

POLITECNICO DI TORINO

*Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Aerospaziale*

Tesi di Laurea Magistrale

Studio sperimentale statico e dinamico di giunti bullonati



Relatore:

Christian Maria Furrone

Giuseppe Battiato

Candidato:

Andrea Perrone S242771

Anno Accademico 2019/2020

Sommario

Il giunto bullonato è un organo di collegamento che accomuna la maggior parte delle strutture meccaniche esistenti. La semplicità di costruzione e la facilità di montaggio/smontaggio rendono, questo tipo di giunto, economico e di facile utilizzo. Il suo comportamento, però, presenta delle incertezze dovute alle caratteristiche non lineari causate dall'attrito, principio fondamentale del funzionamento del bullone. Lo scopo di questo elaborato è la caratterizzazione sperimentale dei giunti bullonati attraverso un design di bulloni (sia delle viti sia dei dadi) che permetta l'applicazione degli estensimetri, per la lettura del precarico, e il montaggio di una cella di carico, che garantisca il controllo dell'eccitazione per la caratterizzazione dinamica del giunto in termini di risposta forzata. È stata effettuata una simulazione iniziale grazie alla quale si è ricavato un design di partenza. In seguito, sono stati effettuati dei test statici grazie ai quali sono stati calibrati gli estensimetri, sono stati valutati i problemi che nascono con l'applicazione della coppia (come il centraggio della vite nel foro) ed è stata analizzata la variazione dell'attrito a seguito di trattamenti differenti delle superfici (come l'uso di lubrificante). I test statici sono stati eseguiti sia con bulloni M12 sia con bulloni M16. Infine, è stato eseguito un progetto di un banco per l'effettuazione dei test dinamici con cui caratterizzare lo smorzamento prodotto dalla dissipazione di energia per micro-striscamenti tra le superfici a contatto.

Indice

1	Introduzione.....	8
2	Stato dell'arte.....	16
2.1	1997 - Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints [9]	16
2.2	2002 - Investigations on the Non-Linear Behaviour of a Cylindrical Bolted Casing Joint using High Level Base Excitation Tests [10].....	18
2.3	2004 - Analysis of a dry friction problem under small displacements: application to a bolted joint [11].....	20
2.4	2004 - Identification of Non-linear Joint Parameters by using Frequency Response Residuals [12]	22
2.5	2004 - Experimental study of non-linear effects in a typical shear lap joint configuration [13]	24
2.6	2006 - Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load [14].....	26
2.7	2007 - Identification of nonlinear bolted lap-joint parameters by force-state mapping [15]	28
2.8	2007 - Generic element formulation for modelling bolted lap joints [16].....	30
2.9	2008 - Identification of the dynamic properties of joints using frequency response functions [17]	32
2.10	2010 - Experimental and numerical analysis of structures with bolted joints subjected to impact load [18]	34
2.11	2011 - Identification of micro-vibro-impacts at boundary condition of a nonlinear beam [19]	36
2.12	2011 - Effects of surface roughness and lubrication on the early stages of fretting of mechanical lap joints [20].....	37
2.13	2012 - A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints [21]	39
2.14	2012 - Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints [22]	41

2.15	2012 - Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system [23]	43
2.16	2012 - Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints: Direct versus indirect contact resonance methods [24]	45
2.17	2012 – Micro/macro-slip damping in beams with frictional contact interface [25]	47
2.18	2012 - Seismic Performance of Bolted Flange Joints in Piping Systems for Oil and Gas Industries [26]	49
2.19	2012 - Dynamic parameter estimation of bolted assemblies [27]	51
2.20	2013 - LDV Measurement of Local Nonlinear Contact Conditions of Flange Joint [28]	54
2.21	2013 - Nonlinear system identification of frictional effects in a beam with a bolted joint connection [29]	56
2.22	2014 - Compact model and identification process for friction induced damping in a rotational joint with flawed surfaces [30]	57
2.23	2014 - Determination of Valanis model parameters in a bolted lap joint: Experimental and numerical analyses of frictional dissipation [31]	60
2.24	2014 - Experimental model validation of a non-linear structure [32]	62
2.25	2015 - Development of a test planning methodology for performing experimental model validation of bolted flanges [33]	64
2.26	2015 - An analytical joint stiffness model for load transfer analysis in highly torqued multi-bolt composite joints with clearances [34]	66
2.27	2016 - Friction and damping associated with bolted joints: results and signal processing [37]	68
2.28	2016 - Impact hammer-based analysis of nonlinear effects in bolted lap joint [38]	70
2.29	2017 - Study of the dynamic behavior of a bolted joint under heavy loadings [39]	72
2.30	2017 - A model updating method for hybrid composite/aluminum bolted joints using modal test data [40]	74
2.31	2017 - Nonlinearity of interfaces and force transmission of bolted flange joints under impact loading [41]	76

2.32	2018 - Development of a new method for joint damping identification in a bolted lap joint [42]	78
2.33	2018 - Experimental Characterization of a new Benchmark Structure for Prediction of Damping Nonlinearity [43]	80
2.34	2018 - Nonlinear behavior of single bolted flange joints: A novel analytical model [44]	83
2.35	2018 - Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis [45]	85
2.36	2019 - Tightening behavior of bolted joint with non-parallel bearing surface [46]	87
2.37	2019 - Dynamic tests and model updating of nonlinear beam structures with bolted joints [47]	89
2.38	Articoli secondari	91
2.38.1	2011 - Modeling the dynamics of mechanical joints [48]	91
2.38.2	2015 - An experimental study of static and dynamic behaviour of bolted end-plate joints of steel [49]	92
2.38.3	2016 - Response phase mapping of nonlinear joint dynamics using continuous scanning LDV measurement method [50]	92
2.38.4	2017 - Nonlinear characterization of a bolted, industrial structure using a modal framework [51]	93
2.38.5	2020 - Experimental study on behavior of time-related preload relaxation for bolted joints subjected to vibration in different directions [52]	93
3	Progetto e realizzazione dei componenti per il test statico	94
3.1	Estensimetria	94
3.2	Bulloni	96
3.2.1	Configurazione iniziale	97
3.2.2	Aumento del gioco tra estensimetri e pareti del foro	98
3.2.3	Modifica del dado per valutare il centraggio del bullone	99
3.3	Applicazione degli estensimetri	100
4	Test statico	103

4.1	Test statico a trazione pura.....	106
4.1.1	Bullone M16:	109
4.1.2	Bullone M12	109
4.2	Test statico con serraggio mediante chiave dinamometrica.....	110
4.2.1	Bullone M16	114
4.2.2	Bullone M12	122
5	Progettazione del test dinamico	126
5.1	Simulazione del design iniziale della struttura bullonata.....	127
5.2	Modifica dell'impronta di contatto del dado.....	130
5.2.1	Schema A	132
5.2.2	Schema B	133
5.2.3	Schema C	134
5.2.4	Schema D	135
5.2.5	Schema E.....	136
5.2.6	Schema F.....	137
5.3	Modifica dello spessore delle piastre	138
5.3.1	Schema M	138
5.3.2	Schema N	140
5.4	Seconda modifica dell'impronta di contatto del dado.....	141
5.4.1	Schema P.....	142
5.4.2	Schema Q.....	143
5.5	Realizzazione delle piastre e del bullone	145
5.6	Modalità di serraggio ed eccitazione del provino	146
6	Conclusioni.....	147
7	Bibliografia e sitografia	149

1 Introduzione

Le vibrazioni meccaniche rappresentano l'oscillazione di un sistema attorno ad una situazione iniziale di equilibrio, a causa dell'introduzione in esso di una certa quantità di energia variabile nel tempo. Le oscillazioni, periodiche o casuali nel tempo, si originano dalla deformabilità dei corpi, la quale crea un continuo scambio interno tra energia potenziale elastica ed energia cinetica. Nelle oscillazioni periodiche la frequenza, misurata in Hertz, rappresenta il numero di oscillazioni compiute in un secondo [1 e 2].

Il sistema reagisce in due modi ai carichi esterni variabili nel tempo:

- Se il carico è di natura impulsiva e non è presente un fenomeno dissipativo le vibrazioni continuano nel tempo per una durata infinita, se il carico è di tipo armonico, la risposta sarà in fase o in controfase con l'eccitazione. Le frequenze naturali sono funzione delle proprietà elastiche (rigidezza), di massa del sistema e dalla natura e posizione dei vincoli.
- Se è presente un fenomeno dissipativo, ad ogni ciclo, esso assorbirà una parte di energia del sistema e di conseguenza le ampiezze decresceranno nel tempo nel caso di eccitazione impulsiva, altrimenti le ampiezze dell'oscillazione risultano costanti se l'eccitazione è armonica ma la risposta presenta un certo ritardo di fase dipendente dalla quantità di energia dissipata nel sistema;

La condizione peggiore di lavoro per una struttura meccanica è la condizione di risonanza, in cui l'ampiezza raggiunge il suo picco massimo. Tale situazione può comportare eccessive deformazioni e, inoltre, riduce notevolmente la vita a fatica degli organi meccanici; di conseguenza bisogna progettare il sistema in modo da lavorare possibilmente in un intervallo di frequenze lontano dalla frequenza di risonanza.

Nella Figura 1 sono rappresentate l'ampiezza (Figura 1a) e la fase (Figura 1b) dell'oscillazione, in funzione del rapporto tra pulsazione di eccitazione e pulsazione naturale, al variare dello smorzamento.

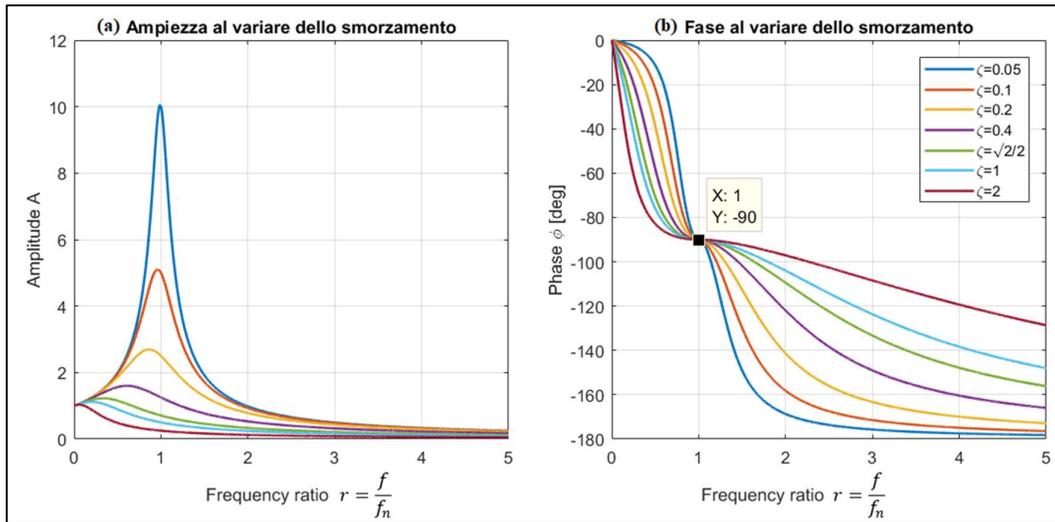


Figura 1: (a) Ampiezza e (b) fase, in funzione del frequency ratio, al variare dello smorzamento

In presenza di smorzamento, o meglio rapporto di smorzamento modale ζ , la frequenza di risonanza è identificata attraverso due metodologie:

- attraverso la derivata dell'ampiezza A che porta ad avere $f = f_r = f_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}$, di conseguenza f_r esiste solo per $\zeta < \sqrt{2}/2$ (Figura 1a);
- attraverso la fase in cui si considera risonanza la condizione in cui essa è pari a $-\pi/2$ (90°), cioè $f = f_r$ (Figura 1b).

dove con f si indica la frequenza di eccitazione, con f_n la frequenza naturale del sistema e con f_r la frequenza di risonanza.

Essendo il fattore di smorzamento solitamente pari a qualche punto percentuale ($\zeta = 0.01 \div 0.1$), le due definizioni, dal punto di vista pratico, sono pressoché coincidenti [3].

Grazie alla dinamica strutturale si possono studiare sistemi soggetti a sollecitazioni periodiche nel tempo. Solitamente si studiano sistemi complessi a n gradi di libertà, i quali, tuttavia, possono essere ricondotti a n sistemi indipendenti sdof (single degree of freedom), disaccoppiando il sistema mediante l'analisi modale [3].

Il sistema a un grado di libertà (Figura 2) è composto da tre elementi principali:

- Un elemento massa m : infinitamente rigido, rappresenta le proprietà inerziali del sistema;

- Un elemento molla k : lineare, privo di massa, incapace di dissipare energia, produce una forza di richiamo elastico proporzionale allo spostamento, rappresenta la rigidità del sistema;
- Un elemento smorzatore viscoso c : lineare, privo di massa, rappresenta lo smorzamento del sistema.

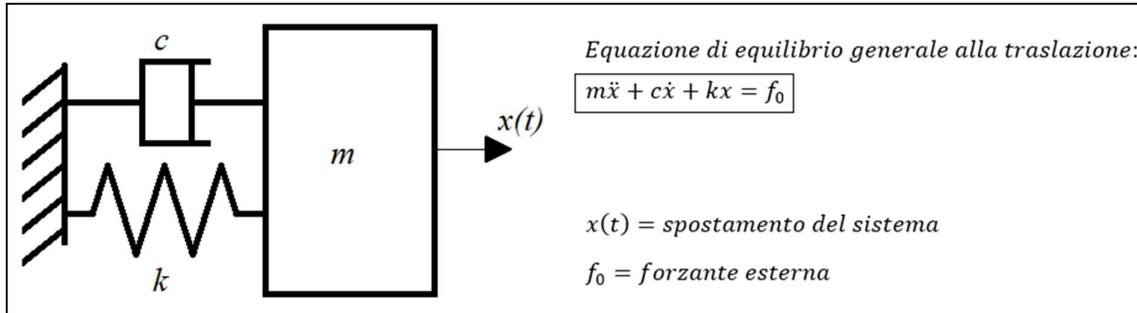


Figura 2: Sistema sdf

L'analisi modale permette di trovare la soluzione sincrona del sistema, vale a dire quella condizione in cui tutte le masse, degli n sistemi sdf, si muovono con un'unica funzione del tempo. In questo caso il sistema è considerato privo delle forzanti esterne e dello smorzamento. Lo scopo è ricavare le pulsazioni (frequenze) naturali, o proprie, della struttura. Per fare ciò bisogna trovare gli autovalori, gli zeri, del polinomio caratteristico del problema, escludendo le soluzioni banali. La sostituzione degli autovalori permette di calcolare le forme modali o autovettori. Ordinando gli autovettori per colonna si costruisce la matrice modale che, insieme alla matrice diagonale degli autovalori, caratterizza i modi propri del sistema, i quali sono funzione della geometria, materiale e dei vincoli del sistema stesso. La matrice modale consente il disaccoppiamento delle n equazioni del moto, così facendo è possibile calcolare le ampiezze e gli spostamenti dei gradi di libertà visualizzando graficamente le deformate modali o campo degli spostamenti [2] definito a meno di una costante.

In ambito sperimentale è molto utilizzata l'analisi delle funzioni di risposta in frequenza (FRF), funzioni dipendenti da una frequenza f (o da una pulsazione Ω). Tramite il rapporto tra la grandezza di output (spostamento, velocità, accelerazione) e quella di input (la forzante) si può descrivere il comportamento dinamico di un sistema, passando dal dominio nel tempo al dominio nella frequenza. Questi rapporti prendono nomi diversi a seconda dell'output che si considera:

- Recettanza: rapporto tra spostamento e forzante;
- Mobilità: rapporto tra velocità e forzante;
- Inertanza: rapporto tra accelerazione e forzante.

In fase progettuale è spesso usata la recettanza, invece nelle misurazioni l'inertanza in quanto i trasduttori più usati sono gli accelerometri [3].

In alcuni casi le vibrazioni sono un fenomeno desiderato, basti pensare al diapason, a vari strumenti musicali, ai microfoni etc. In ambito meccanico spesso rappresentano una forte criticità, poiché disperdono energia, creano effetti acustici indesiderati, diminuiscono la vita a fatica dei componenti ma, soprattutto, possono arrecare danno alla salute dell'uomo. Un tipico esempio, in ambito aeronautico, di velivolo fortemente influenzato da questo problema, a causa dei rotori, è l'elicottero; infatti, una sua grossa fase progettuale è spesa per il controllo delle vibrazioni in modo da aumentare la vita dei componenti e il confort di piloti e passeggeri.

È evidente, dunque, la necessità di avere dei dissipatori atti a smorzare queste vibrazioni. Esistono strumentazioni adibite esclusivamente a questo scopo, ma ci sono anche parti strutturali, con altre funzioni, che hanno la capacità di assorbire una parte di energia vibrazionale. Un esempio di questo fenomeno è il giunto bullonato, il quale trasforma, grazie all'attrito tra le sue parti, l'energia dovuta alle vibrazioni in energia termica.

I giunti sono elementi strutturali in grado di collegare due o più parti di un sistema. Le tipologie principali di giunti sono [2]:

- Giunto smontabile: consente un facile montaggio/smontaggio non distruttivo (collegamento bullonato o elastico);
- Giunto fisso o permanente: consente un collegamento più bloccato ma lo smontaggio implica la rottura del giunto stesso (chiodatura, rivettatura, saldatura o incollaggio);
- Accoppiamento: è un collegamento senza terze parti (ad esempio l'accoppiamento albero-mozzo in cui l'interferenza tra i due pezzi crea una forza di attrito tale da tenerli uniti);
- Organo di trasmissione: consente la trasmissione del moto attraverso una catena cinematica (catene, cinghie).

I giunti bullonati fanno parte della prima categoria. Essi sono composti da una flangia (parte meccanica adibita all'accoppiamento mediante viti o bulloni) e il bullone (elemento di giunzione formato da una vite passante e un dado) (Figura 3).

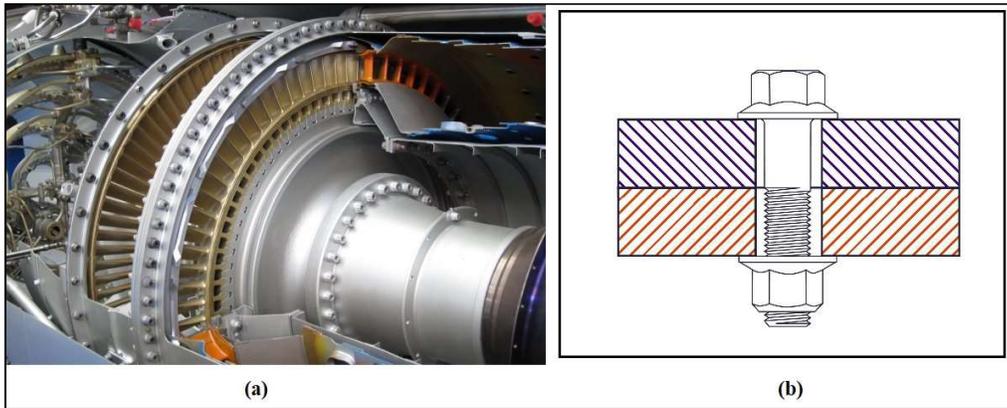


Figura 3: (a) Flange bullonate circolari di una turbina Roll-Royce e (b) sezione di un giunto bullonato

Questi tipi di collegamento sono molto usati in campo ingegneristico in quanto affidabili, semplici da montare/smontare (utili soprattutto in parti che richiedono lo smontaggio per la manutenzione) e, sfruttando il meccanismo di vite-madrevite, riescono a creare alti precarichi con uno sforzo relativamente basso al montaggio. Grazie al funzionamento del bullone si riesce a trasformare un momento torcente in una forza normale (alla superficie di contatto) in cui le parti collegate sono in compressione e il bullone è in trazione. Il giunto bullonato dipende essenzialmente da quattro fattori [4]:

- La pressione dovuta al serraggio: è concentrata principalmente in prossimità del bullone (Figura 4) dove l'area di contatto è estesa. Nelle zone più lontane dal bullone l'area di contatto e la pressione sono più basse. Può diminuire nel tempo a causa degli allentamenti causati dalle vibrazioni. È anche detto precarico;

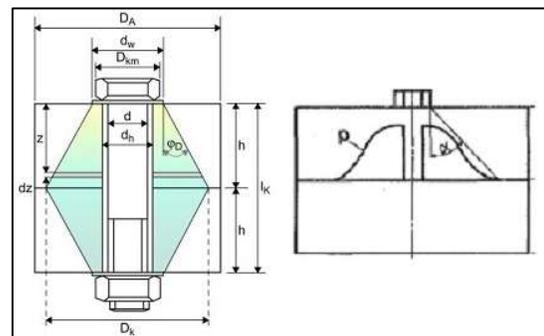


Figura 4: Cono di pressione

- Il numero di bulloni: influenza la rigidezza del giunto. Come dimostrato da [5] aumentando il numero di bulloni la rigidezza aumenta, sia in trazione sia in flessione, fino ad un certo limite dopo il quale rimane costante (Figura 5);

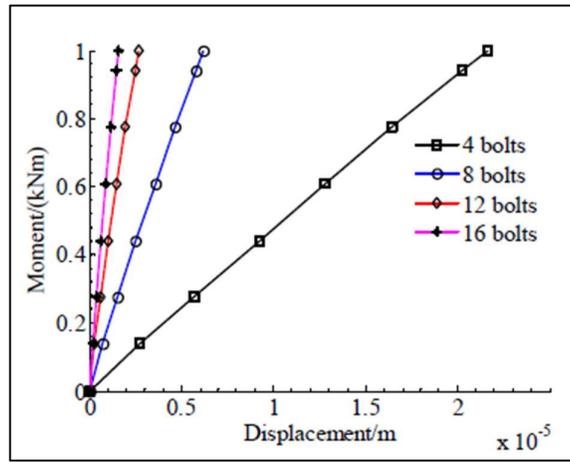


Figura 5: Influenza del numero di bulloni sulla rigidezza

- La spaziatura dei bulloni: dipende dal design della struttura ed è direttamente collegato al numero dei bulloni;
- L'attrito (dal latino *attritus*, sfregare contro): è la caratteristica più importante per quanto riguarda lo smorzamento sulle vibrazioni ma allo stesso tempo anche quella più difficile da analizzare e da modellare, in quanto è la maggiore causa di non linearità. Esso si genera a causa dei micro-slittamenti tra le parti dovuti alla labilità del collegamento e genera una forza tangenziale alle superfici di contatto. Esiste un valore critico al di sotto del quale non è presente una velocità relativa tra le parti in contatto. Quando si supera tale valore la forza tangenziale supera la forza di attrito agendo in direzione opposta alla velocità relativa. Lo strisciamento dipende perciò dalla forza tangenziale che a sua volta dipende dalla velocità relativa, dal coefficiente di attrito e da altri fattori. Attraverso l'attrito insorgono due meccanismi principali (Figura 6):
 1. Lo sticking: è una situazione di adesione in cui le parti coinvolte non hanno una velocità relativa tra loro, precede lo slittamento;
 2. Lo slipping: è una situazione di slittamento in cui le parti coinvolte hanno una velocità relativa tra loro.

