazione del materiale deve avvenire prendendo come base di partenza questi due modelli.

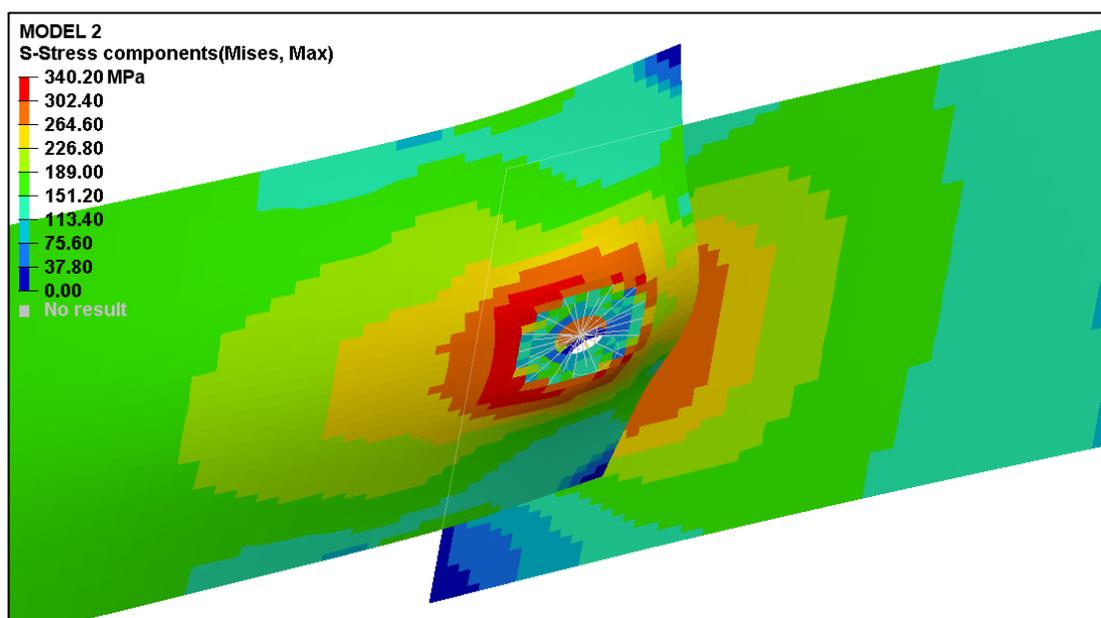


Fig. 5.12 Stress del componente [MPa] Model 2, modello 2D

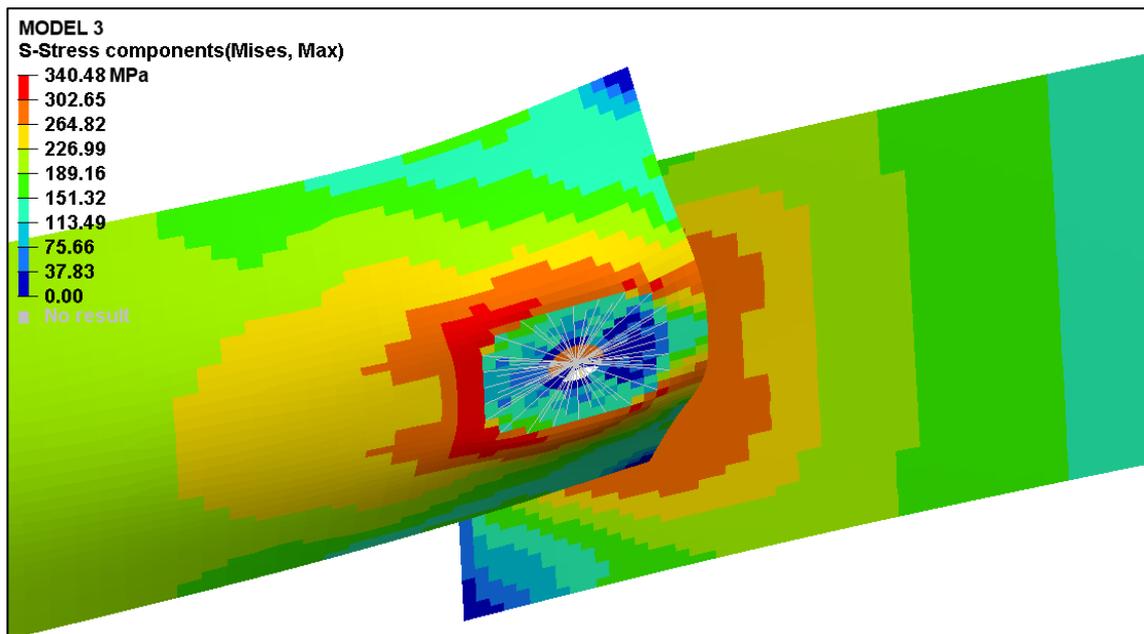


Fig. 5.13 Stress del componente [MPa] Model 3, modello 2D

5.2 Calibrazione e risultati

Si sono svolte varie operazioni per ottimizzare il risultato al fine di raggiungere una miglior convergenza verso la simulazione effettuata su macchina.