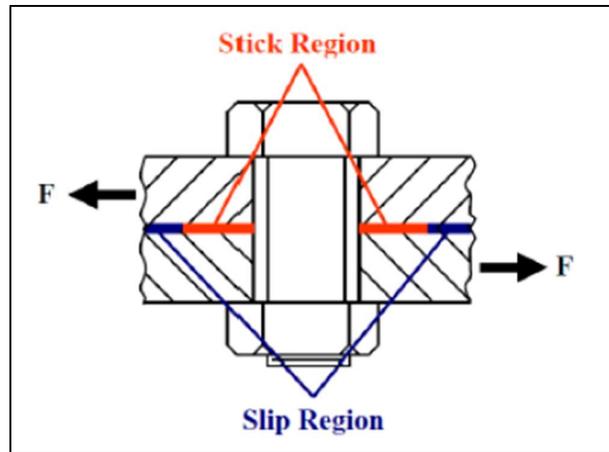


Figura 6: Regione di adesione e di slittamento in un giunto

La presenza del giunto comporta, a causa dell'attrito, l'introduzione di una componente non lineare nella struttura. Questa, come la rigidità e lo smorzamento del sistema, è funzione della tipologia e della posizione del giunto [6].

I primi studi sull'attrito risalgono a Leonardo da Vinci e, nel tempo, vari modelli di questo fenomeno sono stati studiati. Questi modelli si possono suddividere in tre categorie [2]:

- Modelli di attrito statico: sono i modelli più semplici, dove la forza di attrito è funzione della velocità relativa. Il modello più usato è quello di Coulomb (Figura 7a) dove si ha $F = F_c \cdot \text{sgn}(v) = \mu N \cdot \text{sgn}(v)$ (F_c è la forza di attrito limite, μ il coefficiente di attrito, N è la forza normale, v è la velocità relativa e $\text{sgn}(v)$ è la funzione segno della velocità relativa). Questo modello è stato poi migliorato rendendo l'attrito viscoso (Figura 7b). Esiste poi un modello in cui la forza di attrito ha un picco con $v = 0$, diminuisce con $v > 0$ diventando indipendente da v stessa (Figura 7c). L'ultimo modello statico è quello di Stribeck, in cui la forza ha un andamento parabolico con $v > 0$ (effetto Stribeck) (Figura 7d);

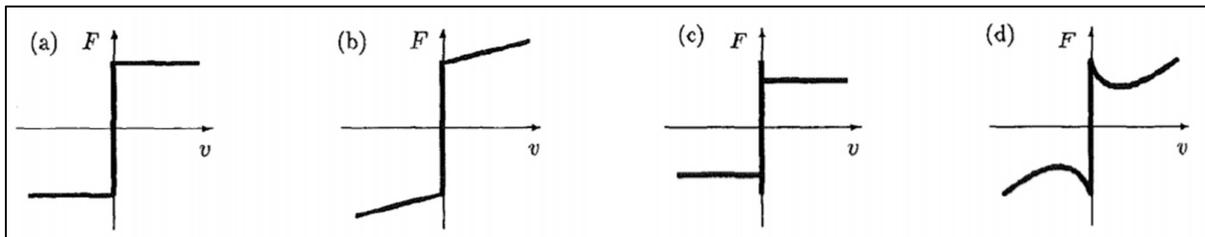


Figura 7: Modelli di attrito statico

- Modelli di attrito dinamico [7]: ci sono due modelli dinamici principali:

1. Il modello LuGre (Figura 8) presenta un contatto solido-solido. La superficie di contatto tra le parti è rappresentata da delle setole, che si comportano come delle molle, in modo da descrivere il fenomeno non lineare dovuto all'irregolarità delle superfici a livello macroscopico;

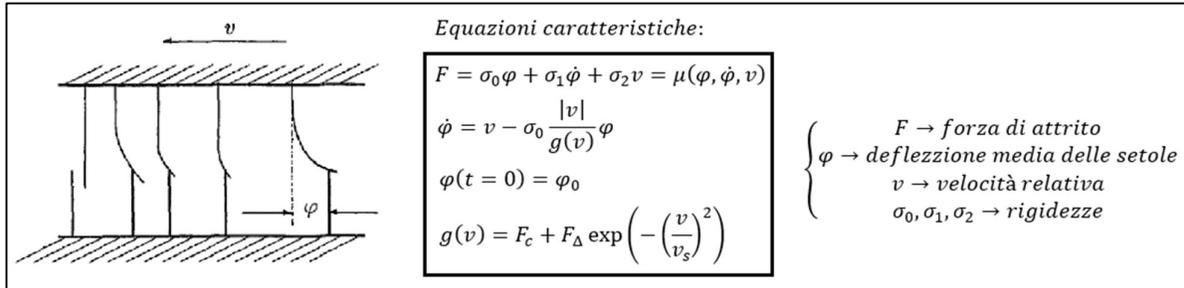


Figura 8: Modello LuGre con equazioni caratteristiche

2. Il modello Valanis simula la risposta del sistema sotto carico ciclico e la risposta transitoria. Descrive il comportamento sia a livello locale (micro-slip) sia a livello globale (macro-slip). L'equazione costitutiva (Figura 9) è un'equazione differenziale del primo ordine;

Equazione costitutiva:

$$F'(z) + \lambda F(z) = E_0 q'(z) + \lambda E_t q(z)$$

Relazione tra variabile interna $z(t)$ e tempo:

$$\dot{z}(t) = \left| \dot{q}(t) - \kappa_j \frac{F(t)}{E_0} \right|$$

$\left\{ \begin{array}{l} F \rightarrow \text{forza generalizzata} \\ E_0, E_t, \lambda \rightarrow \text{parametri del materiale} \end{array} \right.$

Figura 9: Equazione costitutiva (Modello Valanis)

- Modelli di attrito isteretici: questi modelli analizzano l'attrito secondo la teoria dell'elasticità, descrivendo l'energia dissipata e la deformazione del giunto.

Lo scopo di questo elaborato è quello di descrivere i test eseguiti su una struttura con un giunto bullonato. L'intento sarà quello di caratterizzare il tipo di giunto dal punto di vista statico e progettare il test dinamico. Si analizzeranno esperimenti simili, avvenuti in precedenza, nello "Stato dell'arte". Successivamente si affronterà la progettazione che ha permesso di creare i provini per i test statici nel capitolo "Progetto e realizzazione dei componenti per il test statico". In seguito, nel capitolo "Test statico" verranno descritti gli esperimenti statici svolti, mentre nel capitolo "Progetto del test dinamico" verrà affrontata la progettazione del test dinamico. Infine, nel capitolo "Conclusioni", si esamineranno i dati raccolti nell'intento di trovare una standardizzazione relativa ai risultati statici ottenuti e un banco di prova per il test dinamico.

2 Stato dell'arte

La progettazione dei giunti bullonati è un argomento ancora molto discusso in ambito ingegneristico, in quanto ogni design di giunto deve essere caratterizzato singolarmente, differendo anche per l'utilizzo che ha nella struttura. Si intuisce, allora, che per le aziende inserire un elemento di collegamento possa risultare un'incognita molto costosa e rischiosa, soprattutto se, su quel particolare tipo di giunto, non sono stati precedentemente effettuati test e studi. Uno strumento molto utilizzato è il metodo agli elementi finiti (F.E.M. - Finite Element Method). Grazie a questo approccio numerico si riesce a studiare il comportamento locale tra le superfici a contatto permettendo un'analisi del campo di forze e di deformazioni [2,8] con un alto livello di definizione.

I metodi numerici da soli però non bastano, in quanto non sempre, in prima analisi, riescono a descrivere i comportamenti reali di una struttura, soprattutto in problemi molto complessi con presenza di non linearità. Risultano necessari test su strutture fisiche che caratterizzino la tipologia di giunto in esame in modo da validare il metodo numerico, che potrà essere riutilizzato in futuro per altre analisi, ma soprattutto per avere un riscontro tangibile sul comportamento della struttura.

In questo capitolo, di conseguenza, si descriveranno gli esperimenti più importanti e inerenti, in modo cronologico, trovati durante la documentazione per la futura sperimentazione. Si porrà maggiore attenzione sulle procedure e sui risultati di questi esperimenti.

2.1 1997 - Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints [9]

1. Informazioni generali

- **Autori:** L. Gaul^(a), J. Lenz^(a);
(a) Institut für Mechanik, Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany;
- **Giornale di pubblicazione:** Acta Mechanica;
- **Data di pubblicazione:** 02 – 04 – 1997;

2. Esperimento

- **Scopo:** analizzare l'influenza di un giunto grazie ad una strategia sia sperimentale sia numerica;
- **Provino:** un giunto a sovrapposizione tra due masse concentrate con una molla a flessione addizionale in modo che il sistema sia un risonatore;

- **Test:** le vibrazioni longitudinali e torsionali sono eccitate e misurate alla risonanza:

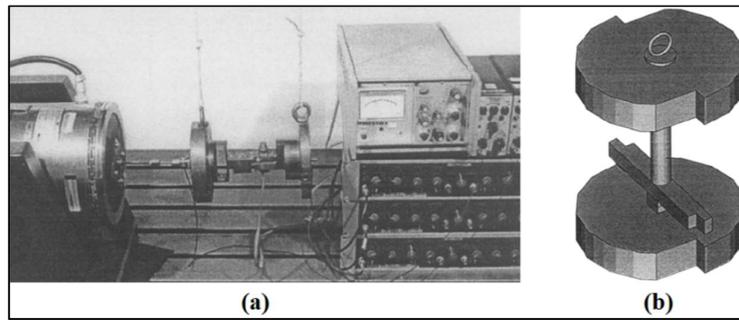


Figura 10: (a) Setup dell'esperimento con il risonatore longitudinale e il giunto a sovrapposizione isolato; (b) Risonatore torsionale

1. **Risonatore longitudinale:** le due parti del risonatore sono bullonate insieme al giunto a sovrapposizione e sospese con delle corde flessibili di nylon ad entrambi i centri di gravità. Un'asta flessibile di collegamento è posizionata tra il punto di eccitazione e il sensore di forza; lo shaker garantisce un'eccitazione libera della forza di taglio. La pressione normale del giunto è misurata attraverso un estensimetro montato sul bullone del giunto. Le accelerazioni $a_1(t)$ e $a_2(t)$, e l'impulso sono misurati da un sensore piezoelettrico. La forza tangenziale F_t è il prodotto dell'accelerazione a_2 con la massa della parte del risonatore non collegata allo shaker;
2. **Risonatore torsionale:** il risonatore è sospeso con una corda di nylon fissata sulla parte superiore nella direzione dell'asse di rotazione. La pressione normale del giunto è controllata con una molla elicoidale compressa. La strumentazione per la misurazione e il processo dei dati è lo stesso usato per il risonatore longitudinale. L'albero del risonatore torsionale ha la funzione di molla torsionale (come lo era la molla flessibile nel risonatore longitudinale).

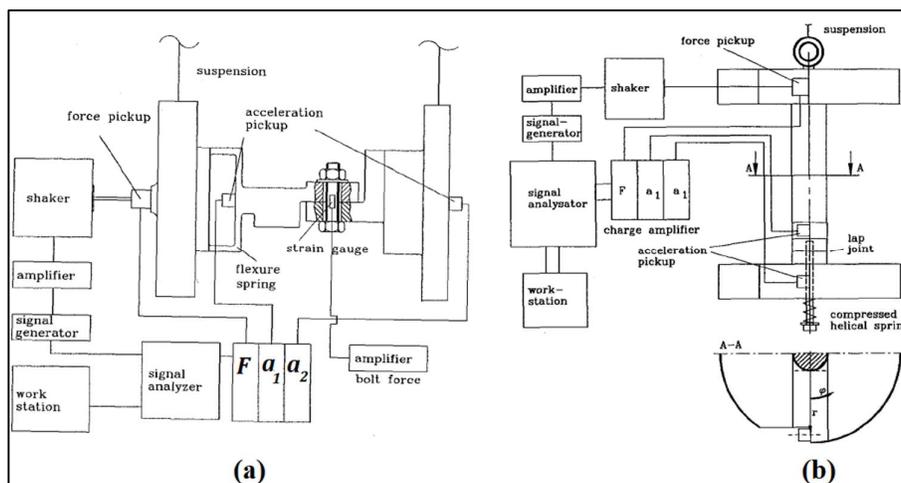


Figura 11: Strumentazione per le misure del (a) risonatore longitudinale e del (b) risonatore torsionale

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**

1. Il passaggio tra microslip e macroslip si verifica tra 85 e 169 N. Il macroslip porta ad un aumento della forza trasmessa con conseguente aumento dello spostamento. Grazie al grafico dell'energia di dissipazione in funzione dello spostamento (Figura a) si ricavano importanti conclusioni. Dove le forze di eccitazione sono grandi si nota una porzione di curva quasi retta che rappresenta un'area estesa di slip. Tra 20 e 126 N si nota un incremento di pendenza del lavoro dissipato con relativo aumento di spostamento;
2. Il macroslip è identificato con una torsione corrispondente ad una forza di eccitazione di 22 N. Le due zone di slip sono identificabili da un segmento quasi retto nella zona di macroslip e da una curva con una variazione di pendenza nel microslip. Delle misure addizionali, segnati con una Y nel grafico (Figura b), evidenziano questi due range.

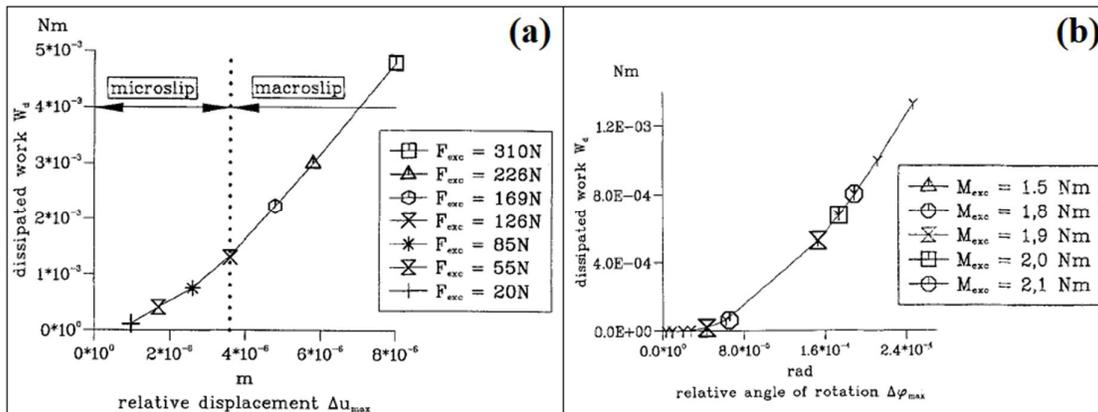


Figura 12: (a) Lavoro dissipato vs spostamento relativo nel risonatore longitudinale; (b) Lavoro dissipato vs angolo di rotazione relativo nel risonatore torsionale

2.2 2002 - Investigations on the Non-Linear Behaviour of a Cylindrical Bolted Casing Joint using High Level Base Excitation Tests [10]

1. Informazioni generali

- **Autori:** M. Boeswald^(a,b), M. Links^(a), S. Meyer^(a), M. Weiland^(a);
 - (a) University of Kassel, Department of Civil Engineering, Lightweight Structures and Structural Mechanics Laboratory, Mönchebergstraße 7, D-34109 Kassel;
 - (b) German Aerospace Center (DLR)
- **Progetto di ricerca:** 'CERES' (Cost-Effective Rotordynamics Engineering Solutions) finanziato dalla Comunità Europea associato al 'Competitive and Sustainable Growth Programme';
- **Data di pubblicazione:** Settembre 2002.

2. Esperimento

- **Scopo:** investigazione del comportamento non lineare di una flangia smerlata bullonata, che unisce due componenti di una CTS ('Cylindrical Test Structure');
- **Provino:** un giunto con una flangia circolare bullonata di un CTS (Figura). La CTS è composta da due strutture cilindriche identiche a parete sottile giuntate da una flangia smerlata bullonata. Questo tipo di flangia è considerata rappresentativa di un giunto tipico della scocca di un motore aeronautico;
- **Test:** sono stati effettuati tre test:
 1. Un test modale con eccitazione da impatto con condizioni al contorno 'free-free';
 2. L'eccitazione del primo modo di taglio con un supporto di bloccaggio ad un estremo e una 'tuning mass' all'estremo opposto;
 3. L'eccitazione del modo longitudinale con delle 'tuning masses' ad entrambi gli estremi in condizioni al contorno 'free-free'.

Uno shaker, con un picco di forza di 22.2 kN , comanda il tavolo di scorrimento, il quale è supportato da cuscinetti a scorrimento idrostatico per impedire il ribaltamento del CTS. Il test sul primo modo di taglio è condotto in modo da avere una risposta in frequenza non lineare in prossimità della rispettiva frequenza propria. Viene usata una eccitazione 'step sine' con un livello controllato di accelerazione della base in modo da concentrare l'energia di eccitazione in una singola frequenza e ottenere una risposta non lineare in frequenza ben definita. La risposta in frequenza è misurata alla 'tuning mass' a differenti livelli di accelerazione della base (Figura 13).

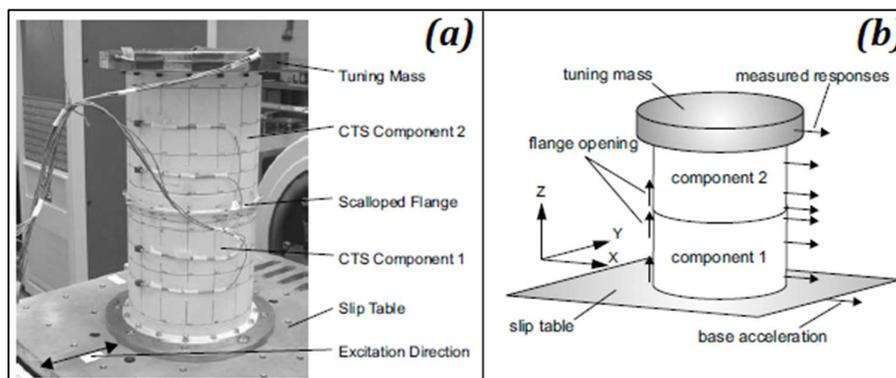


Figura 13: (a) CTS montato al tavolo di scorrimento con la 'tuning mass'; (b) Schema di misurazione;

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** analizzando il picco di risonanza (il suo cambiamento alle frequenze più basse e alla sua deformazione) si può notare una leggera caratteristica smorzante della flangia in esame.

L'altezza decrescente del picco con l'incremento dell'accelerazione della base indica una non linearità nello smorzamento. In termini percentuali, del cambiamento del picco, l'influenza della non linearità potrebbe essere considerata trascurabile ma l'analisi del segnale dell'accelerazione nel dominio nel tempo dovuto ad uno spostamento della flangia nella direzione z, misurato in prossimità della risonanza, mostra una chiara distorsione del segnale sinusoidale, perfino a bassi livelli di accelerazione (Figura 14).

Si può affermare, in conclusione, che la flangia sottile del CST ha una bassa influenza al cambiamento del picco di risonanza, anche se la non linearità può essere già osservata a bassi livelli di accelerazione.

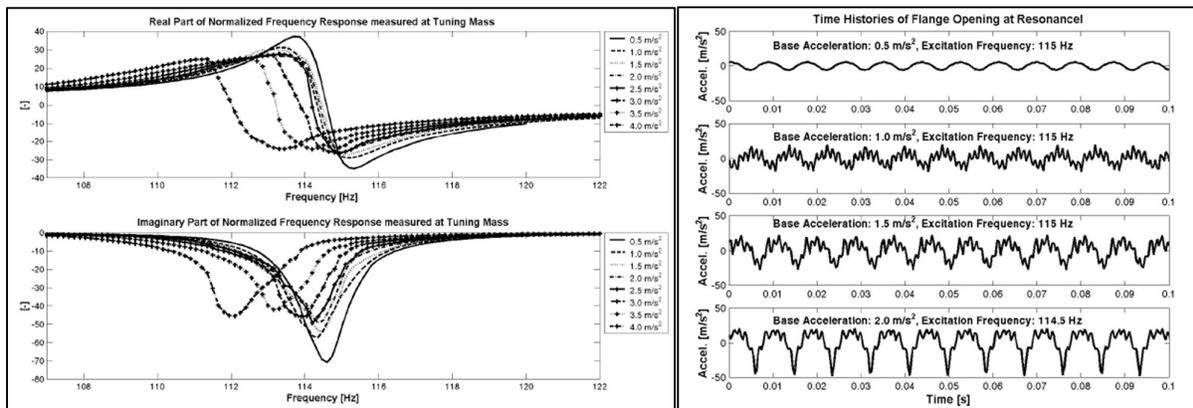


Figura 15: Misurazione FRF

Figura 14: Time histories dell'accelerazione misurate vicino alla risonanza

2.3 2004 - Analysis of a dry friction problem under small displacements: application to a bolted joint [11]

1. Informazioni generali

- **Autori:** J.F. Ferrero^(b), E. Yettou^(a), J.J. Barrau^(b), S. Rivallant^(a);
(a) ENSAE-LMS, 10 Av. E. Belin, 31055 Toulouse, France;
(b) UPS-IGM-LGMT, Bât 3PN, 118 Rte de Narbonne, 31400 Toulouse, France;
- **Giornale di pubblicazione:** Wear;
- **Data di pubblicazione:** Giugno 2004.