Per prima cosa è stata rifatta la discretizzazione dell'elemento, come si vede in figura 5.14, creando una mesh più fitta nei pressi della zona di contatto, in modo da migliorarne i calcoli.

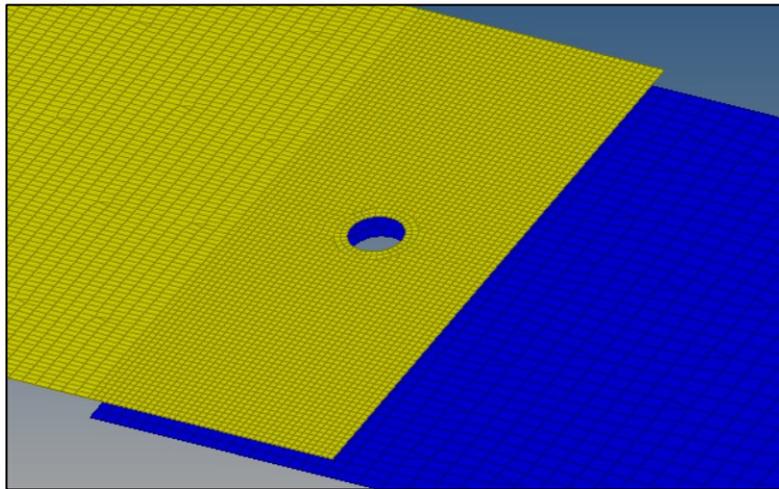


Fig. 5.14 Discretizzazione Model New_Mesh, modello 2D

In seguito si è passati all'ottimizzazione del collegamento tra le due lamine. La stella è stata rimodellata come mostrato in figura 5.15, avvicinandosi alle dimensioni del rivetto FDS®, passando a un diametro di circa 14 mm

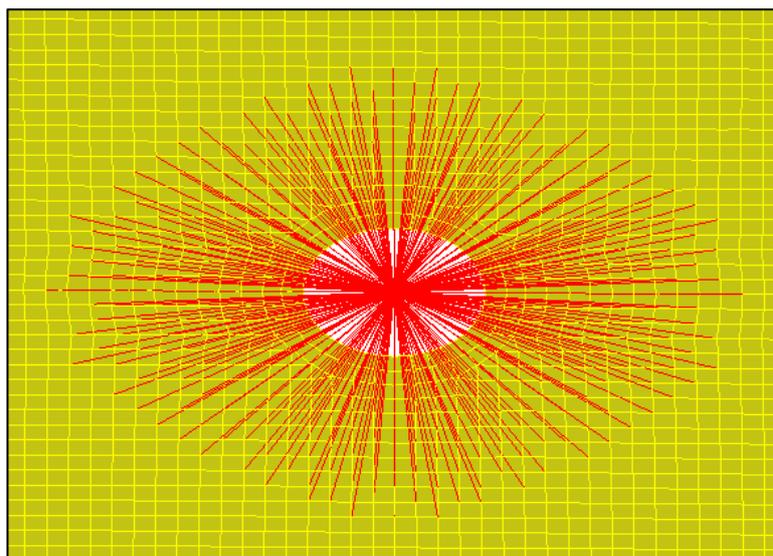


Fig. 5.15 Stella Model New_Mesh, modello 2D

Sono state, quindi, effettuate le operazioni per determinare i contatti tra le due lamine, utilizzando come nei casi precedenti il **CONTACT PAIR** come tipo d'iterazione tra le due superfici. Poi si è passati alla creazione di appositi **SET** di nodi, utilizzati negli step solutivi, e infine sono state completate le scritture dei codici necessari per le operazioni di calcolo di *Abaqus*.

Terminati i calcoli risolutivi di *Abaqus*, i risultati sono stati, allora, visualizzati dal software *HyperView* ed è stata estrapolata la curva forza-deformazione utile a effettuare il confronto con il modello reale simulato in macchina.

Partendo dalla figura 5.16, in cui sono state confrontate le curve dei modelli precedentemente calcolati e del modello simulato con la curva del modello ottimizzato **NEW_MESH**, è stato notato subito come l'ottimizzazione porta a migliorie nel modello. La curva, tranne che per un tratto iniziale, risulta molto simile al modello. Dopo aver raggiunto il punto massimo, le curve procedono in maniera differente ma questa è una zona irrilevante ai fini del risultato finale in quanto, in realtà, il modello avrà già raggiunto la failure del materiale e la restante parte sono calcolazioni fallaci del solutore.

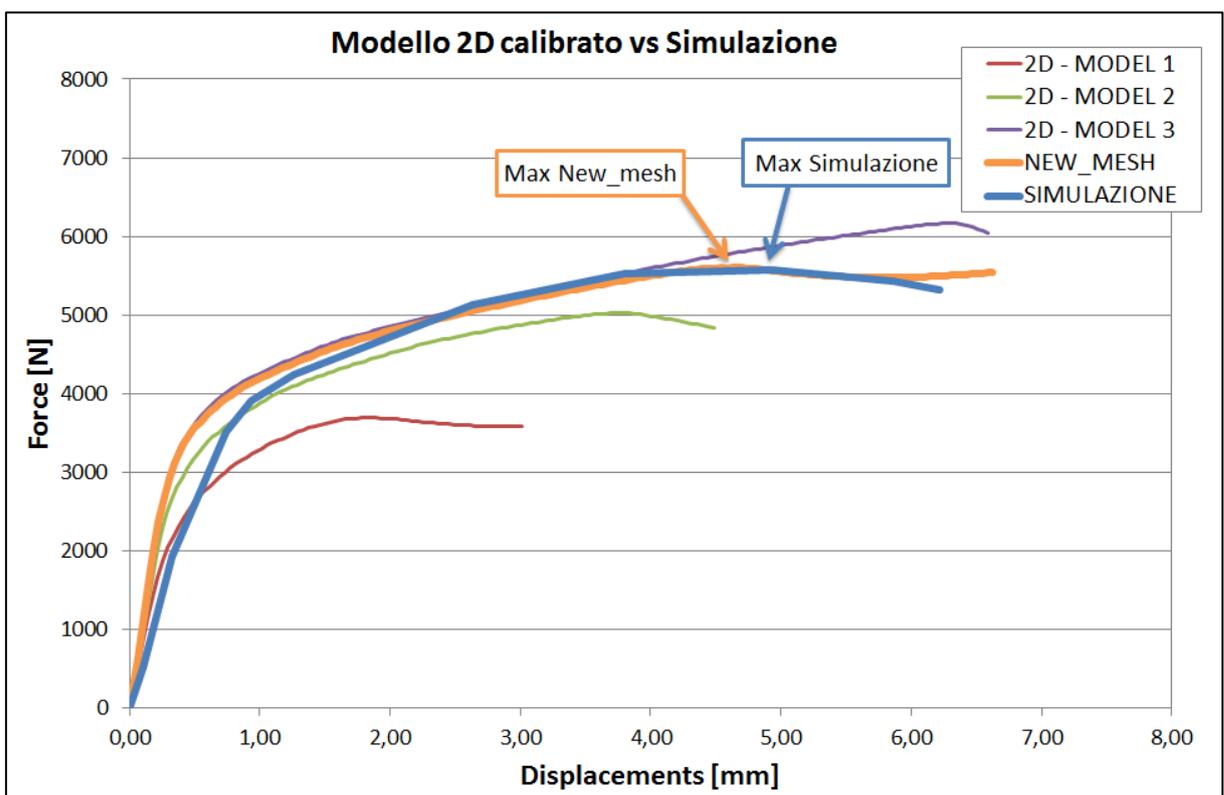


Fig. 5.16 Curve Forza - Spostamenti, confronto modello ottimizzato con modello reale

Andando a visionare i valori degli stress nel modello NEW_MESH in figura 5.17 si evidenzia che il valore corrispondente alla failure del materiale, circa 340MPa, si raggiunge intorno ai 4.6 mm, molto vicino al valore misurato su macchina di 4.9 mm