2. Esperimento

- **Scopo:** analizzare il problema macroscopico del contatto acciaio-acciaio attraverso l'attrito a secco, nel caso specifico di un giunto bullonato. I risultati ottenuti permettono di definire il comportamento del sistema e di modellare le variazioni dei parametri principali;

- **Provino (Figura 16):** sono presenti due parti di acciaio ($HV: 215, UTS: 710MPa, R_a: 1.6$). l'elemento inferiore è un solido, collegato al sistema di carico mediante un giunto sferico. L'elemento superiore è composto da tre lamiere di acciaio, due verticali collegate all'elemento inferiore e una orizzontale collegata al sistema di eccitazione. Queste tre lamiere sono attaccate insieme con viti e rondelle coniche per assicurarsi che le superfici di contatto siano ben allineate. L'elemento inferiore è collegato a quello superiori in due punti: nelle due interferenze per attrito e con una cella di carico che

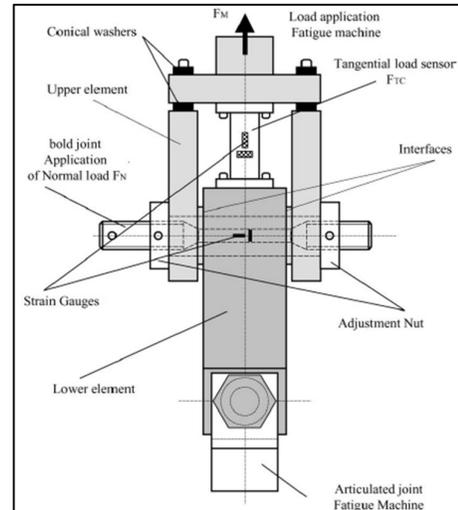


Figura 16: Provino e sistema di sperimentazione

- permette di misurare il carico tangenziale F_{TC} . Il carico normale F_N è introdotto nel sistema tramite un bullone (dado e vite) e viene misurato grazie a degli estensimetri. È possibile modificare sia la superficie sia la sua condizione;

- **Test (Figura 17):** la forza esterna F_M è applicata al sistema attraverso una macchina a fatica. La velocità di carico è bassa (circa $100 Ns^{-1}$). Il sensore di carico è un tubo in acciaio equipaggiato con estensimetri a ponte completo. Questo tipo di sensore garantisce grande rigidità, caratteristica essenziale dato che lo spostamento deve ristretto ad un certo range. Ad ogni test viene effettuata una registrazione simultanea del carico F_M

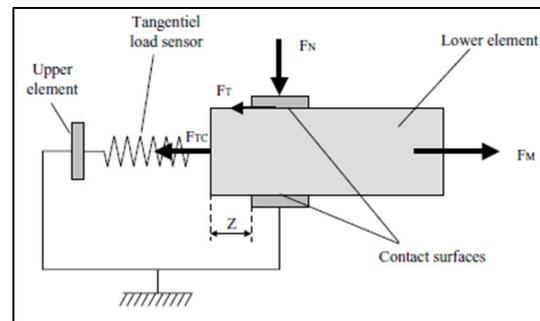


Figura 17: Modello dell'assieme per i test

(applicato al sistema), la deformazione dei sensori (a causa del carico F_N) e del carico tangenziale, F_{TC} , sulle interfacce. In aggiunta, per monitorare lo spostamento alle interfacce, è stato usato un sensore di spostamento laser. Tutti i test sono caratterizzati da una fase di precarico, di tipo sinusoidale, con un'ampiezza di $5 kN$ e una frequenza di $0.1 Hz$, della durata di 2 minuti, in modo da inizializzare il sistema. Al fine di validare il modello proposto sono stati testati diversi tipi di carico.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** il sistema è sottoposto, per diversi valori di carico normale ($2, 4$ e $6 kN$), a un carico esterno (F_M), il quale varia linearmente nel tempo incrementando da 0 a $16000 N$ tra gli istanti t_0 e t_1 per poi decrescere fino a zero nell'istante t_2 (Figura a'). Per i tre valori di carico normale si osserva un comportamento simile quando F_M incrementa (tra t_0 e t_1). All'inizio, parlando in

valore assoluto, il carico misurato nel sensore aumenta lentamente (parti AA_1, AA_2, AA_3), per poi accelerare e raggiungere il massimo quando anche F_M è massimo. Nel tratto decrescente di F_M si osservano due comportamenti. Nella prima parte il carico nel sensore decresce leggermente (segmenti B_iC_i). Successivamente il carico misurato decresce rapidamente ma non torna a zero (Figura 18a). Analizzando le curve si osserva che:

1. Durante la fase di carico (AB), l'interfaccia passa da uno stato quasi statico (AA_i) a uno stato di scivolamento (A_iB_i). Questa è una caratteristica classica e segue le teorie dell'attrito;
2. Affinché si verifichi scivolamento, maggiore è F_N maggiore deve essere F_{TC} . Un'analisi accurata (Figura b) mostra che il coefficiente di attrito non è costante come previsto nella teoria classica, ma varia durante la fase di scivolamento;
3. Non appena il carico esterno diminuisce, durante la fase di scarico, l'interfaccia si trova in uno stato quasi statico. Quando il valore del carico esterno è abbastanza debole, se il carico del sensore è sufficiente per respingere l'elemento mobile, l'interfaccia passa da uno stato quasi statico a uno stato di scivolamento. È importante notare che durante lo stato quasi statico la rigidità dell'interfaccia dipende dal carico normale applicato.

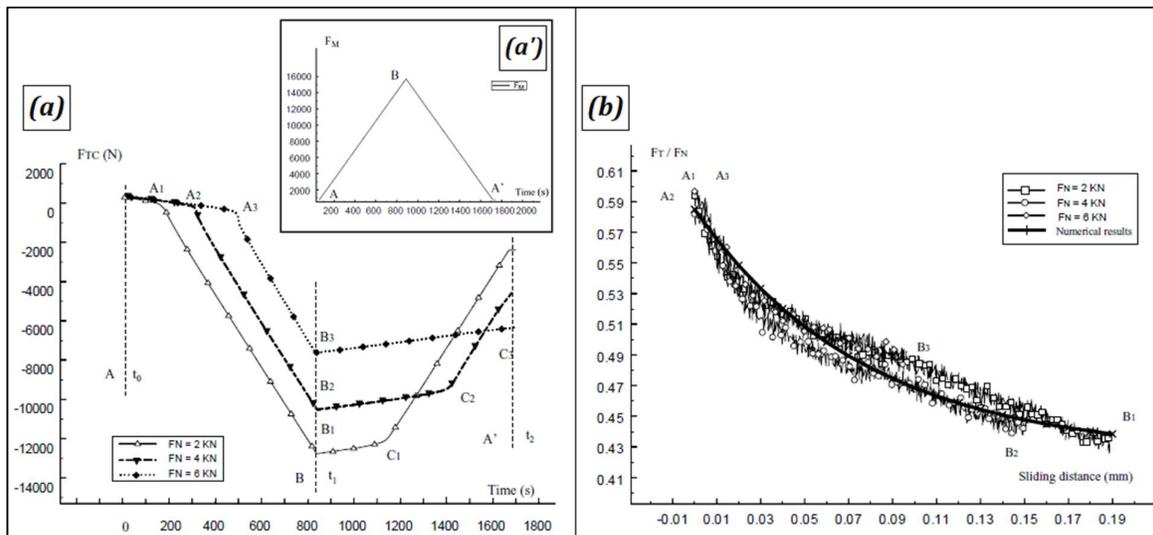


Figura 18: (a) Variazione di carico nel sensore e (a') variazione di F_M ; (b) Relazione tra coefficiente di attrito e distanza dalla condizione di scivolamento

2.4 2004 - Identification of Non-linear Joint Parameters by using Frequency Response Residuals [12]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Marc Böswald^(a), Michael Link^(a);
(a) University of Kassel, Mönchebergstr. 7, D-34109 Kassel, Germany;
- **Conferenza di pubblicazione:** ISMA 2004;
- **Data di pubblicazione:** Settembre 2004.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un metodo che cercava di estendere il metodo agli elementi finiti ad una descrizione del comportamento dinamico di strutture con giunti non lineari e proporre l'applicazione di una procedura di aggiornamento del modello, che consentiva l'adeguamento, non solo lineare ma anche non lineari, dei parametri del giunto;
- **Provino:** una parte di un motore aeronautico. I componenti dell'intera struttura erano: il casing del primo stadio del fan (FC1), il casing del secondo stadio del fan (FC2), l'alloggiamento del cuscinetto anteriore (FBH), il casing intermedio (IMC), il casing della camera di combustione (CCOC), il casing della turbina ad alta pressione (TC) e la struttura di supporto del cuscinetto posteriore (RBSS, montato all'interno del TC). Le interfacce tra i componenti del motore aeronautico sono flange con giunti bullonati;
- **Test:** è stato eseguito un test con eccitazione sinusoidale a gradino, grazie ad uno shaker e condizioni al contorno free-free, con una banda di frequenza vicina alla frequenza di risonanza relativa al primo modo globale a flessione. Sono state ottenute le FRF per diversi livelli di forza di eccitazione (1N, 10N, 20N, 30N, 40N, 50N, 60N, 70N). Le ampiezze della forza, di ciascun livello di test, sono state mantenute costanti.

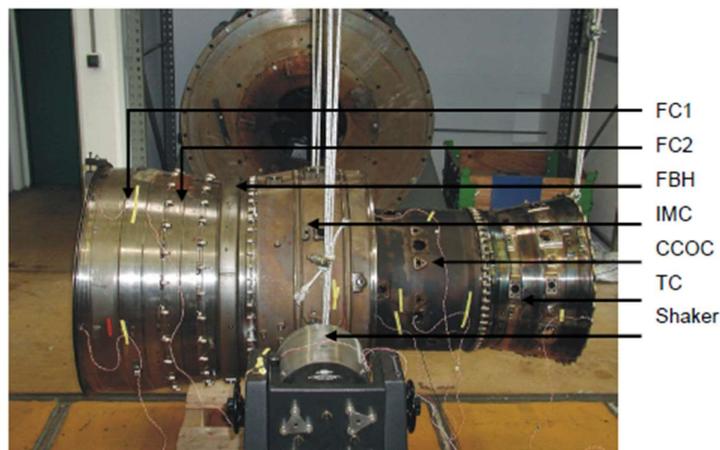


Figura 19: Struttura del motore aeronautico attaccata allo shaker ed al supporto di corde elastiche

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i modi a flessione dei modi del casing del motore aeronautico sono stati influenzati dalla non linearità giunto, mentre altri modi sono rimasti pressoché inalterate. La frequenza di risonanza è stata spostata verso frequenze più basse con l'aumentare dei livelli di forza di eccitazione mentre lo smorzamento è diminuito con l'aumentare del livello di forza di eccitazione. La visualizzazione dei modi a flessione ha rivelato che la flangia con giunto bullonato, tra i componenti del motore IMC e CCOC, era molto caricata mentre gli altri giunti erano caricati molto meno.

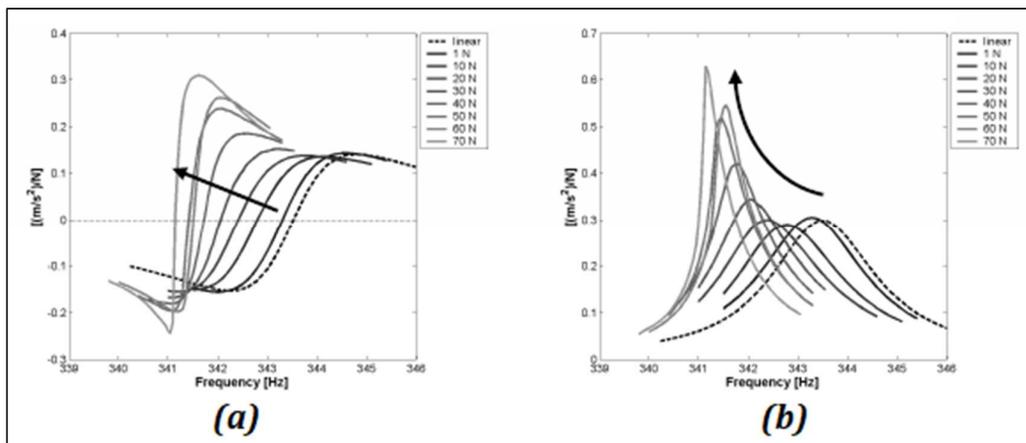


Figura 20: Parte (a) reale e (b) immaginaria delle FRF dell'accelerazione, nel punto di guida, per diversi livelli di forza di eccitazione

2.5 2004 - Experimental study of non-linear effects in a typical shear lap joint configuration [13]

1. Informazioni generali

- **Autori:** C.J. Hartwigsen^(a), Y. Song^(b), D.M. McFarland^(b), L.A. Bergman^(b), A.F. Vakakis^(c,d);
 - (a) Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM 87185, USA;
 - (b) Department of Aeronautical and Astronautical Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 306 Talbot Laboratory, MC-236, Urbana, IL 61801-2935, USA;
 - (c) Division of Mechanics, National Technical University of Athens, P.O. Box 64042, GR-157 10 Zografos, Greece;
 - (d) Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL 61801, USA.
- **Sostenitori del progetto:** il dipartimento di energia attraverso il 'Sandia National Laboratories' e l'ufficio di ricerca navale;
- **Data e giornale di pubblicazione:** Ottobre 2004 sul 'Journal of sound and vibration'.

2. Esperimento

- **Scopo:** studio sperimentale degli effetti di un giunto a sovrapposizione a taglio sulla risposta dinamica di una struttura;

- **Provino:** sono state testate due tipi di strutture, ognuna delle quali aventi due configurazioni:

1. Un'asta semplice ($20.25\text{ in} \times 1\text{ in} \times 0.25\text{ in}$) in acciaio a basso carbonio con (asta giuntata) e senza (asta monolitica) un giunto a sovrapposizione a taglio nel

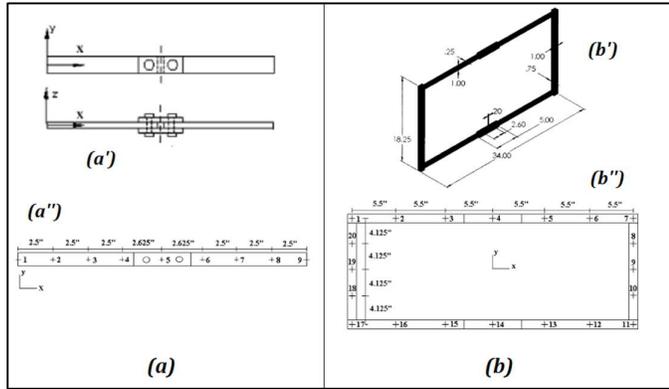


Figura 21: a) Struttura 1 con (a') la configurazione e (a'') la posizione dei sensori; (b) Struttura 2 con (b') la configurazione e (b'') la posizione dei sensori

2. Una cornice rettangolare con una massa, su una delle aste longitudinali, composta da due lamine saldate sulla lunghezza della cornice. Sull'altra asta longitudinale è presente un taglio dove, per una configurazione, c'è un giunto uguale a quello della struttura 1 (cornice giuntata) e due piastre saldate, lungo il taglio, per l'altra configurazione (struttura monolitica che simula una struttura omogenea) (Figura 21b);

- **Test:**

1. Un'analisi modale viene eseguita come primo test attraverso impatto con il martello ('hammer test') e sono valutate nove posizioni di sensori per ogni asta. Le aste sono appese al soffitto con corde di nylon lunghe 6 ft agli estremi in modo da simulare condizioni al contorno free-free. I test con martello sono eseguiti come 'roving-input test', di conseguenza che l'accelerometro rimane fisso, per ogni test, sul sensore in posizione quattro mentre l'eccitazione da martello è applicata in successione a tutte e nove le posizioni. Successivamente l'accelerometro viene posizionato nella posizione di rilevamento quattro o al centro del sistema, per misurare, rispettivamente, i modi pari o dispari. Viene usato nuovamente l'hammer test questa volta, però, con tre livelli di forza crescenti. In ultimo viene svolto uno studio sull'energia dissipata per ciclo durante lo stato di vibrazione statica attraverso una forza di input armonica generata da uno shaker collegato alla struttura con uno stinger; la forza è applicata normalmente all'asta nel riferimento cinque dei sensori (nel mezzo), con l'accelerometro posizionato nello stesso riferimento e la frequenza della forza in ingresso di intensità intorno al primo modo;
2. Al fine di identificare le frequenze naturali e l'indice dello smorzamento modale di entrambe le configurazioni sono stati eseguiti diversi test con martello in condizioni al contorno free-free (appendendo la struttura con due corde di nylon lunghe 6 ft). Per ogni cornice sono stati acquisiti i dati in 20 differenti posizioni. La forza in ingresso e le accelerazioni in uscita sono sempre applicate e misurate in direzione z, perpendicolare alla cornice. L'impulso con il

martello è applicato a tre diverse posizioni sulla struttura, contrassegnate come 2, 3 e 4. Le tecniche descritte per la struttura 1 sono replicate per studiare l'effetto non lineare dello smorzamento sulla dinamica del sistema a causa del giunto.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i vari test eseguiti sulle due strutture mostrano diversi effetti sulla dinamica riconducibili al tipo di giunto in esame:
 - L'abbassamento delle frequenze naturali a causa della diminuzione di rigidità;
 - L'irrigidimento non lineare dell'effetto smorzante,
 - Una lieve distorsione delle forme modali, che possono variare drasticamente le misure FRF attraverso lo spostamento dei nodi;
 - L'energia si dissipa rispetto alla forza di input con una legge in potenza, la struttura 1 con configurazione monolitica possiede un esponente poco più alto di 2 mentre la configurazione con il giunto (sempre della struttura 1) vicino a 3.

2.6 2006 - Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load [14]

1. Informazioni generali

- **Autori:** H. Ouyang^(a), M.J. Oldfield^(a), J.E. Mottershead^(a);
(a) Department of Engineering, University of Liverpool, Liverpool L69 3GH, UK;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Mechanical Sciences;
- **Data di pubblicazione:** Dicembre 2006.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare l'esperimento di una struttura con un giunto singolo e il modello analitico per rappresentare i risultati. Questi esperimenti illustrano i fenomeni di microslip e di macroslip ricavati localmente sull'interfaccia del giunto nel dominio del tempo;

- **Provino (Figura 22):** un giunto a sovrapposizione che collega una trave a sbalzo e un'asta libera; insieme formano la struttura del test;
- **Test:** la forza di eccitazione, applicata al punto B, produrrà un momento torcente nello stesso piano dell'interfaccia del giunto, ma non una coppia indesiderata che torcerà le travi attorno ai loro assi longitudinali.