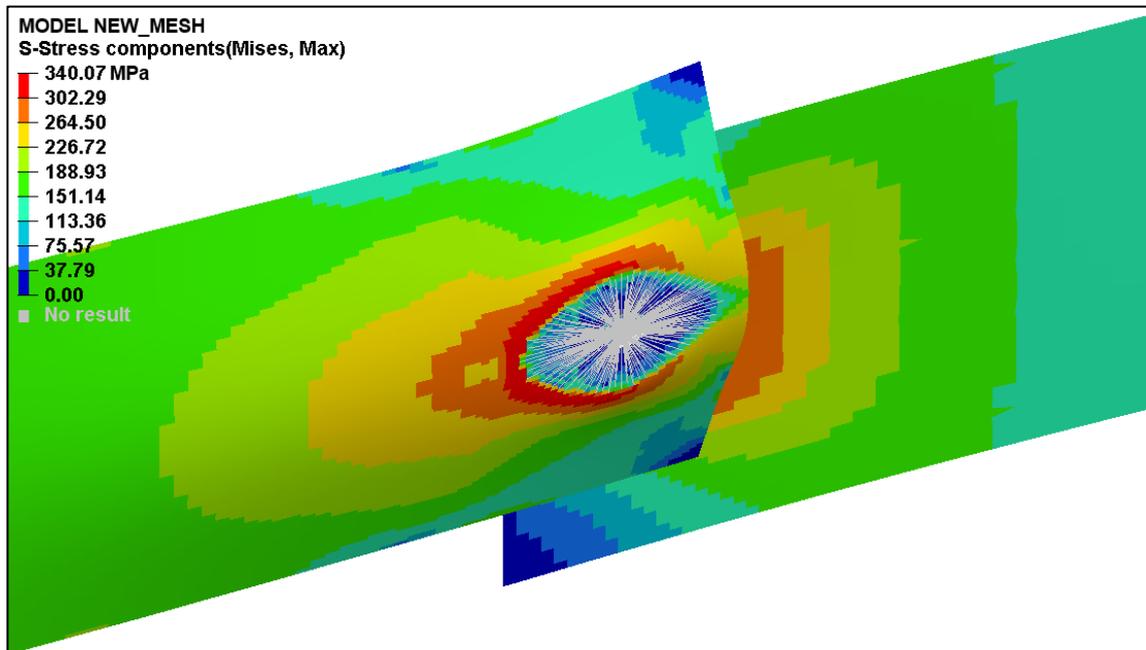


Fig 5.16 Stress del componente [MPa] Model NEW_MESH, modello 2D

6. MODELLAZIONE DELLE LAMINE IN MATERIALE COMPOSITO

Passata la fase di creazione del modello Alluminio-Alluminio, si passa alla fase di realizzazione di quello in materiale Alluminio-CFRP, provino mostrato in figura 6.1 e 6.2.

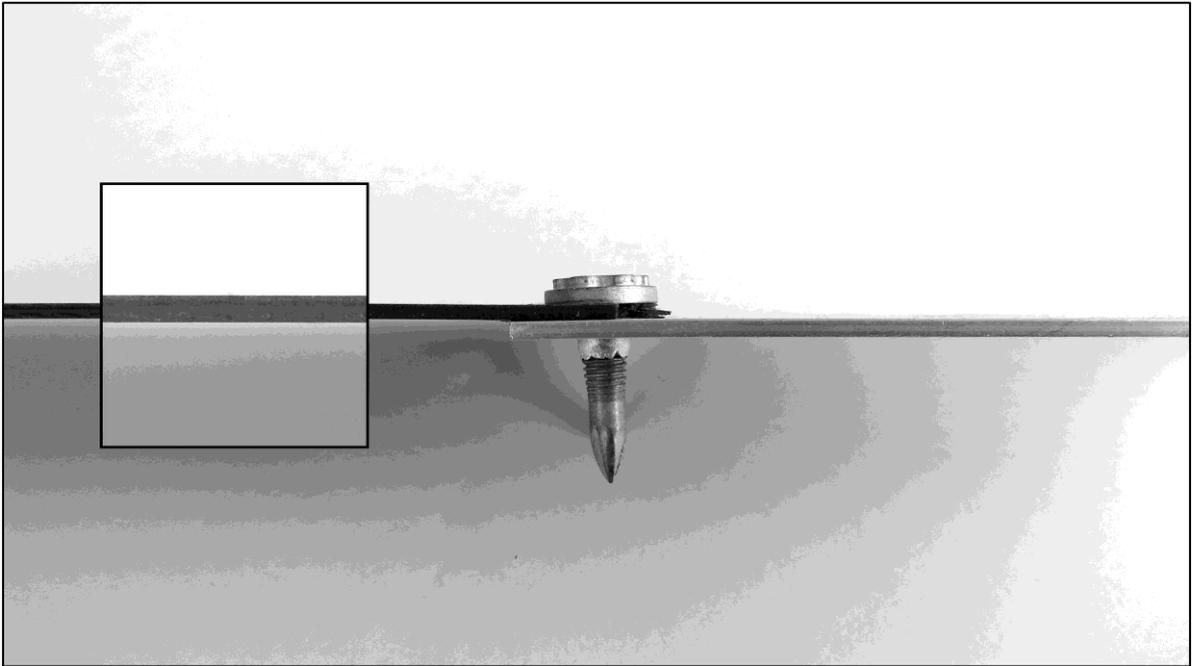


Fig. 6.1 Provino Alluminio - CFRP

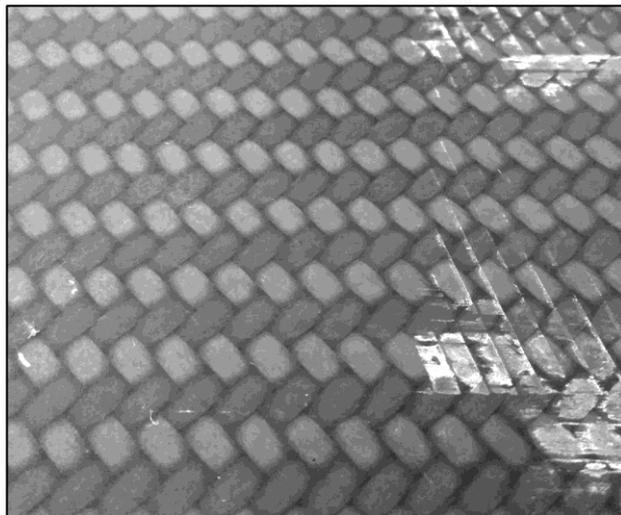


Fig. 6.2 Tessitura composito

Il modello, in figura 6.3, ha mantenuto le stesse dimensioni dei precedenti descritti, con misure 110x50. Quello che è cambiato, in questo caso, è stato lo spessore. Il layer 1 è stato formato con 3 strati di composito da 0.5 mm, incrociati di 45°, come già evidenziato nelle figure precedenti 5.1 e 5.2, per un totale di 1.5 mm. Il layer 2 è stato modellato in alluminio AL_6060 e con uno spessore di 2mm

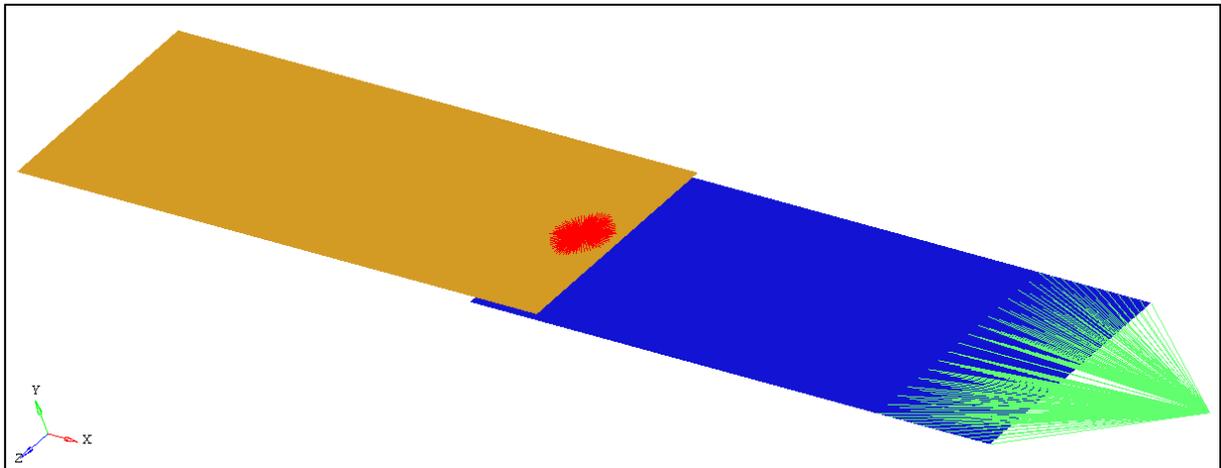


Fig. 6.3 Modello CFRP 2D

Per prima cosa è stato importato il materiale. È stato scelto di utilizzare una card materiale già studiata all'interno del Centro Ricerche Fiat, in cui la legge che definisce il comportamento elastico è stata realizzata con un parametro **LAMINA**, utilizzando la teoria classica dei laminati, opportunamente settato per rispondere alle esigenze dei materiali compositi.

I valori immessi nella card, presentati in figura 6.4, sono dei valori fittizi esemplificativi, poiché si tratta d'informazioni protette dal segreto aziendale, le quali non possono essere quindi divulgate.

```

*MATERIAL, NAME=Cf_Ply
  *DENSITY
  1.5600E-09,20.0
  *ELASTIC, TYPE = LAMINA
  100000.0 ,100000.0 ,0.05 ,3456.0 ,2345.0 ,2345.0 ,20.0
  *PLASTIC
  100.0502 ,0.0
  150.5941 ,0.0104
  288.2178 ,0.0118
  363.8614 ,0.0131
  487.5248 ,0.0144
  522.5743 ,0.0184
  688.3168 ,0.0197
  782.0792 ,0.0209
  841.8812 ,0.0222

```

Fig. 6.4 Card Material, modello CFRP 2D

Come si nota in figura 6.5, utilizzando i codici di *Abaqus* sono state aggiunte nel modello le proprietà riguardanti lo spessore della seconda lamina e, tramite il comando **COMPOSITE**, lo spessore dei vari layer componenti la prima lamina, incluso l'angolo di orientamento della trama e dell'ordito delle fibre, di 90° tra loro e 45° rispetto al lato più lungo del provino.

```
*SHELL SECTION, ELSET=layer_1, COMPOSITE
  0.5  ,1  ,Cf_Ply,45.0
  0.5  ,1  ,Cf_Ply,-45.0
  0.5  ,1  ,Cf_Ply,45.0
*SHELL SECTION, ELSET=layer_2, MATERIAL=Al_6060
  2.0  ,
```

Fig. 6.5 Proprietà Lamine, modello CFRP 2D

Per quanto riguarda discretizzazione e interazioni tra le lamine sono state utilizzate quelle già usate nel modello ottimizzato. Lo stesso vale per quanto riguarda il collegamento a stella di circa 14 mm tra le due lamine, in figura 6.6, composto di elementi monodimensionali **KINCOUP** e un singolo elemento **BEAM B31**.