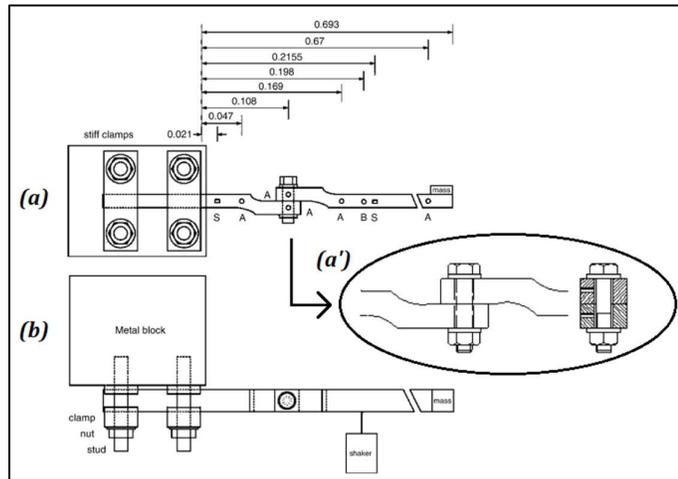


Figura 22: (a) Vista frontale della struttura; (a') Giunto a sovrapposizione; (b) Vista dall'alto della struttura

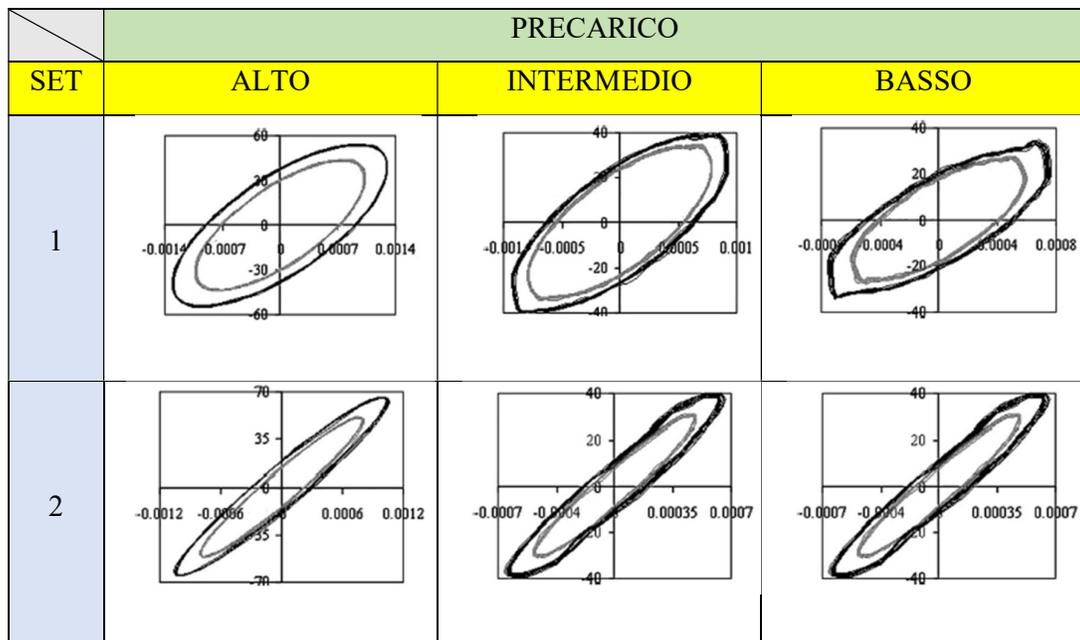
Nel vertice libero della struttura si può

attaccare o rimuovere una massa che permette di variare, in due modi, la prima frequenza naturale. L'eccitazione è generata da un singolo shaker (Ling Dynamic Systems V406 Shaker). Quest'ultimo è collegato alla struttura con uno stinger il quale è avvitato sia allo shaker sia al componente libero della trave. Il moto del giunto (e il suo intorno) è misurato attraverso degli accelerometri (punti A in Figura 22a), mentre il momento flettente è calcolato grazie agli estensimetri (punti S in Figura 22a) collocati su entrambi i lati del bullone. I dati nel dominio nel tempo hanno permesso di valutare l'angolo di rotazione relativo della parte superiore (componente libero) rispetto a quella inferiore (componente bloccato). Al bullone M10, che tiene unito il giunto, sono stati applicati quattro livelli di precarico. Entrambe le superfici dell'interfaccia del giunto sono state fresate in modo da ottenere una rugosità superficiale adeguata, che consentisse una ragionevole quantità di contatto rispetto ad una superficie lavorata più grossolanamente. Sono stati testati due set sperimentali.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** l'ampiezza di eccitazione T e il precarico p del bullone sono parametri significativi. Ad alti p , il giunto bullonato si comporta come un giunto rigido e il suo smorzamento è sostanzialmente viscoso in quanto i cicli di isteresi assomigliano ad un'ellisse. Man mano che T/p aumenta, il microslip aumenta e l'attrito nel giunto diventa più significativo. Questa caratteristica si può notare dal fatto che i cicli di isteresi si allontanano da un'ellisse, soprattutto negli angoli, in basso a sinistra e in alto a destra, vicino ai punti di inversione della velocità. Quando il precarico del bullone diventa abbastanza piccolo, si può verificare macroslip (i cicli di isteresi non sono più regolari). Tuttavia, anche in questo caso, T/p bassi creano anelli più simili ad ellissi rispetto a T/p alti. Quando il ciclo di isteresi si discosta leggermente da un'ellisse, nel

corrispondente spettro di frequenza emerge la terza superarmonica. Per cicli di isteresi che sono più lontani da un'ellisse, lo spettro di frequenza corrispondente mostra un contributo crescente della terza superarmonica e persino l'emergere della quinta superarmonica. La presenza di superarmoniche è un sintomo di non linearità e può essere spiegata dalla crescente importanza dell'attrito nei giunti causato da un precarico più basso. Il fatto che le superarmoniche siano dispari, negli spettri delle frequenze, suggerisce che il giunto bullonato potrebbe essere modellato da un termine di rigidità cubica. Il ciclo di isteresi esterno è prodotto da un'ampiezza di eccitazione elevata, mentre il ciclo di isteresi interno da una bassa ampiezza di eccitazione. Quando il precarico è elevato entrambi i set di risultati sono molto simili. Se il precarico è intermedio o basso, ci sono differenze tra le due serie di risultati.



2.7 2007 - Identification of nonlinear bolted lap-joint parameters by force-state mapping [15]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Hassan Jalali^(a), Hamid Ahmadian^(a), John E. Mottershead^(b);
 - (a) Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Teheran, Iran;
 - (b) Department of Engineering, University of Liverpool, Brownlow Hill, Liverpool L69 3GH, UK;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Solids and Structures;
- **Data di pubblicazione:** Giugno 2007.

2. Esperimento

- **Scopo:** identificare i parametri di un modello di giunto non lineare mediante mappatura “force-state” attraverso la misurazione dell’accelerazione nel dominio del tempo, in risposta all’eccitazione, a singola frequenza, vicino alla prima frequenza naturale;
- **Provino:** due travi di acciaio identiche collegate da un giunto bullonato. $L = 0,42 \text{ cm}$ (lunghezza totale), $b = 2,54 \text{ cm}$ (larghezza) e $h = 0,636 \text{ cm}$ (spessore);

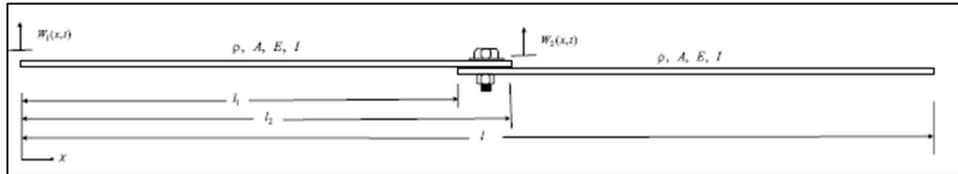


Figura 23: Rappresentazione schematica del provino

- **Test:** la struttura è stata eccitata, con condizioni al contorno “fixed-free”, da una forza esterna concentrata applicata da uno shaker elettromagnetico attraverso uno stinger in posizione $x = 5 \text{ cm}$. Il punto di eccitazione è stato scelto per essere vicino all'estremità fissa al fine di ridurre al minimo eventuali non linearità indesiderate che si presentano nel campo magnetico dello shaker, qualora l'armatura avesse subito grandi spostamenti quando la trave era in risonanza, causando così un segnale di forza distorto. Sono stati usati due accelerometri nelle posizioni $x = 30 \text{ cm}$ e $x = 42 \text{ cm}$ per misurare la risposta. Una cella di forza, posta sotto la testa del bullone, ha permesso di misurare il precarico del bullone e di eseguire l'esperimento per diversi precarichi noti. Gli esperimenti sono stati completati per due precarichi dei bulloni: 120 N e 540 N . Ad ogni precarico sono stati utilizzati tre diversi livelli di eccitazione, $F = 1.5 \text{ N}$, $F = 3 \text{ N}$ e $F = 6 \text{ N}$. Innanzitutto, la struttura è stata eccitata utilizzando un segnale a bassa intensità e sono state misurate le FRF. Nella seconda fase dell'esperimento, la struttura è stata eccitata usando una forza armonica, la frequenza di eccitazione è stata scelta per variare in una banda di frequenza vicino alla prima frequenza naturale. L'ampiezza dell'eccitazione è stata mantenuta a un livello costante per tutte le frequenze di eccitazione.

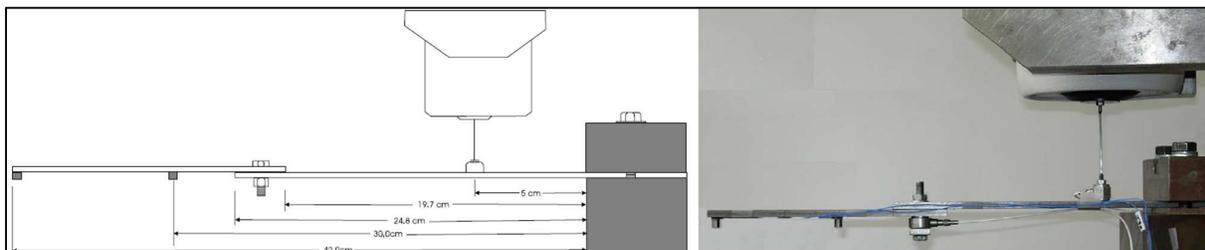


Figura 24: (a) Rappresentazione schematica, con dimensioni, e (b) reale del banco di prova

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** un modello non lineare a un grado di libertà, nella prima coordinata modale, è stato usato come equazione di governo dell'interfaccia del giunto bullonata. I parametri identificati del modello di giunto hanno confermato la presenza di una fonte cubica di attenuazione e di un coefficiente di smorzamento dipendente dall'ampiezza della vibrazione. Sono stati determinati coefficienti dell'ampiezza di spostamento, fino ad un esponente quadratico. I diagrammi di isteresi, ricostruiti in base ai parametri identificati, sono stati ricavati per mostrare un buon accordo con le curve di isteresi misurate. Tuttavia, i cicli di isteresi hanno fornito una convalida della dipendenza dall'ampiezza di spostamento della rigidità cubica trovata e dei termini di smorzamento viscoso.

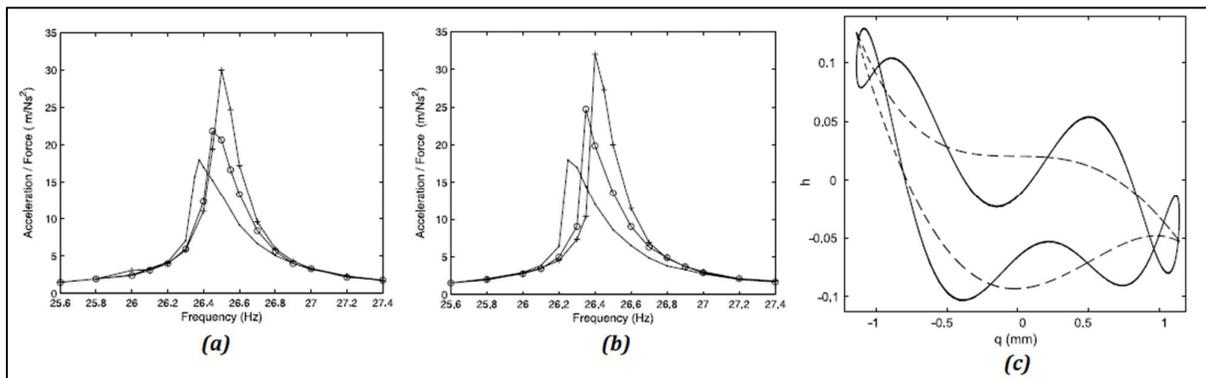


Figura 25: FRF non lineari a diversi precarichi (120 N (a) e 540 N (b)) e livelli di eccitazione: $F = 1.5\text{ N}$ (+), $F = 3\text{ N}$ (o) e $F = 6\text{ N}$ (•); (c) Cicli di isteresi sperimentali, filtrati (linea tratteggiata) e non filtrati (linea continua): precarico = 120 N

2.8 2007 - Generic element formulation for modelling bolted lap joints [16]

1. Informazioni generali

- Autori:** Hamid Ahmadian^(a), Hassan Jalali^(a);
 (a) School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran, Iran;
- Giornale di pubblicazione:** Mechanical Systems and Signal Processing;
- Data di pubblicazione:** Luglio 2007;

2. Esperimento

- Scopo:** modellare un giunto bullonato a sovrapposizione attraverso la formulazione di un generico elemento non lineare. La procedura è stata

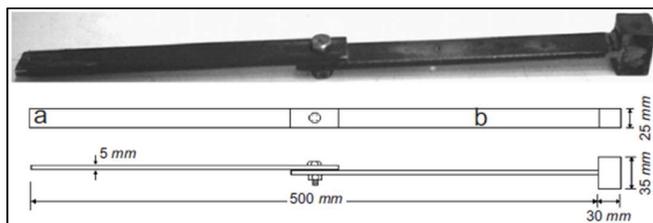


Figura 26: Provino

dimostrata attraverso lo studio di una struttura reale;

- **Provino (Figura 26):** due travi di acciaio, di egual lunghezza, collegate attraverso un giunto bullonato singolo a sovrapposizione. Una massa è posta a una delle estremità libere in modo da eliminare la simmetria d'asse della struttura;
- **Test:** la struttura è eccitata attraverso un mini-shaker (B&B 4810), nel punto A. La forza applicata è stimata attraverso un trasduttore di forza (B&B 8100), mentre la risposta è misurata, nel punto B, con un accelerometro (DJB A/120/V). La struttura viene sospesa alle estremità in modo da simulare condizioni al contorno free-free. Il precarico del bullone rimane costante per tutta la durata dell'esperimento. I test sono eseguiti in due step:
 1. La struttura viene eccitata da una forza, pseudo-random, a bassa ampiezza in modo da registrare il suo comportamento lineare;
 2. La struttura viene eccitata usando una forza sinusoidale, più intensa, ad una data frequenza, in prossimità della risonanza, in modo da registrare il comportamento non lineare.

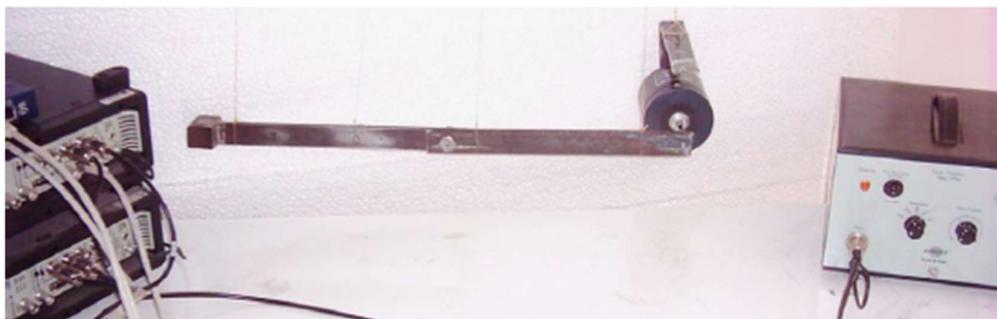


Figura 27: Set-up del test

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i parametri del generico elemento sono stati identificati in modo da minimizzare le differenze tra la risposta ottenuta durante l'esperimento e il modello analitico. il generico elemento è in grado di modellare un giunto bullonato a sovrapposizione in quanto si è raggiunto un buon compromesso tra il modello predittivo e il comportamento osservato nel sistema.

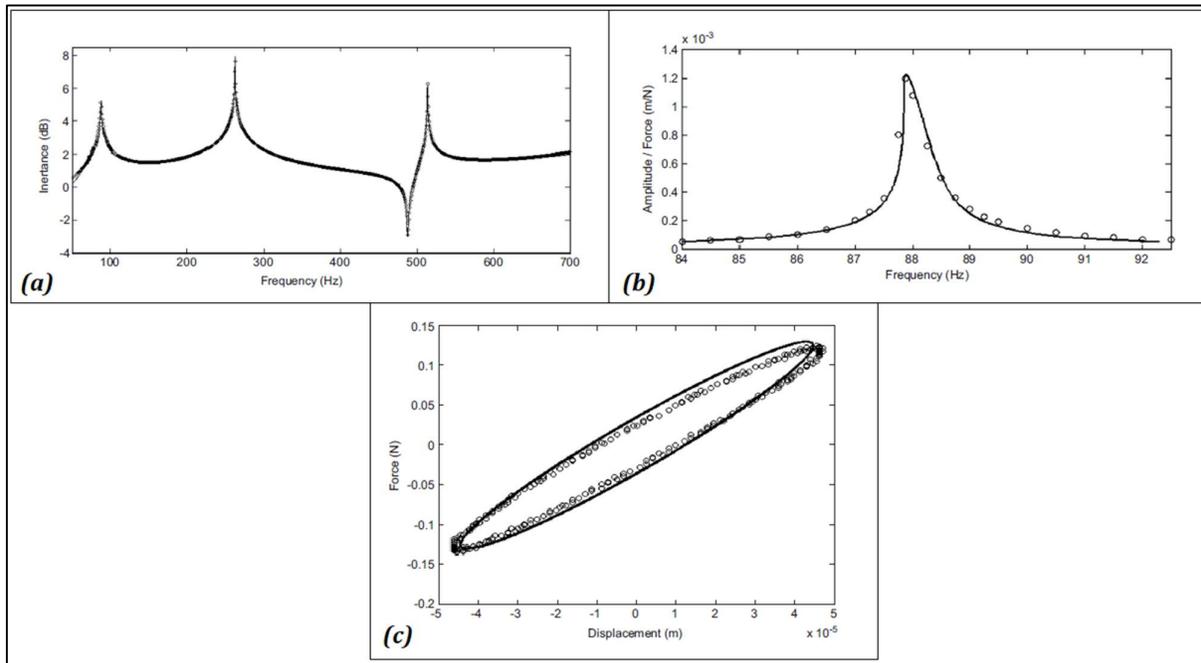


Figura 28: (a) Primo step, FRF della struttura, esperimento (linea continua) e modello (punti); (b) Secondo step, FRF intorno alla prima risonanza, modello predittivo (linea continua) e risultati misurati (cerchi); (c) Ciclo di isteresi alla prima frequenza di risonanza (85.75 Hz), modello predittivo (linea continua) e test (cerchi)

2.9 2008 - Identification of the dynamic properties of joints using frequency response functions [17]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Damjan Čelič^(a), Miha Boltežar^(a);
(a) Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana, Aškerčeva 6, SI-1000 Ljubljana, Slovenia;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Sound and Vibration;
- **Data di pubblicazione:** Marzo 2008.

2. Esperimento

- **Scopo:** stabilire un modello teorico di un giunto a partire dai dati delle sottostrutture e assieme delle FRF (Frequency Response Function);

- **Provino (Figura 29a):** due aste parallele di acciaio con la stessa sezione rettangolare, $29 \times 10 \text{ mm}$, e lunghe 500 mm , collegate attraverso un giunto elastico (Figura 29b) costituito da un bullone e rondelle di gomma e acciaio;

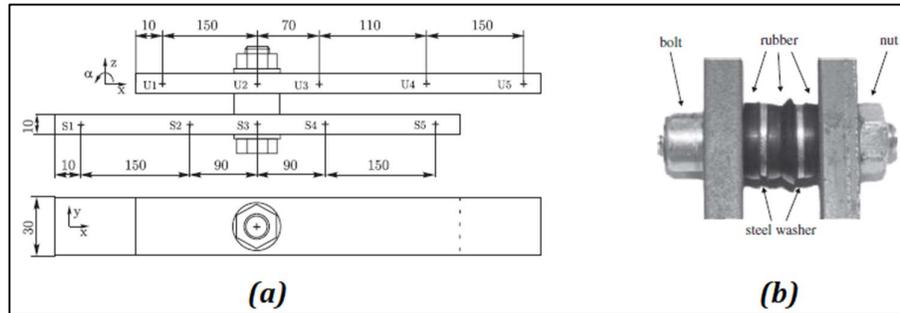


Figura 29: (a) Provino e (b) giunto

- **Test:** le sottostrutture e l'assieme delle FRF sono misurate attraverso uno shaker elettrodinamico. Le misurazioni sono registrate in 5 punti in ogni asta (10 nella struttura completa). L'inertanza è moltiplicata per $-1/\omega^2$ in modo tale da essere convertita in ricettanza. La struttura viene sospesa in maniera da vibrare in una sola direzione traslazionale e una rotazionale.

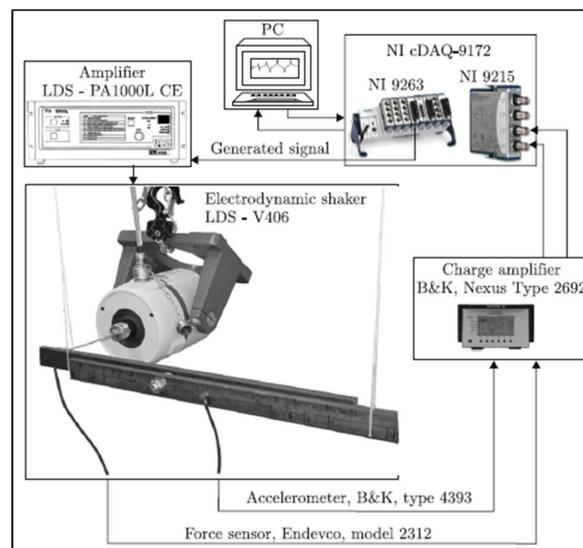


Figura 30: Test set up

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** attraverso i test numerici si evince che la principale causa dell'inesattezza dei risultati sono gli errori numerici dovuti alle singolarità del sistema. I problemi delle singolarità possono essere ridotti, ma non completamente rimossi, attraverso un'appropriata ponderazione delle equazioni. Un'altra alternativa è l'eliminazione delle equazioni linearmente dipendenti dall'intero sistema. Questo procedimento, tuttavia, deve essere condotto con cautela in modo da non perdere informazioni importanti del sistema.