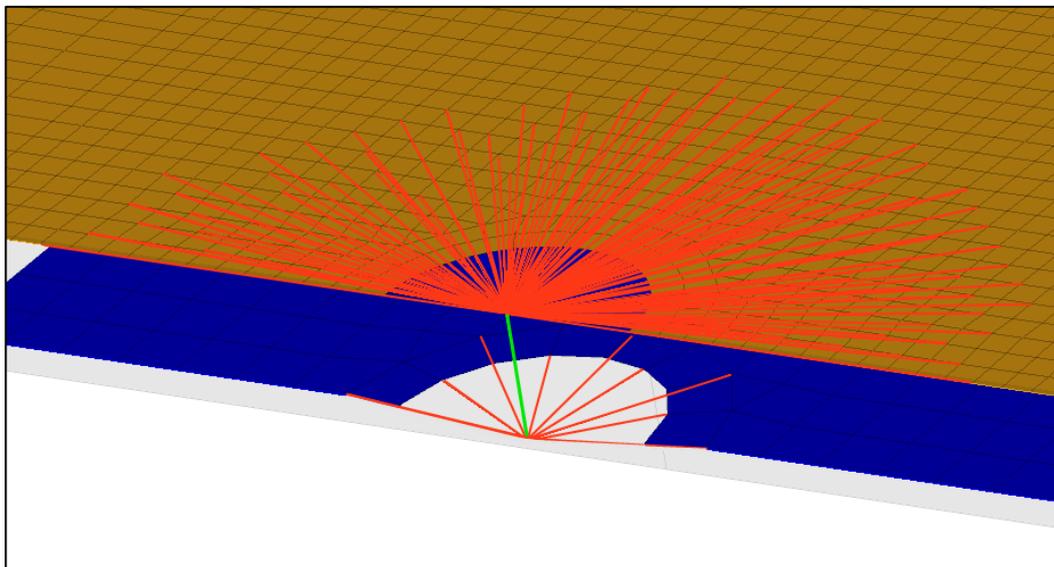


Fig. 6.6 Stella Model_CFRP, modello CFRP 2D

Come nel precedente modello Alluminio – Alluminio, sono state determinate le interazioni tra le superfici delle due lamine, tramite un contatto di tipo **CONTACT PAIR**. In seguito si è passati alla creazione dei **SET** di nodi, per simulare i morsetti del macchinario di trazione. Infine, sono stati creati i codici di calcolo necessari per le operazioni del solutore *Abaqus*.

6.1 Analisi dei risultati

I risultati dei calcoli, effettuati sempre grazie al solutore *Abaqus*, sono stati visualizzati tramite il software *HyperView* per estrarre la curva forza-deformazione utile per il confronto con la simulazione su macchina.

Dalla figura 6.7 viene subito all'occhio che il comportamento del modello è molto simile a quello del simulato. Il punto di rottura del materiale, nel caso del modello CFRP si trova all'incirca a 1,9 mm, mentre quello della simulazione avviene attorno a 2,3 mm. Rispetto al modello Alluminio-Alluminio in precedenza studiato vediamo come in questo caso le due curve iniziano in maniera molto simile.

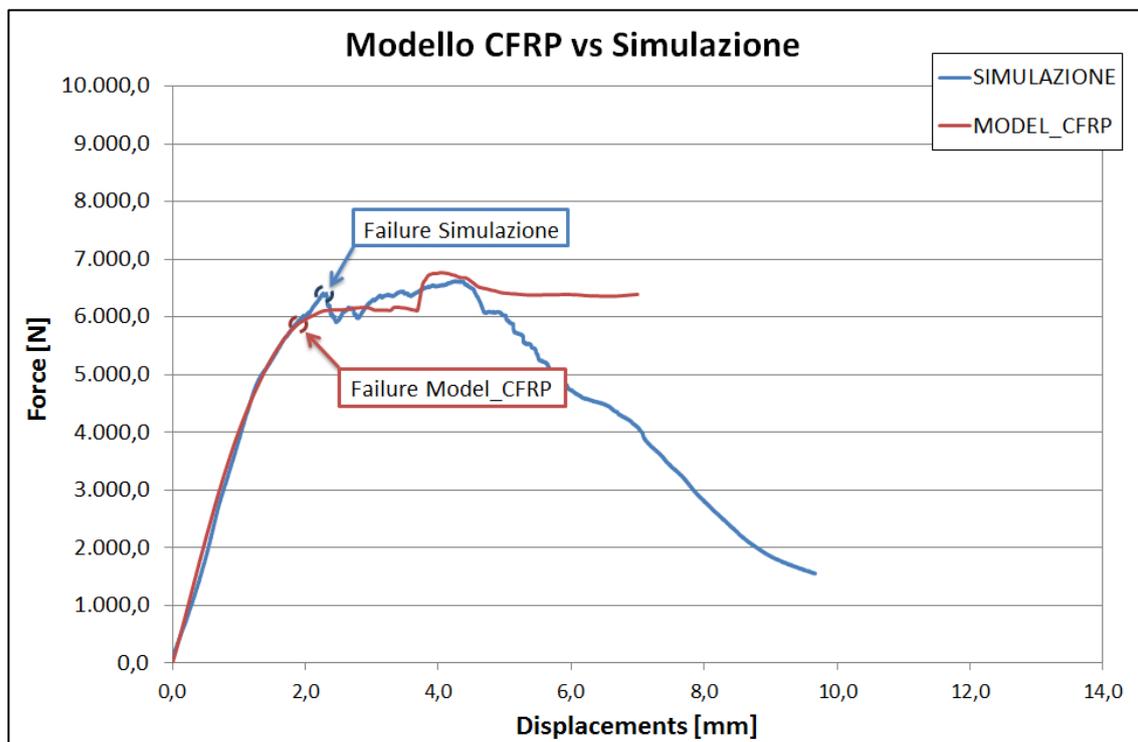


Fig. 6.7 Curve Forza - Spostamenti, confronto modello CFRP con simulazione

Guardando anche la figura 6.8, che mostra gli stress nel materiale, dovuti al trazionamento, si può vedere che, rispetto al caso alluminio-alluminio, il punto di failure non si trova più in corrispondenza della massima forza ma si trova decisamente prima.

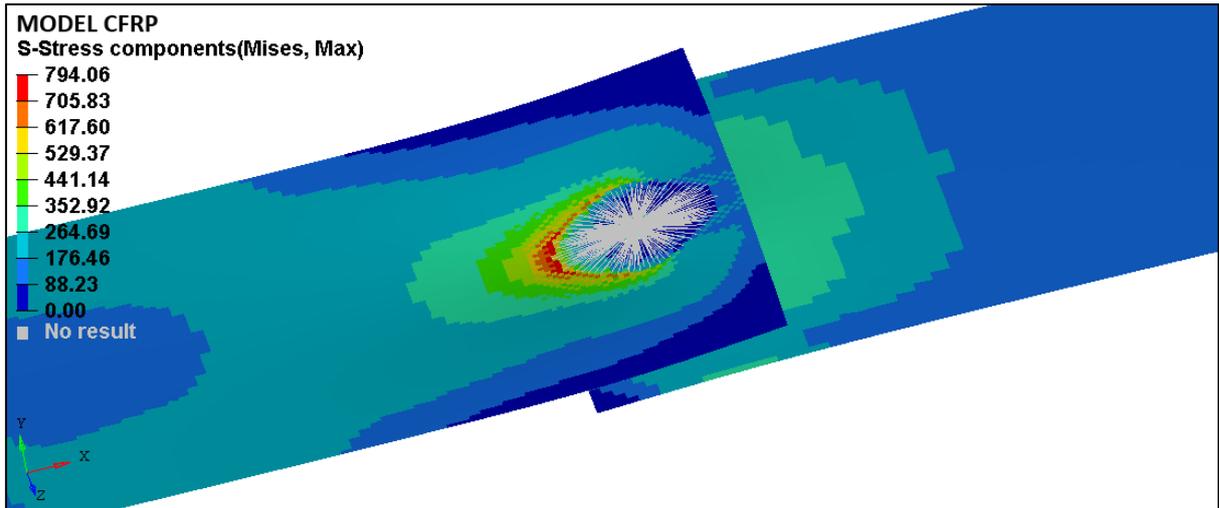


Fig. 6.8 Stress del componente [MPa] Model CFRP, modello 2D

Superata questa fase, ne inizia, nella curva del modello, una quasi costante, determinata dalla deformazione della lamina inferiore in alluminio, come viene mostrato in figura 6.9. Nella simulazione reale questa deformazione non avviene, giacché la lamina di CFRP inizia a sfaldarsi nel punto di failure.

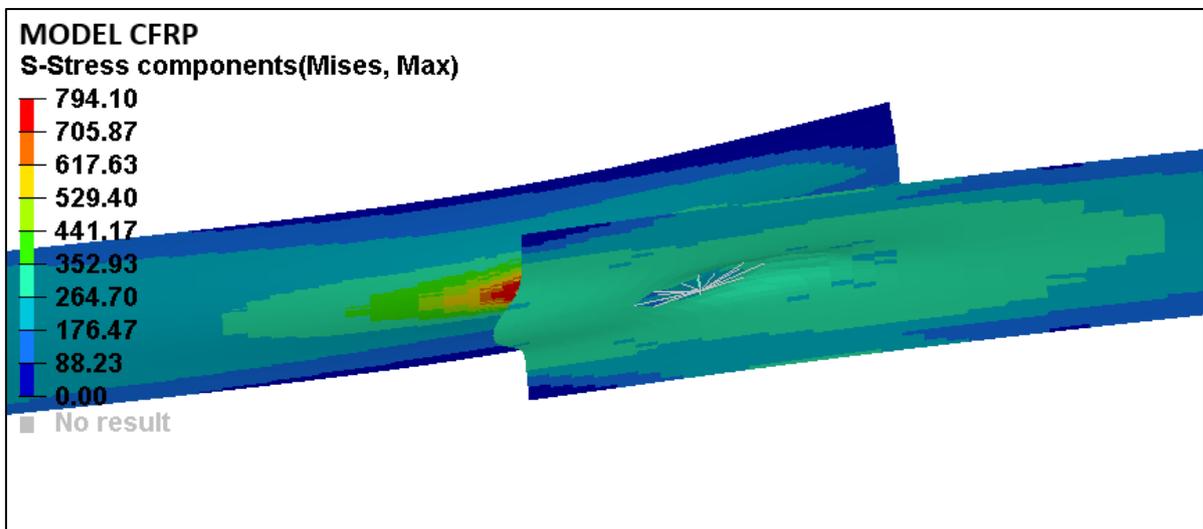


Fig. 6.9 Deformazione alluminio Model CFRP, modello 2D

7. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi, svolto all'interno del Centro Ricerche Fiat, si è tentato di creare un'efficacia metodologia di calcolo simulativo virtuale per giunzioni meccaniche a freddo, tramite vite FDS®, mediante l'utilizzo di modelli ad elementi finiti e del calcolo numerico servendoci del codice *Abaqus*.