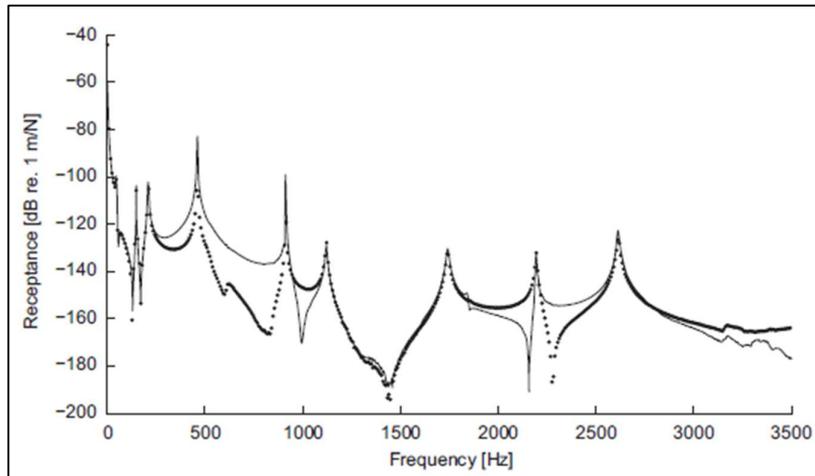


Figura 31: Paragone delle FRF, misurata (•) e stimata (-)

2.10 2010 - Experimental and numerical analysis of structures with bolted joints subjected to impact load [18]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Kumarswamy K. Nakalswamy^(a);
(a) University of Nevada, Las Vegas;
- **Pubblicazione:** University Libraries, UNLV;
- **Data di pubblicazione:** Maggio 2010.

2. Esperimento

- **Scopo:** analizzare il comportamento transitorio delle strutture con giunti bullonati soggetti ad impatto o forze impulsive usando metodi sperimentali e FEA (analisi agli elementi finiti). Le semplici configurazioni testate rappresentavano strutture che si possono trovare in molti veicoli militari terrestri e che possono essere soggette a urti transitori e carichi esplosivi;
- **Provino:** sono stati testate tre tipologie di provino:
 1. Una semplice trave a sbalzo con un giunto bullonato a sovrapposizione;
 2. Una struttura composta da una piastra piana bullonata ad una sezione a cappello;
 3. Una struttura composta da due sezioni a cappello bullonate insieme;
- **Test:** le strutture sono state sottoposte ad un carico a basso impatto (non distruttivo) usando un hammer test e ad un carico ad alto impatto (distruttivo) usando una pistola ad aria. Le loro risposte

sono state misurate usando degli accelerometri. Il solutore LS-DYNA FE è stato utilizzato per simulare la propagazione dell'urto nei provini. Per tutte le strutture bullonate, l'analisi modale è stata eseguita sia sperimentalmente che numericamente.

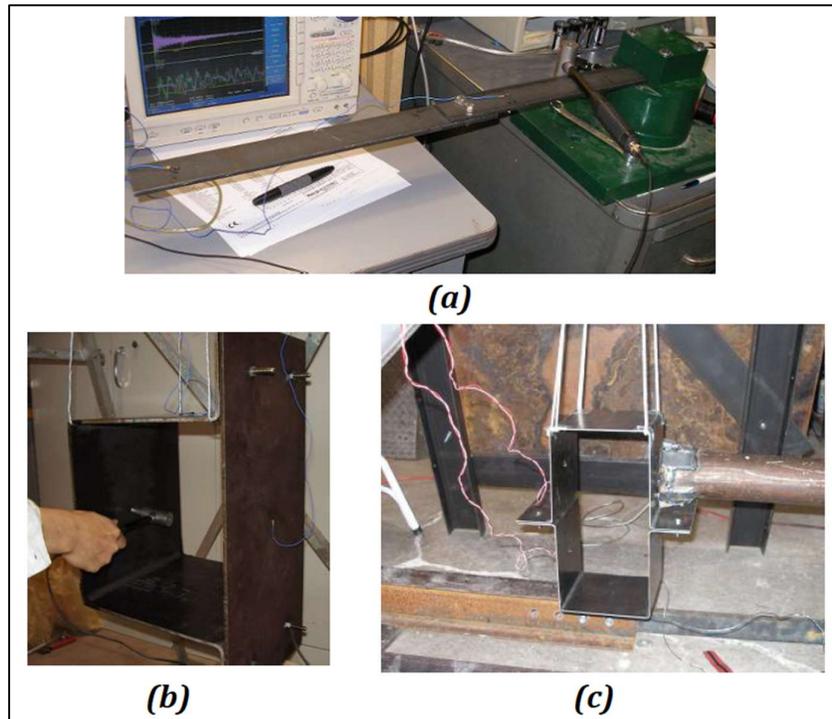


Figura 32: (a) Test set-up del provino 1 per l'hammer test, test set-up del provino 2 per l'hammer test e (c) test set-up per il provino 3 per il test ad alto impatto

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** il precarico del bullone effettuato sulla struttura a sbalzo ha confermato che l'aumento del precarico del bullone ha aumentato la frequenza naturale della struttura ad un modo superiore. In tutti i casi, il dettagliato modello FE ad elementi solidi 3D, che è stato confrontato con i risultati sperimentali, ha mostrato un buon accordo con i risultati sperimentali e può essere implementato nel modello FE di un veicolo completo per analisi di crash o esplosivi.

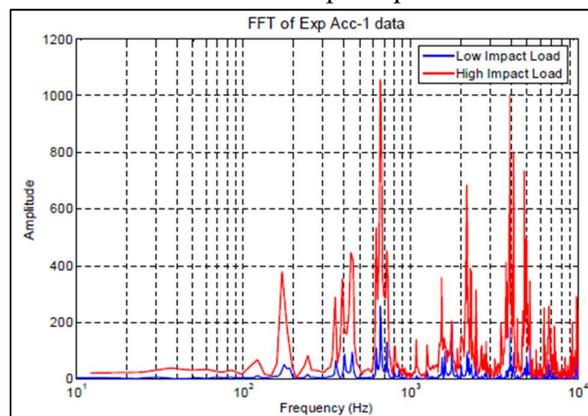


Figura 33: FFT della risposta, del provino 2, ad un carico, basso e medio, da impatto

2.11 2011 - Identification of micro-vibro-impacts at boundary condition of a nonlinear beam [19]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Hassan Jalali^(a), Hamid Ahmadian^(b), Fatemeh Pourahmadian^(b);
 (a) Iran University of Science and Technology, Arak Branch, Arak, Iran;
 (b) Center of Excellence in Solid Mechanics and Dynamics, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran;
- **Giornale di pubblicazione:** Mechanical System and Signal Processing;
- **Data di pubblicazione:** Aprile 2011.

2. Esperimento

- **Scopo:** identificazione di micro-vibrazioni da impatto (“micro-vibro-impact”) e slittamento dovuto all’attrito nelle condizioni al contorno di un’asta non lineare;
- **Provino:** una trave lunga 600 mm , larga 400 mm e spessa 5 mm ;
- **Test:** la trave è stata bloccata ad una estremità mentre l’altra estremità è soggetta ad una condizione al contorno di contatto. Questa condizione al contorno è stata generata con un perno saldato all’estremità della trave. Il perno, di 5 mm di raggio, era in grado di scivolare/ colpire un blocco di acciaio sospeso. Inoltre, sono stati usati dei blocchi sospesi, di 10 kg , in modo da applicare una forza normale costante all’interfaccia di contatto. In seguito, sono stati eseguiti due tipi di test:

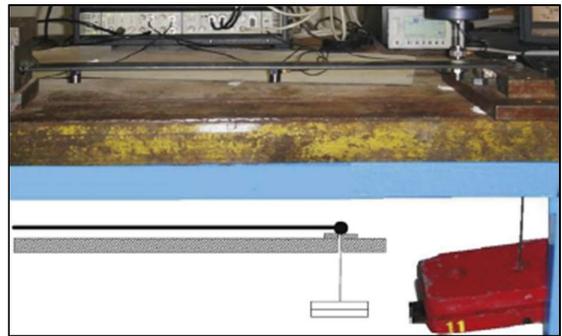


Figura 34: Test set-up

1. La struttura è stata eccitata usando un mini-shaker (B&K4200) collegato con uno stinger ad una distanza di 550 mm , misurata dall’estremità serrata. Un trasduttore di forza (B&K8200) è stato usato tra lo stinger e la struttura per misurare la forza di eccitazione $F(t)$. La risposta del sistema è calcolata con tre accelerometri situati nei punti $x_1 = 550$, $x_2 = 300$ e $x_3 = 100\text{ mm}$ (tutti misurati dall’estremità serrata). Inizialmente è stata usata una forza casuale poco intensa, assicurando che l’interfaccia di contatto fosse in regime di aderenza e che fossero misurate le FRF lineari;
2. La struttura è stata eccitata usando una forza armonica e le frequenze di eccitazione sono state scelte per essere vicine alla prima frequenza naturale. La forza di eccitazione e i segnali di risposta sono stati misurati in modo da costruire gli FRF non lineari.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**

1. (Figura 35a) Tipica FRF lineare. La funzione di risposta in frequenza ha una simmetria attorno ai punti di risonanza e nessun salto è evidente, questo indica che l'interfaccia di contatto era in regime di adesione e, quindi, che il comportamento della struttura era lineare;
2. (Figura 35b) Sono evidenti due caratteristiche non lineari dell'interfaccia di contatto: lo spostamento dei punti di risonanza su frequenze più basse e la diminuzione iniziale e quindi l'aumento dell'ampiezza di picco dei FRF quando viene aumentato il livello di ampiezza della risposta. Il primo indica l'effetto di attenuazione e il secondo mostra l'effetto di smorzamento dipendente dallo spostamento dell'interfaccia di contatto.

Il meccanismo di micro-vibrazione da impatto influenza i meccanismi di slittamento, dovuti all'attrito, quando essi si generano simultaneamente sull'interfaccia di contatto (sia il modello Valanis sia il modello LuGre sono in grado di rappresentare la forza di attrito nell'interfaccia di contatto).

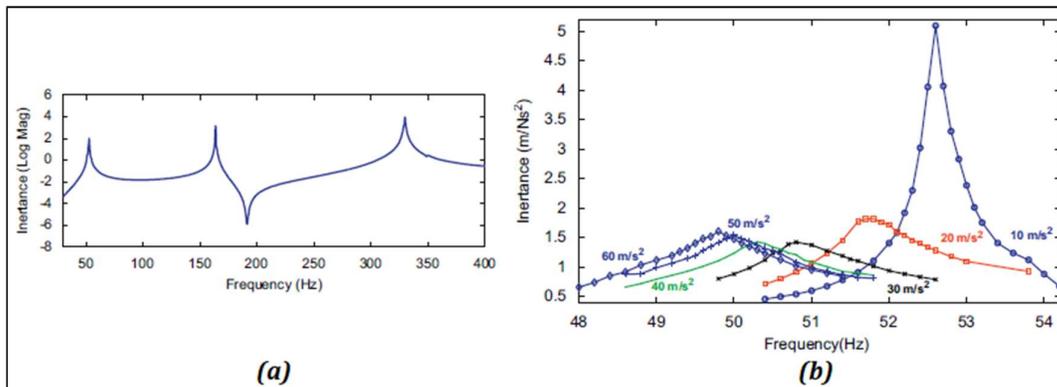


Figura 35: (a) FRF lineare; (b) FRF non lineare misurata a differenti livelli di ampiezza, 10 m/s² (○), 20 m/s² (□), 30 m/s² (×), 40 m/s² (•), 50 m/s² (+), 60 m/s² (◇)

2.12 2011 - Effects of surface roughness and lubrication on the early stages of fretting of mechanical lap joints [20]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Melih Eriten^(a), Andreas A. Polycarpou^(a), Lawrence A. Bergman^(b);
 (a) Department of Mechanical Science and Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, United States;
 (b) Department of Aerospace Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, United States.
- **Giornale di pubblicazione:** Wear;

- **Data di pubblicazione:** Giugno 2011.

2. Esperimento

- **Scopo:** esaminare gli effetti della rugosità superficiale e della lubrificazione sulle prime fasi della risposta di sfregamento di campioni di giunti in alluminio e acciaio;
- **Provino (Figura 36a):** un giunto a sovrapposizione con una superficie di contatto “flat-on-flat” precaricato da due bulloni a testa cilindrica M3 in acciaio inossidabile (area di contatto, rettangolare piatta, di 165 mm^2). Inoltre, sono stati costruiti giunti in alluminio e acciaio lisci e ruvidi (in totale quattro diversi giunti sovrapposti) con tecniche di lavorazione e geometrie identiche;
- **Test:** al fine di ottenere i cicli di isteresi di sfregamento (Figura 36c) del giunto a sovrapposizione è stato progettato un sistema (Figura 36b) per lo sfregamento. Una cella di carico a tre assi (ICP-260A01, PCB Piezotronics) è stata usata, durante tutti i test, per misurare le forze in loco in tre direzioni ortogonali. L'entità del disallineamento è stata trovata confrontando le ampiezze relative delle forze, fuori dal piano, con la forza di attrito. Un attuatore stack piezoelettrico PZT (P-845.60, Physik Instruments) è stato utilizzato in modo da imporre precisamente lo spostamento tangenziale, il quale è stato misurato da un estensimetro interno del PZT. Inoltre, è stato usato un nanosensore laser (LNS 18/120, LMI Technologies B.V.) per misurare lo spostamento relativo di metà giunto.

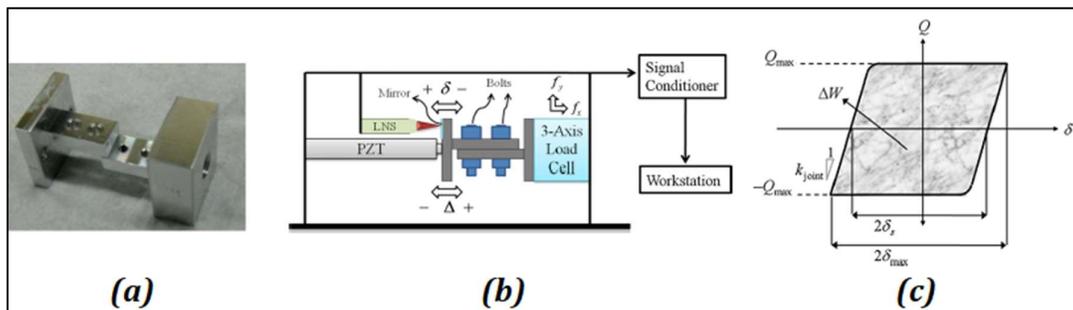


Figura 36: (a) Provino, (b) sistema per lo sfregamento e (c) ciclo di isteresi

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**
 - Un aumento del precarico del bullone aumenta la forza di attrito e la rigidità tangenziale del giunto ma diminuisce lo slittamento parziale e la dissipazione di energia;
 - Un aumento dello spostamento tangenziale imposto sui giunti aumenta la forza di attrito in caso di slittamento parziale. Sebbene la forza di attrito rimanga costante durante lo scorrimento complessivo, lo slittamento continua ad aumentare con l'aumento dello

- spostamento imposto, e quindi la dissipazione di energia aumenta senza un notevole aumento della forza di attrito. La rigidità tangenziale è indipendente dal carico tangenziale;
- La forza di attrito è maggiore nei giunti in alluminio e acciaio più ruvidi;
 - I giunti più lisci mostrano una risposta tangenziale più rigida a meno che non si verifichi una deformazione. I giunti più ruvidi mostrano una risposta più conforme e, quindi, spostamenti di slittamento parziale maggiori, che raggiungono i 10 μm per i giunti in alluminio e 5 μm per quelli in acciaio (in condizioni asciutte);
 - I giunti più lisci dissipano più energia in condizioni di precarico normale elevato (regime di slittamento parziale);
 - La deformazione si verifica nei giunti in alluminio in condizioni di precarico normale elevato e provoca un forte aumento sia della forza tangenziale che della rigidità del giunto;
 - Il lubrificante riduce le differenze tra giunti lisci e ruvidi, ma non le elimina completamente;
 - La lubrificazione perimetrale/mista riduce la forza di attrito di circa un terzo, la rigidità tangenziale del giunto e gli spostamenti di slittamento parziale della metà e aumenta la dissipazione di energia per ciclo fino a un ordine di grandezza. La corrosione continua ad essere influente sulla forza di attrito e sulla rigidità tangenziale del giunto in caso di lubrificazione al contorno/mista;
 - Giunti di acciaio liscio a contatto asciutto e elevate condizioni di precarico forniscono risposte rigide con un leggero smorzamento, mentre giunti lisci lubrificati con basso precarico forniscono un elevato smorzamento e controllo della risonanza della struttura.

2.13 2012 - A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints [21]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Yu Luan^(a), Zhen-Qun Guan^(a), Geng-Dong Cheng^(a), SongLiu^(a);
(a) State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Sound and Vibration;
- **Data di pubblicazione:** Gennaio 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** validare un modello dinamico non lineare semplificato con molle bi-lineari mediante un esperimento dinamico su strutture di tubi con flange a giunti bullonati;
- **Provino:** due gusci cilindrici uniti con una flangia bullonata. I gusci sono stati realizzati in acciaio strutturale al carbonio ($E = 200 \text{ GPa}$, $\nu = 0,27$, $\rho = 7800 \text{ kg m}^3$) e le flange sono fissate da quattro bulloni M10 (diametro: 10 mm) in acciaio a basso tenore di carbonio ($E = 210 \text{ GPa}$, $\nu = 0,27$, $\rho = 7850 \text{ kg m}^3$);

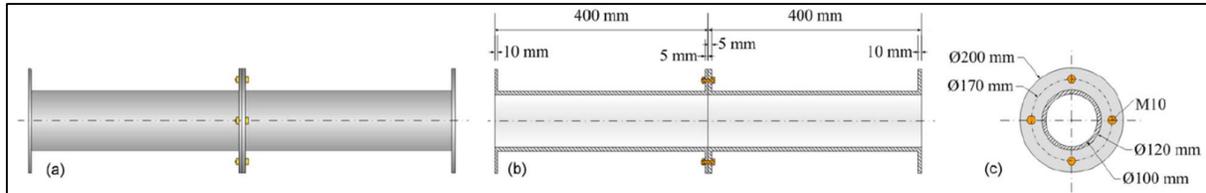


Figura 37: Geometria e dimensioni del provino: (a) vista frontale, (b) vista in sezione e (c) vista laterale

- **Test:** la tipologia di numero del modulo in ingresso era 3038, attraverso il quale le risposte di accelerazione entro 1s erano registrate con frequenza di campionamento di 6000 Hz . L'impulso triangolare è stato applicato alla struttura mediante hammer test. Inoltre, per valutare l'influenza del serraggio, sono stati applicati, rispettivamente, 10 e 20 Nm ai bulloni.

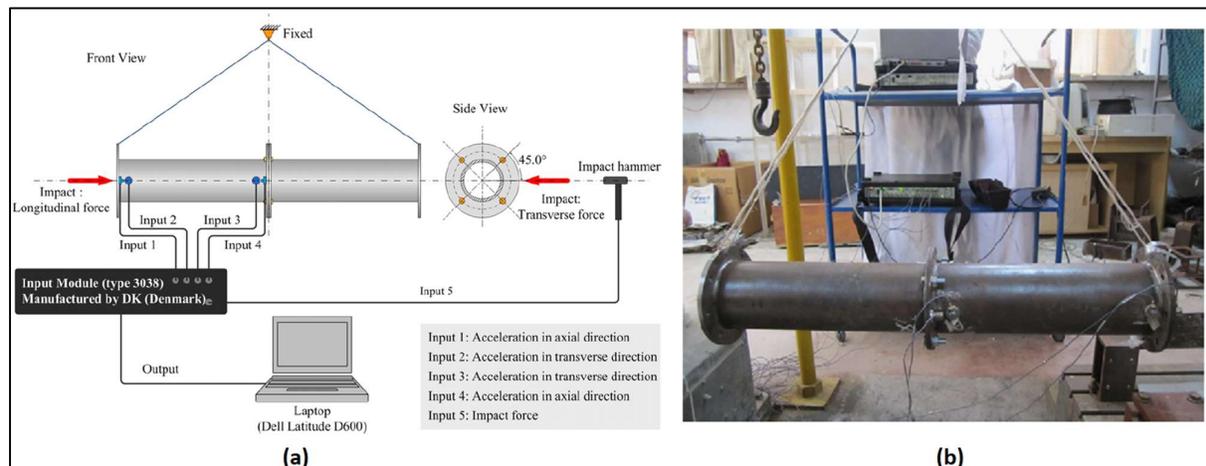


Figura 38: (a) Test set-up e (b) esperimento reale

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** le vibrazioni di accoppiamento delle vibrazioni longitudinali e trasversali erano causate dalla nascita di elementi di accoppiamento nella matrice di rigidità. L'impatto trasversale ha eccitato le vibrazioni longitudinali dell'accoppiamento, mentre l'impatto longitudinale ha eccitato solo le vibrazioni longitudinali. La frequenza longitudinale era due volte quella trasversale. La doppia frequenza della vibrazione trasversale è stata rilevata espressamente nella direzione longitudinale, il che ha verificato la previsione teorica. Infine, le soluzioni numeriche hanno indicato che il modello dinamico non lineare semplificato poteva adattarsi ai risultati del test in entrambe le direzioni, longitudinale e trasversale, mentre il modello di trave lineare non è stato in grado di offrire una risposta longitudinale accurata in caso di impatto trasversale.

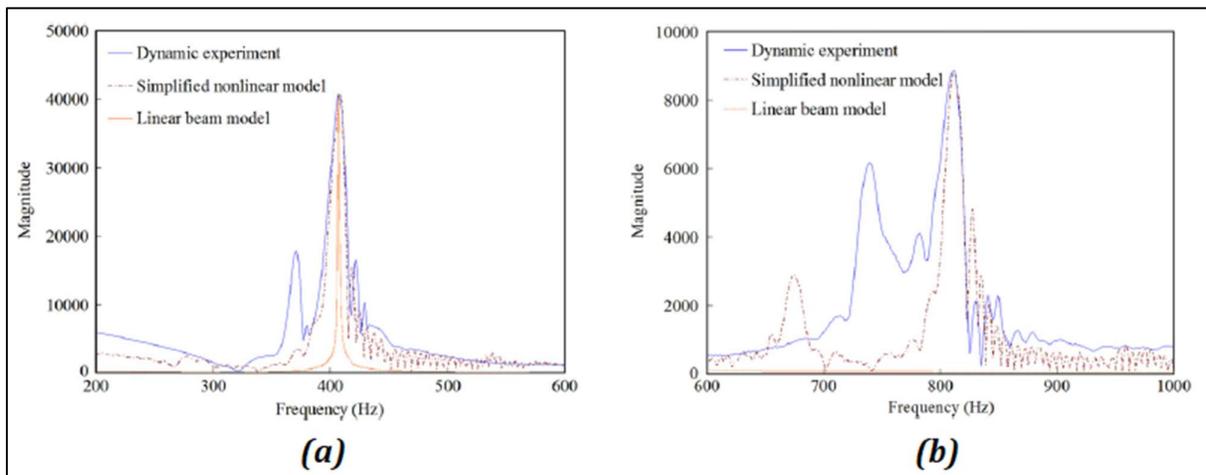


Figura 39: Frequenze (a) trasversali e (b) longitudinali sotto impatto trasversale

2.14 2012 - Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints [22]

1. Informazioni generali

- Autori:** J. Abad^(a), J.M. Franco^(b), R. Celorrio^(c), L. Lezáun^(a);
 - (a) Departamento de Ingeniería Mecánica, EINA/I3A, Universidad de Zaragoza, Spain;
 - (b) Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación, EINA, Universidad de Zaragoza, Spain;
 - (c) Departamento de Matemática Aplicada, EINA/IUMA, Universidad de Zaragoza, Spain;

- **Giornale di pubblicazione:** Advances in Engineering Software;
- **Data di pubblicazione:** Marzo 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** validare i risultati teorici relativi ai cicli di isteresi elasto-plastici di un modello di giunto 3D;
- **Provino:** un giunto a sovrapposizione composto da due piastre (identiche) in acciaio, due rondelle, un dado e un bullone (M12). Al fine di ridurre le sollecitazioni di flessione, le superfici di contatto tra le piastre e i baricentri dei bordi del giunto erano sullo stesso piano;

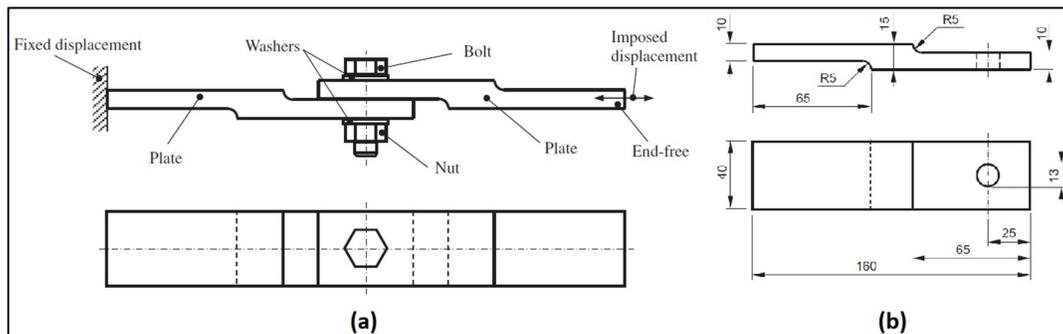


Figura 40: (a) Schema del giunto bullonato a sovrapposizione e (b) la geometria e le dimensioni delle piastre [mm]

- **Test:** sono stati effettuati due tipi di test quasi statici:
 1. È stato applicato un serraggio nominale di 40 Nm al bullone, pari ad un precarico di 36 kN . In seguito, è stato imposto uno spostamento lineare da 0 a 0.2 mm per la durata di 2.5 s . I dati ricavati hanno permesso di ricavare i dati forza-spostamento che sono serviti per regolare i parametri di contatto;
 2. Sono state effettuate tre prove, con range di spostamenti pari a $\pm 0.22 \text{ mm}$, applicati secondo un'onda triangolare con un periodo di 2.5 s , ottenendo così un ciclo di isteresi completo (usato per validare i parametri di contatto ottenuti nel test 1). Per ogni prova sono stati applicati diversi valori di precarico ($27, 36, \text{ e } 42 \text{ kN}$ pari ad un serraggio, rispettivamente, di $30, 40 \text{ e } 50 \text{ Nm}$). Con questi dati sono stati ricavati l'evoluzione del tempo dello spostamento imposto e della forza di reazione.

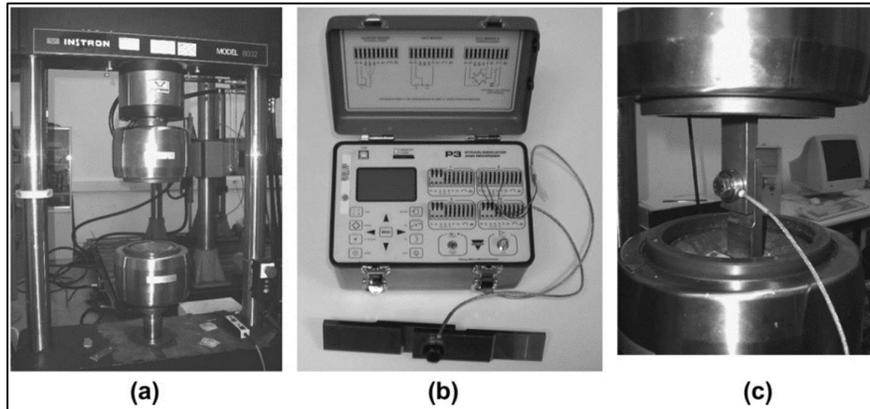


Figura 41: (a) Attrezzatura, (b) strumentazione di misura e (c) banco di prova assemblato

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** dopo il processo di adattamento, i risultati numerici concordavano ragionevolmente con quelli sperimentali e sono stati ottenuti discrepanze massime del 5% in rigidità equivalente e del 10% in energia dissipata per ciclo in una vasta gamma di valori di carico del bullone di lavoro. È stato trovato un punto intrinseco di transizione del giunto, il quale distingue due diverse risposte agli aumenti della coppia di serraggio.

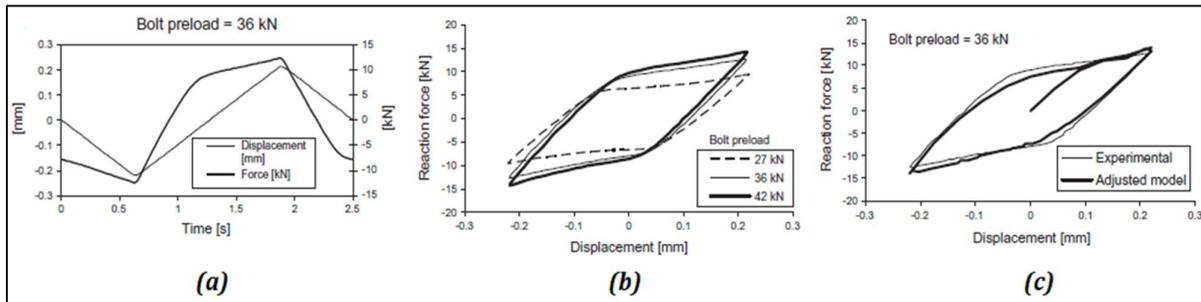


Figura 42: (a) Evoluzione del ciclo della forza e dello spostamento imposto per un precarico di 36 kN (Test 2); (b) Ciclo di isteresi per i tre precarichi (Test 2); (c) Confronto tra i cicli di isteresi sperimentale e simulato per un precarico di 36 kN

2.15 2012 - Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system [23]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Liu Shuguo^(a), MaYanhong^(a), Zhang Dayi^(a), Hong Jie^(a);
 (a) School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 405 Group, No. 37, Xueyuan Road, Haidian District, Beijing 100191, PR China;
- **Giornale di pubblicazione:** Mechanical Systems and Signal Processing;

- **Data di pubblicazione:** Maggio 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** studiare gli effetti dinamici dei parametri della struttura, il carico esterno sulla rigidità e lo stato di contatto dei giunti del rotore attraverso un metodo agli elementi finiti non lineari e degli esperimenti;
- **Provino:** una flangia circolare con giunto bullonato;

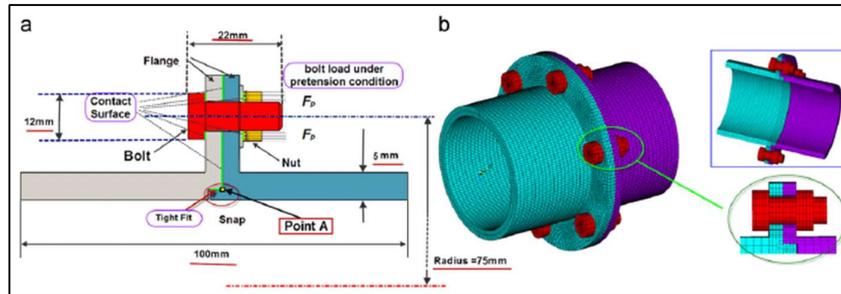


Figura 43: (a) Ingrandimento di una parte di giunto con bullone e (b) modello FE del provino

- **Test:** la struttura è stata supportata su entrambi i lati da cuscinetti. Il caricatore ha fornito forza verticale al campione come se fosse un carico trasversale sul rotore. La deformazione è stata misurata dall'indicatore del quadrante. Lo spostamento verticale del bordo della flangia Δx è stato misurato per la rigidità e l'angolo di deformazione della flangia $\Delta \theta$ è stato misurato per la rigidità angolare.

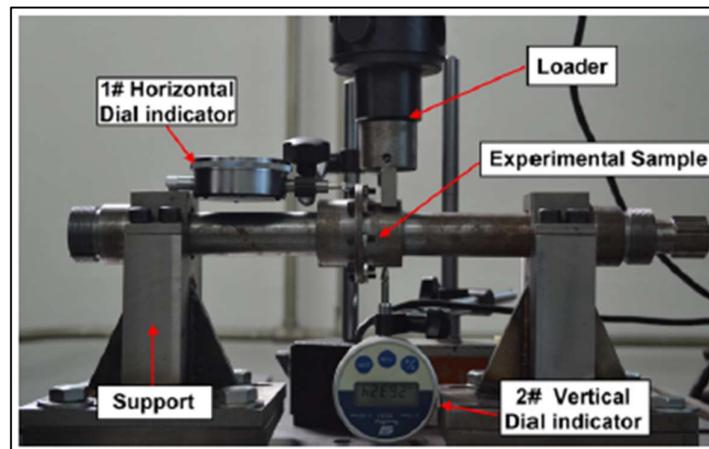


Figura 44: Banco di prova per la misurazione della rigidezza

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** la rigidità dei giunti aumenta leggermente con la geometria della struttura (quando soddisfa i requisiti di resistenza statica). Il giunto era principalmente influenzato dall'impatto nello stato operativo (come un carico esterno) ed era presente un carico critico F_{cr} . Quando il carico

esterno è inferiore a F_{cr} , la rigidità del giunto diventa costante, quando il carico esterno supera F_{cr} , la rigidità del giunto diminuisce.

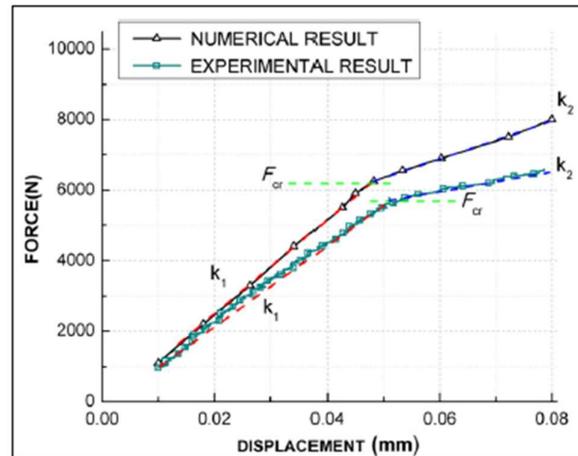


Figura 45: Confronto tra risultati sperimentali e numerici

2.16 2012 - Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints: Direct versus indirect contact resonance methods [24]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Melih Eriten^(a), Chul-Hee Lee^(a), Andreas A.Polycarpou^(a);
(a) Department of Mechanical Science and Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign Urbana, 154 MEB, 1206 West Green Street, IL 61801, United States;
- **Giornale di pubblicazione:** Tribology International;
- **Data di pubblicazione:** Giugno 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** misurare la rigidità tangenziale e lo smorzamento dei giunti in alluminio;
- **Provino:** un giunto in alluminio (6061-T6) liscio (rugosità di $\sim 0.1 - 0.2 \mu m$) e uno ruvido (rugosità di $\sim 1.2 - 1.5 \mu m$). La geometria ha una configurazione tale da avere un contatto “flat-on-flat” (area piatta rettangolare di contatto nominale

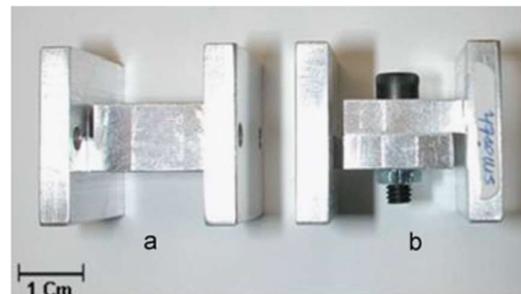


Figura 46: Provino (a) monolitico e (b) giunto bullonato di alluminio

di $\sim 160 \text{ mm}^2$) precaricato da un singolo bullone M3 in acciaio inossidabile a testa cilindrica. Inoltre, è stata costruita e testata un giunto monolitico di geometria identica a quella assemblata in modo da identificare la conformità e lo smorzamento associati al giunto;

- **Test:** sono stati utilizzati due metodi sperimentali:
 1. Un apparato di sfregamento diretto del giunto formato da un macchinario di sfregamento del giunto che consente misure dirette della forza tangenziale e dello spostamento subito dal contatto;
 2. Un apparato di risonanza a contatto indiretto formato da una configurazione di risonanza di contatto per stimare sia la rigidità sia lo smorzamento del contatto misurando la sua risonanza nel sistema. È stata isolata la dinamica transitoria del contatto dal resto dell'attrezzatura.

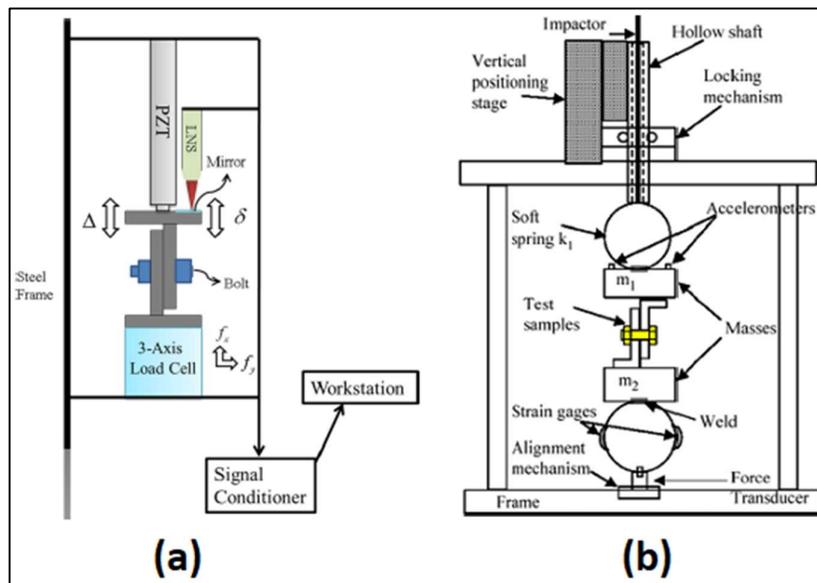


Figura 47: Schema (a) dell'apparato di sfregamento diretto del giunto e (b) dell'apparato di risonanza a contatto indiretto

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i cicli di sfregamento hanno fornito misurazioni dirette dei parametri del giunto in condizioni di carico leggero per giunti sovrapposti in alluminio, mentre la tecnica di risonanza del contatto ha consentito misurazioni affidabili per casi di carico pesante. L'aumento del precarico normale aumentava la rigidità del giunto fino a un certo livello (da 40 a 130 MN/m), ma poi la rigidità del giunto variava in un intervallo da 130 a 170 MN/m , indipendentemente dal precarico

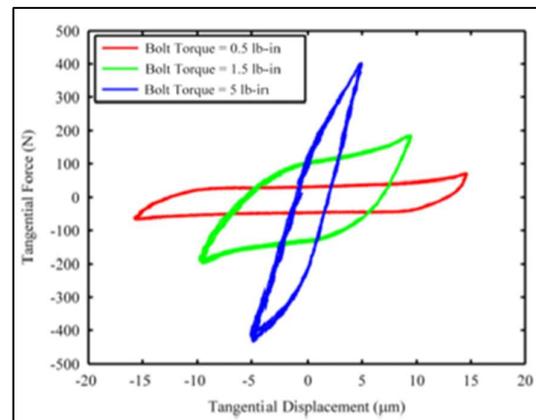


Figura 48: Ciclo di sfregamento ottenuto dal giunto a sovrapposizione con diversi valori di serraggio

normale o di taglio sul giunto. Il giunto più liscio ha mostrato una risposta più conforme e la lubrificazione aumentava drasticamente lo smorzamento del giunto. Il confronto tra i due metodi sperimentali per determinare i parametri del giunto ha suggerito l'uso del metodo di risonanza di contatto per applicazioni di giunti rigidi, come giunti metallici con bulloni, rivetti o incollaggi. Le misure dirette sono utili quando sono presenti interfacce più morbide come polimeri, giunti con rivestimenti morbidi ed elastomeri.

2.17 2012 – Micro/macro-slip damping in beams with frictional contact interface [25]

1. Informazioni generali

- **Autori:** K. Asadi^(a), H. Ahmadian^(a), H. Jalali^(a);
(a) Center of Excellence in Experimental Solid Mechanics and Dynamics, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran 16844, Iran;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Sound and Vibration;
- **Data di pubblicazione:** Giugno 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** proporre un modello analitico per valutare la perdita di energia per attrito nei contatti “surface-to-surface”. Il modello analitico viene validato mediante test sperimentali di vibrazione;
- **Provino:** una sola trave di acciaio (lunga 300 mm, larga 30 mm e spessa 3 mm) imbullonata ad un'estremità con un supporto per l'attrito (con una sezione lunga 50 mm), attraverso un bullone M18 e pesante 52 g;
- **Test:** la struttura viene eccitata da una forza esterna concentrata attraverso da un mini-shaker elettromagnetico collegato con uno stinger, posizionato a 130 mm dall'estremità di attrito e la risposta della trave viene misurata nello stesso punto. Il bullone è serrato con una coppia di 20.4 Nm (il precarico rimane costante durante l'esperimento). Inizialmente la struttura è eccitata con una forza quasi casuale di bassa intensità con un range di frequenze di 0– 400 Hz e sono state misurate le prime due frequenze naturali della struttura lineare. La FRF della struttura lineare indica due modi di flessione alle frequenze di 35.40 Hz e 220.80 Hz. Successivamente la struttura è eccitata usando forze armoniche singole a diverse frequenze di eccitazione e vengono misurate le risposte strutturali attraverso l'accelerazione. La risposta contiene la stessa armonica della forza di eccitazione (e i suoi multipli) a causa degli effetti non lineari della struttura. In

questo modo è possibile ottenere gli spostamenti, dalle accelerazioni misurate, attraverso integrazione analitica.

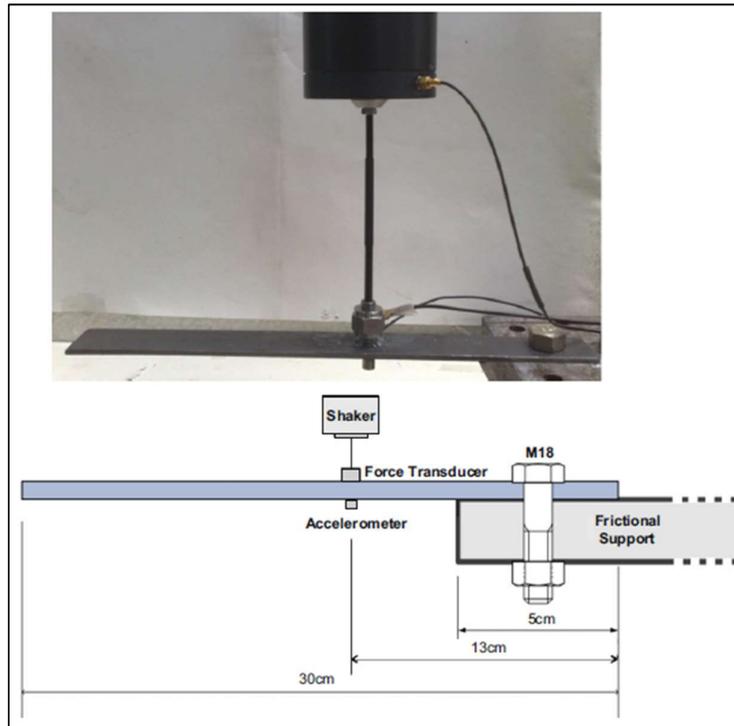


Figura 49: Test set-up

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i parametri dell'interfaccia di contatto sono identificati utilizzando i dati misurati sperimentalmente, in modo tale da ridurre al minimo le differenze tra le previsioni del modello e le osservazioni sperimentali. Il modello analitico ottenuto è in grado simulare accuratamente i cicli di isteresi e la corrispondente energia dissipata dell'interfaccia di contatto.