Inizialmente si è reso necessario effettuare uno studio preliminare sulle tipologie di giunzione tra componenti metallici, approfondendo in particolare la vite FDS®, tipologia di vite autoperforante e autofilettante, ed esaminando quali siano le procedure di fissaggio di questo componente e quali siano i suoi punti di forza.

Utilizzando quanto appreso sul metodo degli elementi finito negli anni di studio al Politecnico di Torino e nelle ricerche effettuate sulla letteratura, durante il periodo di stage svolto in azienda, e partendo dalle indicazioni descritte dalla norma ISO 12966:2013 sulle specifiche geometriche e sulle procedure per portare a termine un test di resistenza a trazione di una singola giunzione meccanica, sono stati prima svolti dei test di simulazione su macchina di trazioni con giunti formati da singola vite e due lamine in materiale Alluminio-Alluminio e Alluminio-CFRP e sono stati estrapolati i valori delle curve forza-deformazione.

È stato, quindi, creato un modello ad elementi finiti del giunto, tramite software *HyperMesh*, e sono stati scritti i codici di lancio del software *Abaqus* per effettuare un test virtuale di resistenza a trazione. Il modello è stato ricreato sia in 3 Dimensioni, utilizzando una discretizzazione tramite elementi solid tridimensionali, al fine di studiare in maniera più approfondita gli stress interni subiti dal giunto nelle zone di contatto tra vite e lamina, sia in 2 Dimensioni, discretizzando con elementi shell bidimensionali, in modo da semplificare e alleggerire il calcolo per un più facile utilizzo in applicazioni simulative di processi produttivi in campo automotive.

Per quando riguarda il modello 3D, l'approccio è stato fin da subito molto complesso e le dimensioni dei file risultavano molto elevate, non permettendo di trovare soluzioni in tempi brevi.

Purtroppo, gli studi effettuati hanno incontrato diverse problematiche di vario genere e la soluzione riscontrata non era congrua ai risultati ottenuti sulle simulazioni in macchina. Il modello della vite risultava deformato durante le procedure di calcolo, come non dovrebbe essere nella realtà, e i valori della curva forza-deformazione troppo elevati rispetto a quelli ricavati dalle simulazioni. Visti i problemi si è preferito ricavare il modello solo dei provini in Alluminio – Alluminio.

È stato, quindi, realizzato uno studio su quali fossero i problemi, eseguendo diversi tentativi di calcolo, e trovando anche quale potrebbe diventare una possibile soluzione al problema se venisse portato a termine un successivo approfondimento.

Il modello 2D ha avuto molte meno complicazioni. I file risultavano molto più leggeri, permettendo di portare a termine anche diversi tentativi di risoluzione in tempi brevi. La parte più onerosa è stata la realizzazione del collegamento tra le due lamine, che doveva tentare di riprodurre il comportamento della vite. Calibrando nella maniera opportuna questo collegamento, utilizzando le curve forza-deformazione, e ottimizzando il modello è stato possibile trovare una buona correlazione tra i risultati dei test calcolati in *Abaqus* e i valori della simulazione su macchina, sia per il provino in materiale Alluminio – Alluminio che in Alluminio – CFRP.

In conclusione, gli sviluppi di questo modello potrebbero portare un'ottimizzazione dei processi produttivi, permettendo di prevedere in anticipo quale possa il comportamento di tali giunzioni nelle strutture dei veicoli che verranno progettati in un prossimo futuro.

8. BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Skovron, L. Mears, D. Ulutan, D. Detwiler. Characterization of Flow Drill Screwdriving Process Parameters on Joint Quality, SAE Int. J. Mater. Manf. 8(1):2015.
- [2] G. Sala, L. Di Landro, A. Airoidi, P. Bettini, Tecnologie e materiali aerospaziali.
- [3] J. K. Sønstabø, Behaviour and modelling of flow-drill screw connections, 2018.
- [4] A. Gugliotta, Elementi Finiti, Otto Editore, 2002.
- [5] R. D. Cook, Concept and applications of finite element analysis, John Wiley & Sons, inc 2001.
- [6] K. J. Bathe, Finite element procedures, Prentice Hall, 1982.
- [7] Abaqus Keywords Reference Guide, DS Simulia.
- [8] Abaqus Analysis User's Manual, DS Simulia.
- [9] ISO 12996:2013 Mechanical joining — Destructive testing of joints — Specimen dimensions and test procedure for tensile shear testing of single joints, 2013.