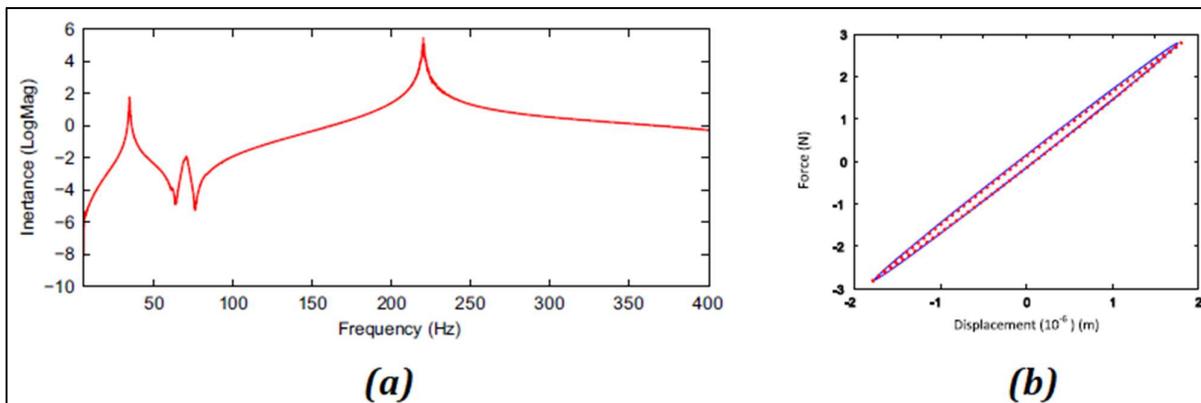


Figura 50: (a) FRF lineare; (b) Confronto tra soluzione analitica (linea blu) e soluzione sperimentale (punti rossi) dei cicli di isteresi a 45 Hz

2.18 2012 - Seismic Performance of Bolted Flange Joints in Piping Systems for Oil and Gas Industries [26]

1. Informazioni generali

- **Autori:** O. S. Bursi^(a), M. S. Reza^(a) & A. Kumar^(a), F. Paolacci^(b);
(a) University of Trento, Italy;
(b) University Roma Tre, Italy;
- **Conferenza di pubblicazione:** 15° WCEE, Lisbon;
- **Data di pubblicazione:** Settembre 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** analizzare due diversi tipi di giunti flangiati, rispettivamente mediante flessione e carico assiale. I risultati sono stati analizzati e confrontati con la domanda fornita dai sistemi di tubazioni collegati ad una tipica struttura di supporto e con i valori dei codici disponibili;

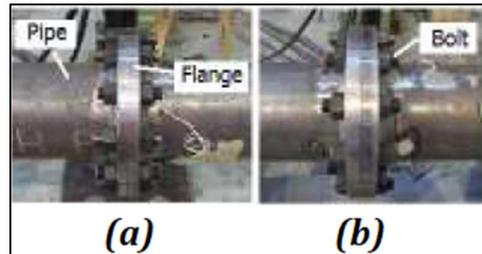


Figura 51: Spessore di (a) 18 mm e (b) 27 mm

- **Provino:** tutte le dimensioni, tranne gli spessori, delle flange progettate sono le stesse di una flangia PN 40 (per una dimensione del tubo DN 200) indicata nell'Eurocodice EN 1092-1 (2007). Lo spessore standard è di 36 mm mentre gli spessori testati sono di 18 mm (Figura 51a, Design 01) e 27 mm (Figura 51b, Design 02);

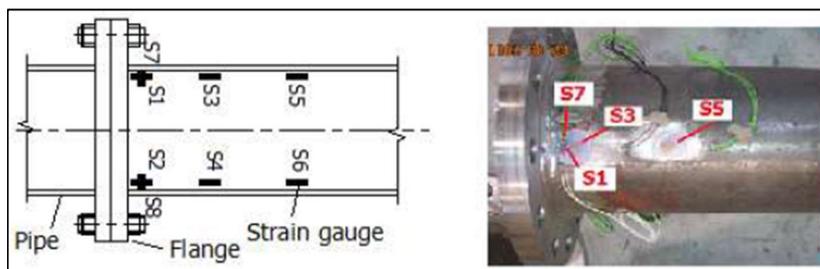


Figura 52: Posizione degli estensimetri

- **Test:** otto test sperimentali sono stati eseguiti da UNITN. I carichi per i test sono stati scelti in base ai protocolli di carico ECCS 45 (1986) (Figura 54). Sono stati usati due attuatori MOOG (Figura 53) con una capacità di 1000 kN. Una pressione di 1.5 MPa è stata utilizzata per tutti i test. Durante i test ciclici di flessione sono stati necessari dodici cicli per mandare a rottura il tubo, mentre sono stati utilizzati 54 cicli positivi nei test assiali.

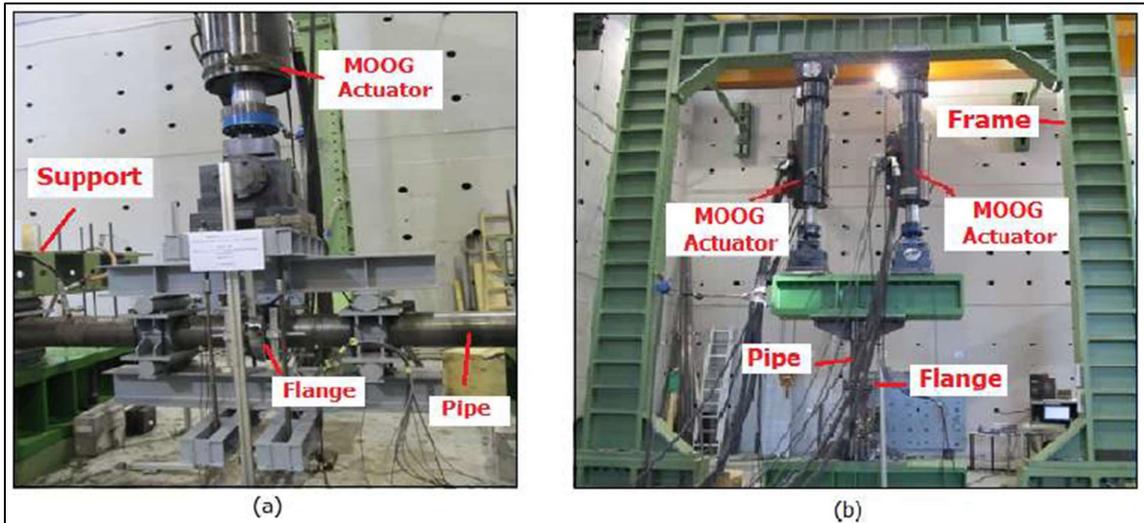


Figura 53: Test set-up per (a) il test a flessione e (b) il test assiale

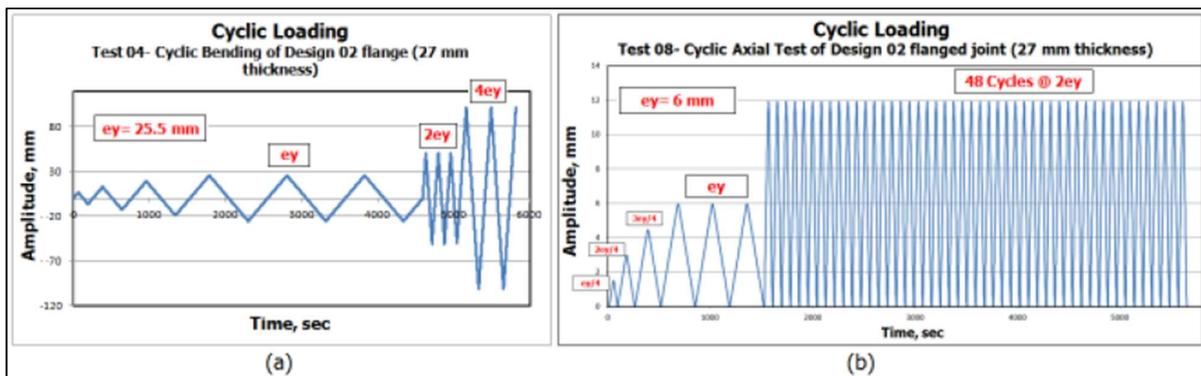


Figura 54: Protocolli di carico ECCS utilizzati in (a) un test di flessione (test 04); (b) una prova assiale (prova 08)

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** entrambi i giunti flangiati progettati hanno mostrato un buon comportamento in caso di carichi assiali e flettenti. I momenti e i carichi erano nettamente superiori ai momenti e ai carichi consentiti per i tubi suggeriti da diversi standard americani ed europei. Nessuno dei giunti flangiati si è rotto durante le prove. Entrambi i giunti mostrano un buon comportamento non lineare e sono in grado di dissipare energia durante il ciclo con una rotazione limitata e con un alto livello di carico. Inoltre, come previsto, il giunto Design 02 mostra un comportamento più rigido rispetto al giunto Design 01. Tuttavia, la parete del tubo supera la sua deformazione di snervamento durante le prove. Anche i giunti hanno mostrato buone prestazioni durante le prove assiali. Sono state riscontrate piccole deformazioni con elevati livelli di carico. I livelli di deformazione nei tubi erano inferiori al limite di snervamento. Durante le prove di flessione, si è verificato una rottura nel tubo vicino alla saldatura del giunto in cui è stata rilevata anche la

deformazione. Tuttavia, non si sono verificate rotture nel tubo o nei giunti durante le prove assiali con un carico massimo di 2000 kN (carico limite dei due attuatori utilizzati).

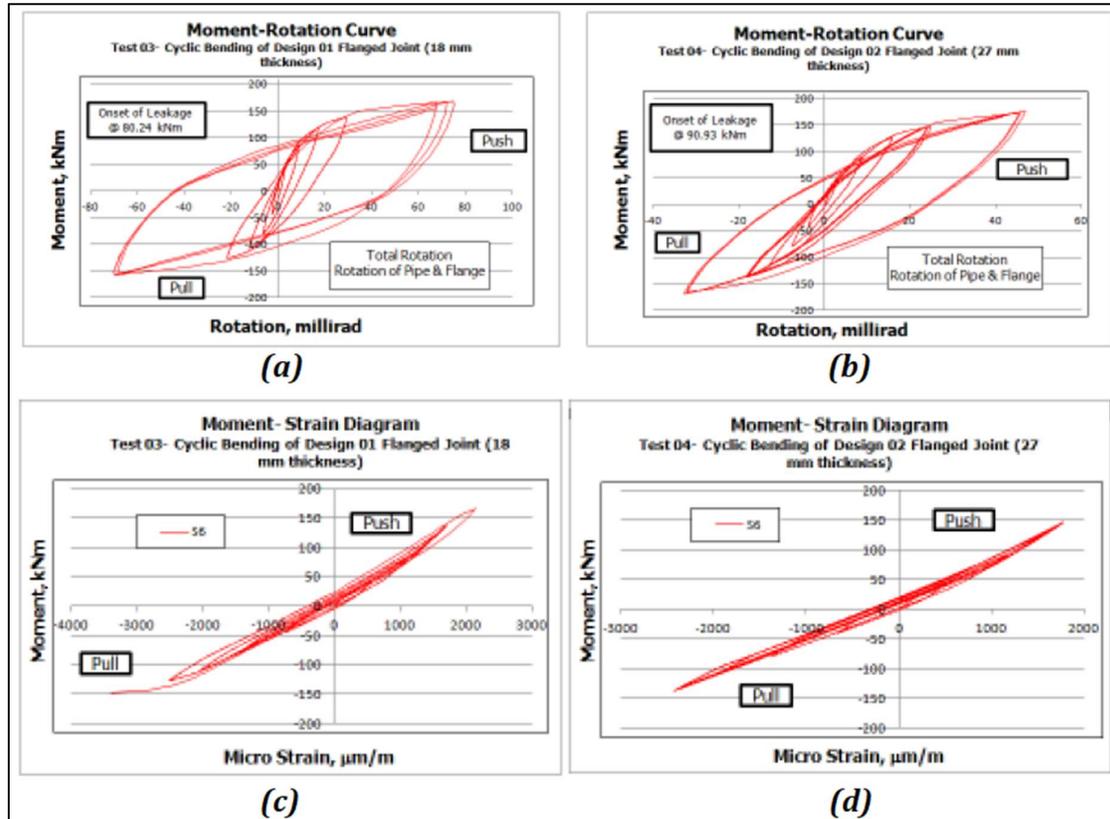


Figura 55: Curve di momento-rotazione (a) del giunto Design 01 e (b) del giunto Design 02 sotto carichi ciclici di flessione; Curva di momento-deformazione dell'estensimetro S6 di (c) del giunto Design 01 e (d) del giunto Design 02 sotto carichi ciclici di flessi

2.19 2012 - Dynamic parameter estimation of bolted assemblies [27]

1. Informazioni generali

- **Autori:** I. Piscan^(a), T. Janssens^(b), C. Pupaza^(a);
 - (a) University Politehnica of Bucharest, Machines and Manufacturing Systems Department Splaiul Independentei 313, 060042, Bucharest, Romania;
 - (b) KU Leuven, Department Mechanical Engineering Celestijnenlaan 300 B, B-3001, Heverlee, Belgium;
- **Conferenza di pubblicazione:** ISMA;
- **Anno di pubblicazione:** 2012.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un modello di valutazione dei parametri per identificare i giunti bullonati usando le funzioni di risposta in frequenza (FRF);
- **Provino:** sono state testate due tipologie di strutture:
 1. Una struttura rettangolare ($40 \times 25 \times 175 \text{ mm}$) collegata ad una base ($90 \times 25 \times 25 \text{ mm}$) attraverso due bulloni M8;
 2. Una struttura cilindrica ($\varnothing 40 \times 175 \text{ mm}$) collegata ad una base ($\varnothing 40 \times 25 \text{ mm}$) attraverso quattro bulloni M8;

Entrambe le travi hanno una lunghezza totale di 200 mm . La base su cui sono montate le travi è $\varnothing 200 \times 30 \text{ mm}$ in cui vengono utilizzati 4 fori filettati per montare le travi e precaricare i bulloni. Delle rondelle elastiche sono utilizzate per garantire un precarico uniformemente distribuito in tutti i bulloni;

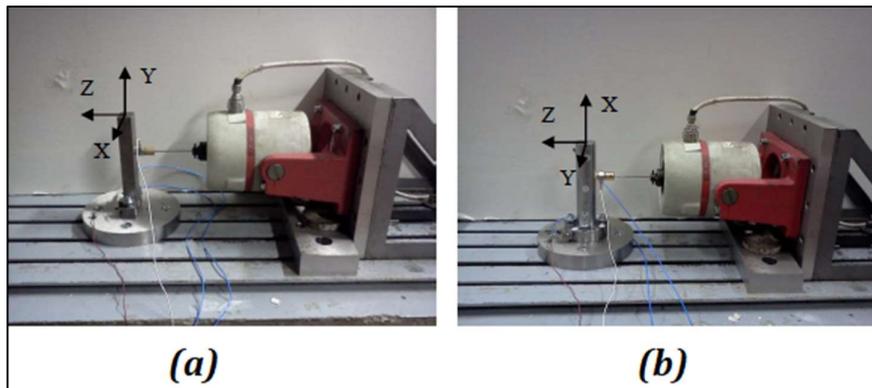


Figura 56: Test set-up per (a) la struttura rettangolare e per (b) la struttura cilindrica

- **Test:** uno shaker elettromagnetico è stato utilizzato per eccitare la trave con uno spettro compreso tra $0 - 4000 \text{ Hz}$ circa. Per l'acquisizione dei dati sono stati usati accelerometri piezoelettrici a 3 assi. Il serraggio minimo e quello massimo sono stati, rispettivamente, di 6 Nm e 22 Nm equivalenti a 3750 N e 13750 N . Altri due serraggi usati erano tra 12 Nm e 18 Nm equivalenti a 7500 N e 11250 N . Questi valori rappresentano il 25, 50, 75 e 90% del precarico massimo applicato al bullone. La geometria delle strutture è stata divisa in punti, utilizzati come punti di localizzazione degli accelerometri per misurare le FRF.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**
 1. Le prime due frequenze naturali sono identificate come forme modali di flessione lungo gli assi X e Z. L'input è una forza di eccitazione e le uscite sono le accelerazioni misurate nei punti di localizzazione. L'ampiezza delle FRF è rappresentata come accelerazione/forza in

decibel [db]. Per il primo modo vi è una chiara influenza sulla rigidità e, in misura minore, sullo smorzamento da parte del precarico del bullone. Per il secondo modo, esiste una variazione locale sulla rigidità e sullo smorzamento, ma si verifica anche un effetto di smorzamento della massa proveniente dall'interazione tra lo shaker e la struttura. La Figura 57 mostra i picchi FRF misurati con ampiezze diverse per diversi precarichi dei bulloni per le prime due frequenze naturali. Questa misurazione, della risposta in frequenza, è stata eseguita per quattro diverse ampiezze, $A = 0,5 V$, $A = 1 V$, $A = 2 V$ e $A = 3 V$ e per diversi precarichi dei bulloni. Si nota che le frequenze diminuiscono con il crescere dell'eccitazione, ciò descrive un effetto non lineare sull'ampiezza;

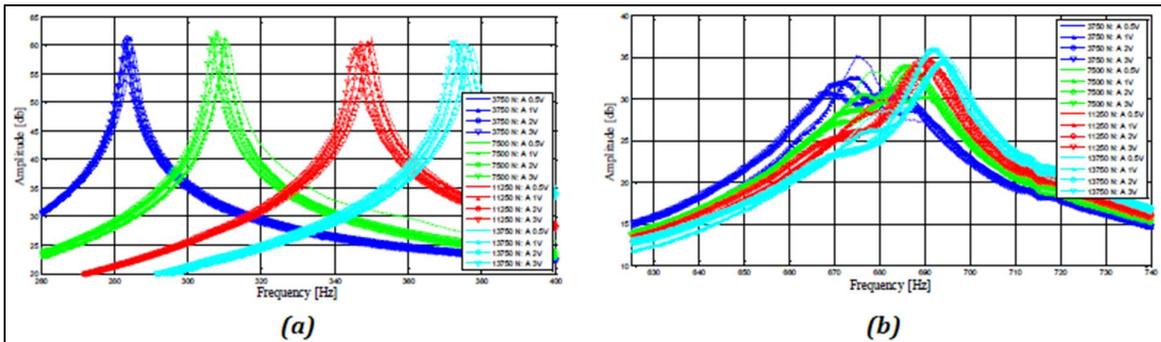


Figura 57: FRF misurata con diverse ampiezze e forza di precarico per la struttura rettangolare: (a) primo modo e (b) secondo modo

2. Le frequenze naturali lungo i due assi sono risultate molto vicine a causa della forma simmetrica della struttura. Il precarico del bullone ha un'influenza più elevata sulla rigidità che sullo smorzamento, principalmente sulla prima frequenza;

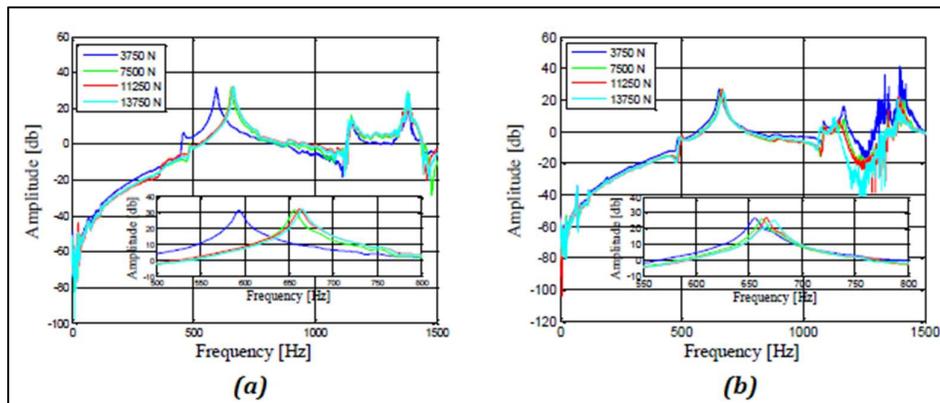


Figura 58: FRF misurata con ampiezza $A=3 V$ per le prime due frequenze naturali della struttura cilindrica: (a) primo modo lungo l'asse Y e (b) secondo modo lungo l'asse Z

3. I test sperimentali hanno dimostrato che la forza di precarico del bullone ha un'influenza significativa sul comportamento dinamico dei giunti bullonati, contribuendo ai cambiamenti nelle FRF e, implicitamente, sui parametri dinamici. Le differenze tra la simulazione FEM e gli esperimenti sono causate dal coefficiente di smorzamento, dalle semplificazioni della geometria e da una mesh relativamente grossolana.

2.20 2013 - LDV Measurement of Local Nonlinear Contact Conditions of Flange Joint [28]

1. Informazioni generali

- **Autori:** V. Ruffini^(a), C.W. Schwingshackl^(a), J.S. Green^(a);
(a) Mechanical Engineering, Imperial College London, Exhibition Road, SW7 2AZ London, UK;
- **Libro di pubblicazione:** Topics in Nonlinear Dynamics, Volume 1: Proceedings of the 31st IMAC, A Conference on Structural Dynamics, 2013;
- **Data di pubblicazione:** Aprile 2013.

2. Esperimento

- **Scopo:** analizzare una tecnica basata su due vibrometri Laser Doppler per validare le previsioni della risposta non lineare utilizzando una tecnica simile all'acquisizione delle funzioni di risposta in frequenza e alla loro analisi modale (approccio tradizionale alla valutazione del comportamento dinamico delle strutture lineari). L'esperimento permette di raccogliere dati sullo spostamento relativo fuori dal piano (che indica separazione di contatto e posizioni con aperture permanenti) della flangia con giunto bullonato durante il ciclo di vibrazione;
- **Provino (Figura 59):** due travi rette a forma di L, unite da due bulloni. È stata scelta una coppia di serraggio di 20 Nm per la flangia e sono stati utilizzati controdadi al posto dei dadi normali per evitare il rilassamento del precarico del bullone. Non sono state aggiunte rondelle al fine di ridurre al minimo le aree di contatto nel sistema, e quindi la dissipazione per attrito;
- **Test:** la struttura è sospesa orizzontalmente da quattro fili sottili di nylon (per creare condizioni al contorno free-free), ciascuno che passa attraverso un piccolo foro praticato nelle travi sulle linee nodali del secondo modo flessionale. La direzione di eccitazione dello shaker è parallela ai fili di supporto. Il sistema di misura è stato impostato per due scopi complementari: 1) la registrazione del comportamento locale della flangia, attraverso due testine di sensore a punto singolo Polytec OFV-503, e 2) la risposta globale della struttura, attraverso un accelerometro PCB Piezotronics 352B10 ICP alla base della flangia. Il LDV, l'accelerometro e il dinamometro dello shaker sono stati collegati al sistema Data Physics' QUATTRO DAQ per registrare tutti gli input contemporaneamente. I segnali di velocità dai laser sono stati integrati in Matlab per ottenere gli spostamenti corrispondenti. Il segnale di accelerazione è stato anche utilizzato per consentire una



Figura 59: Provino

misurazione controllata in ampiezza: l'accelerazione assoluta è stata quindi mantenuta costante per garantire che il comportamento non lineare, dipendente dall'ampiezza, all'interfaccia della flangia fosse attivato allo stesso livello in tutto l'intervallo di frequenza attorno alla risonanza. In seguito, è stata testata anche una flangia levigata con due coppie di serraggio, 5 e 10 Nm.

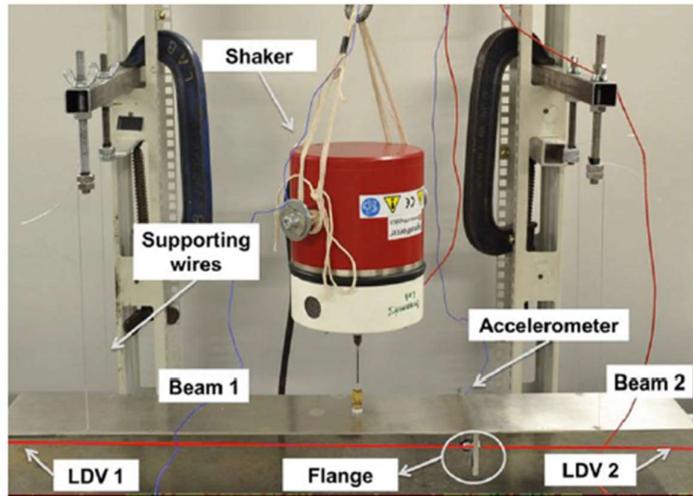


Figura 60: Test set-up

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** le FRF globali delle due flange a diversi livelli di eccitazione e serraggio dei bulloni hanno mostrato una risposta non lineare e un cambiamento nel comportamento dello smorzamento. L'aumento dell'area di contatto sulla flangia e un movimento relativo più localizzato sono stati identificati come la principale fonte di aumento dello smorzamento nella flangia originale (non levigata). I bassi livelli di movimento relativo attorno ai fori della flangia e una netta distinzione degli spazi sulla superficie, hanno mostrato il movimento complessivo della flangia, e possono fornire dati di validazione per future analisi non lineari.

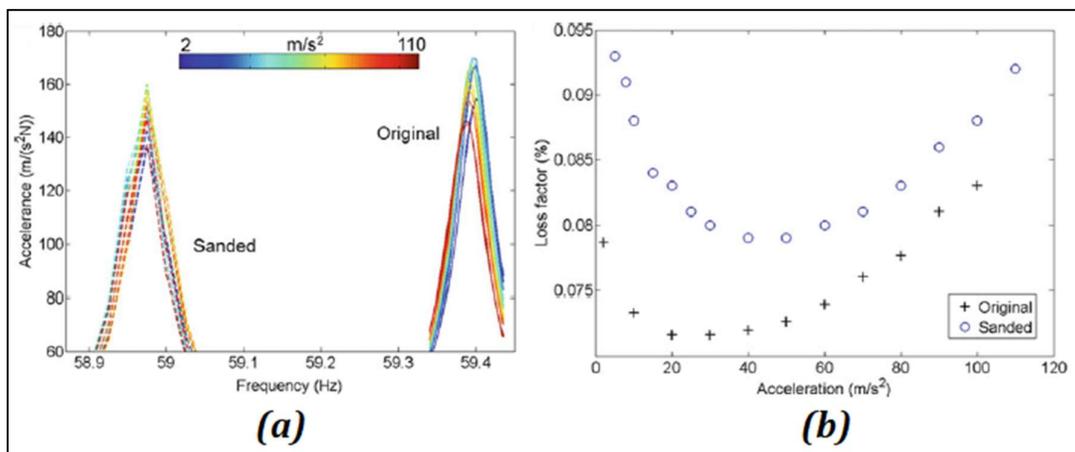


Figura 61: FRF della flangia originale e quella levigata a differenti livelli di accelerazione (a) e i corrispondenti valori di smorzamento (b)

2.21 2013 - Nonlinear system identification of frictional effects in a beam with a bolted joint connection [29]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Melih Eriten^(a), Mehmet Kurt^(b), Guanyang Luo^(b), D.Michael McFarland^(c), Lawrence A.Bergman^(c), Alexander F.Vakakis^(b);
 - (a) Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI53706, USA;
 - (b) Department of Mechanical Science and Engineering, University of Illinois at Urbana—Champaign, Urbana, IL61801, USA;
 - (c) Department of Aerospace Engineering, University of Illinois at Urbana—Champaign, Urbana, IL61801, USA;
- **Giornale di pubblicazione:** Mechanical Systems and Signal Processing;
- **Data di pubblicazione:** Agosto/Settembre 2013.

2. Esperimento

- **Scopo:** eseguire una NSI (nonlinear system identification) sugli effetti della connessione per attrito nella dinamica di una struttura con trave bullonata;
- **Provino (Figura 62):** due travi semplici con geometria uguale e composte di acciaio a basso tenore di carbonio, una costituita da un pezzo unico (“trave monolitica”) e l'altra composta da due semirette collegate da un giunto bullonato a sovrapposizione (“trave bullonata”);
- **Test:** un hammer test con condizioni al contorno free-free. Le misurazioni delle vibrazioni sono state eseguite da diverse posizioni di rilevamento, su ciascuna trave, attraverso due accelerometri e un vibrometro laser a scansione;

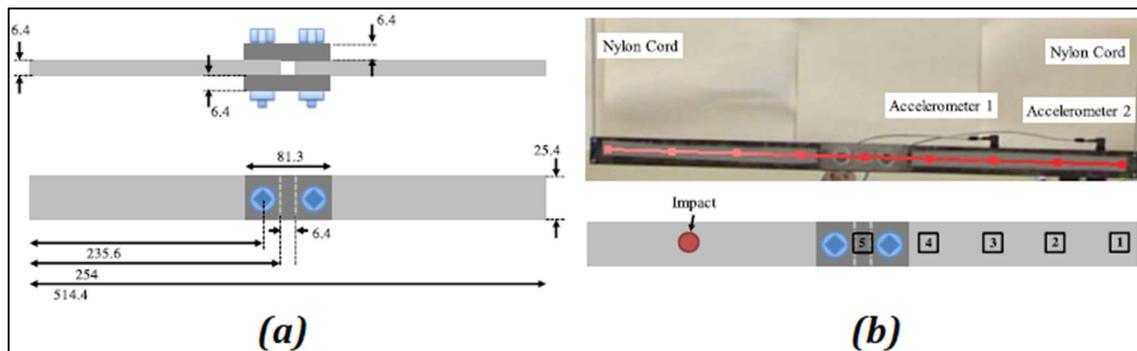


Figura 62: (a) Trave imbullonata utilizzata nelle prove sperimentali (dimensioni in mm) e (b) la griglia di misurazione per le misure del vibrometro laser, le posizioni dei due accelerometri e il punto di eccitazione impulsiva per la trave imbullonata

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** lo spettro della trave imbullonata indica maggiore cedevolezza e smorzamento rispetto alla trave monolitica. Questa differenza è attribuita esclusivamente all'interfaccia di attrito

nella trave bullonata, poiché il giunto a sovrapposizione diminuisce la rigidità complessiva della trave e introduce forze di attrito sul contatto che portano ad una dissipazione di energia e ad un aumento dello smorzamento. Gli effetti di attenuazione e dissipazione di energia non hanno influenzato uniformemente tutti i modi all'interno del range di frequenze, ma piuttosto un sottoinsieme di esse.

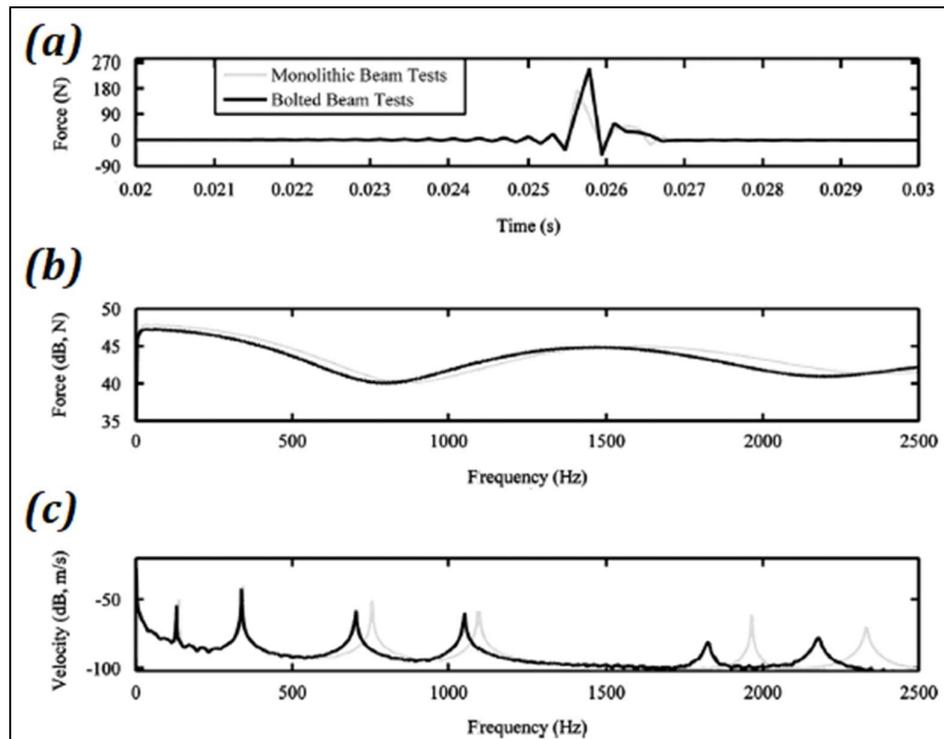


Figura 63: Spettri tipici di forza e velocità nelle prove sperimentali per la trave monolitica e imbullonata: forza applicata nel dominio (a) del tempo e (b) della frequenza, (c) spettri della velocità

2.22 2014 - Compact model and identification process for friction induced damping in a rotational joint with flawed surfaces [30]

1. Informazioni generali

- **Autori:** N. Bouchaala^(a,b), N. Peyret^(a), I. Tawfiq^(a), J.L. Dion^(a), M. Haddar^(b);
 - (a) Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux (LISMMA), Supmeca, 3 rue de Fernand Hainaut, 93407 Saint-Ouen Cedex, France;
 - (b) Dynamics of Mechanical Systems Research Unit, National School of Engineers of Sfax, BP 1173-3038 Sfax, Tunisia;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Solids and Structures;
- **Data di pubblicazione:** Ottobre 2014.

2. Esperimento

- **Scopo:** studiare lo smorzamento causato dall'attrito a secco in un giunto rotazionale. Descrivere il design di un nuovo dispositivo sperimentale destinato a misurare, in questi tipi di giunti, lo smorzamento causato dall'attrito e dallo slittamento parziale;
- **Provino:** un giunto a sovrapposizione formato da due travi identiche e un bullone. La superficie di contatto nominale è definita da un rettangolo ($28 \times 18 \text{ mm}$). Per questa superficie, la rugosità (R_a) è inferiore a $0.2 \mu\text{m}$;

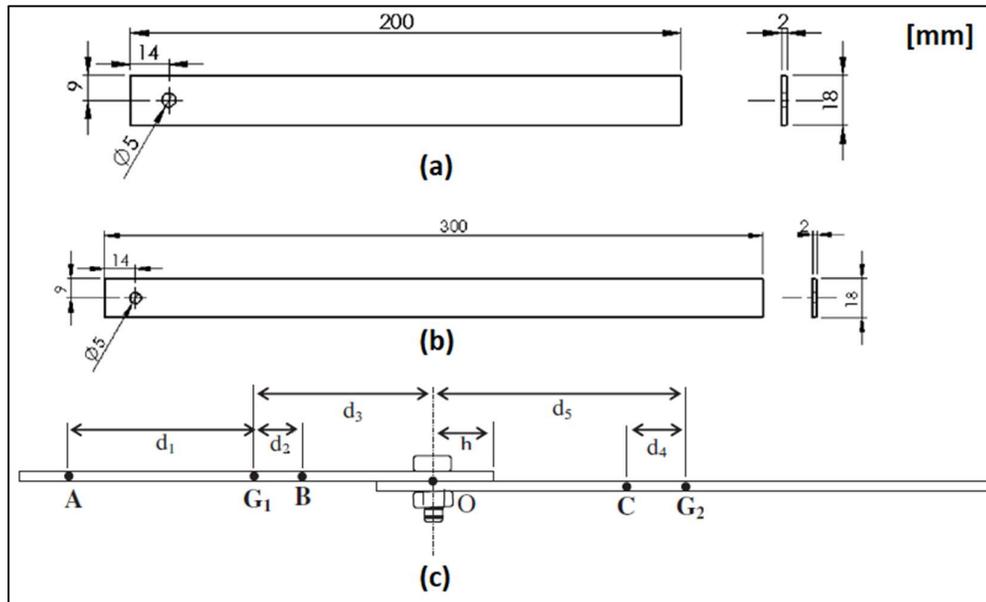


Figura 64: Caratteristiche geometriche delle travi: (a) trave superiore, (b) trave inferiore e (c) provino completo

- **Test:** la struttura libera è stata eccitata da uno shaker attaccato alla struttura tramite un'asta avvitata sia allo shaker che alla trave superiore. L'alimentazione, che genera la risposta del mini-shaker, è stata fornita da un generatore di segnale che passava attraverso un amplificatore. La forza di eccitazione è stata applicata al punto D e la risposta della struttura assemblata è stata misurata nei punti A, B e C attraverso tre accelerometri. La forza di eccitazione, applicata al punto D, produceva una coppia sullo stesso piano dell'interfaccia del giunto. Il bullone è stato serrato con un precarico fisso, assunto costante durante le misure sperimentali. Tale precarico è stato controllato durante l'esperimento da un sensore di forza anulare. I segnali degli accelerometri sono stati post elaborati dal software dell'analizzatore. Le frequenze di eccitazione testate erano tutte comprese tra 5 e 50 Hz.

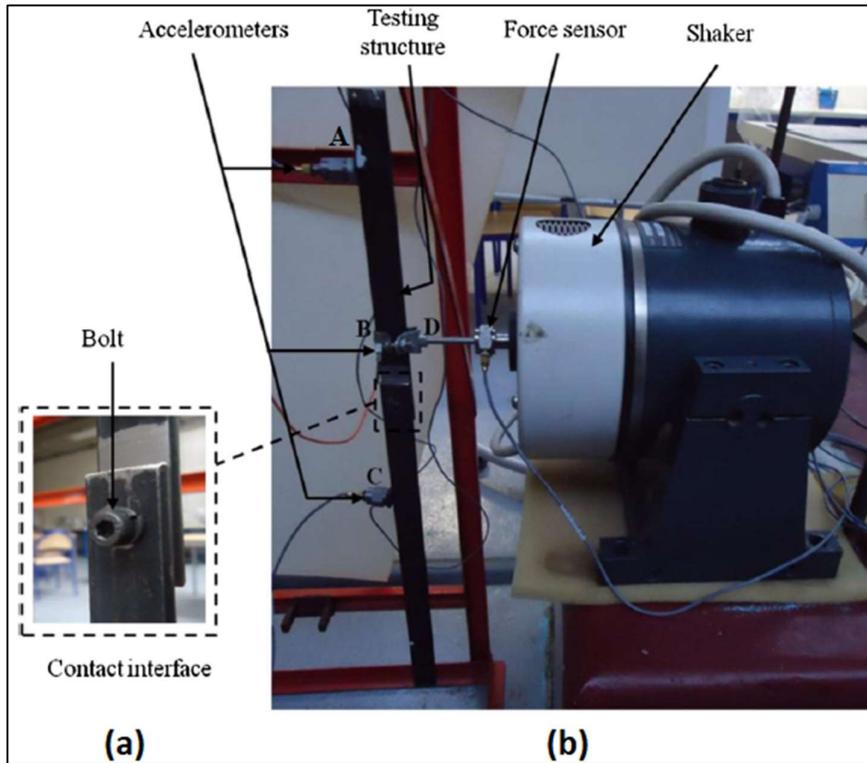


Figura 65: (a) Ingrandimento del giunto a sovrapposizione e (b) banco di prova

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** la variazione di range della forza di eccitazione era compresa tra 60 N e 500 N . La frequenza di eccitazione era di 30 Hz e la sollecitazione normale dovuta alla coppia di serraggio del bullone è stata di 100 N . A seconda del precarico sul bullone, gli effetti dinamici non lineari sono stati registrati nell'area di contatto delle travi, prima dovuti all'attrito a secco causato dal ciclo di isteresi nella rotazione angolare della coppia, e poi per via del micro-slittamento causato dall'allentamento del giunto. L'area all'interno della curva era l'energia dissipata durante il micro-slittamento per ciclo, aumentava con l'aumentare della forza di eccitazione. La parte obliqua della curva rappresentava la rigidità tangenziale.

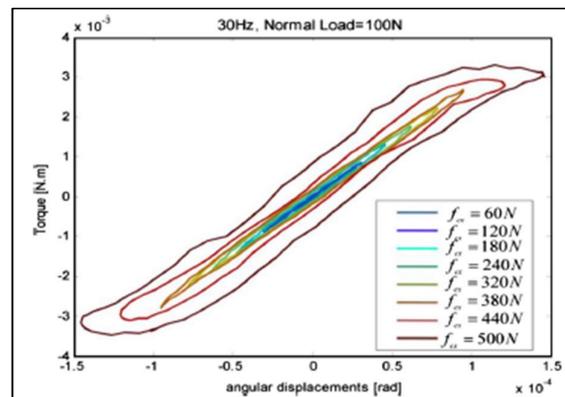


Figura 66: Ciclo di isteresi ottenuto dall'esperimento: serraggio in funzione dello spostamento angolare

2.23 2014 - Determination of Valanis model parameters in a bolted lap joint: Experimental and numerical analyses of frictional dissipation [31]

1. Informazioni generali

- **Autori:** J. Abad^(a), F.J.Medel^(b), J.M.Franco^(c);
 - (a) Department of Mechanical Engineering, Engineering and Architecture School, University of Zaragoza – I3A, C/ María de Luna s/n, 50018 Zaragoza, Spain;
 - (b) Department of Mechanical Engineering, Engineering and Architecture School, University of Zaragoza, ICMA, CSIC-University of Zaragoza, C/ María de Luna 3, 50018 Zaragoza, Spain;
 - (c) Department of Design and Manufacture Engineering, Engineering and Architecture School, University of Zaragoza, C/ María de Luna s/n, 50018 Zaragoza, Spain;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Mechanical Sciences;
- **Data di pubblicazione:** Dicembre 2014.

2. Esperimento

- **Scopo:** determinare, per un giunto bullonato a sovrapposizione, i parametri del modello Valanis e la loro variazione con il precarico del bullone;
- **Provino:** il giunto era costituito da due piastre (identiche) in acciaio, un bullone M12, un dado non autobloccante e due rondelle. La rugosità variava da $R_{a,min} = 1,69 \mu m$ a $R_{a,max} = 2,49 \mu m$ (rugosità media $R_a = 1,85 \mu m$). Il diametro dei fori nelle piastre era di 13 mm secondo le linee guida DIN EN 20273. Questa dimensione offriva spazio sufficiente per adattarsi al movimento del bullone dovuto allo slittamento;

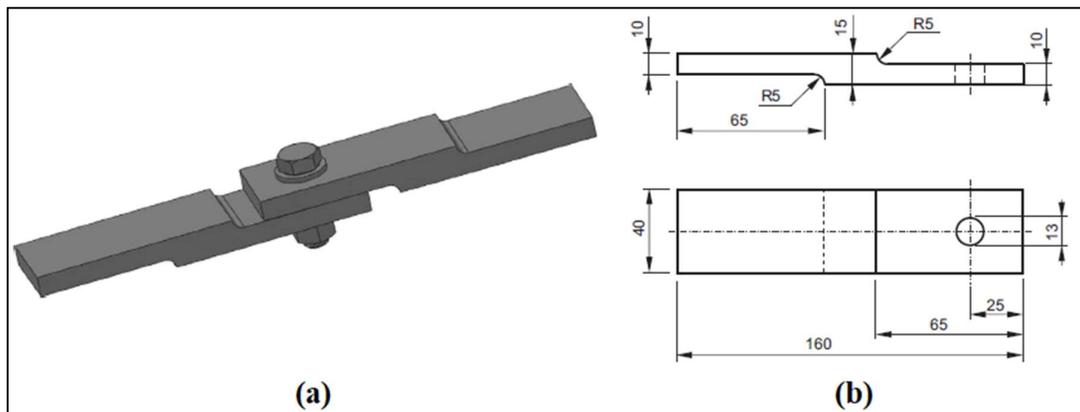


Figura 67: (a) Modello di giunto a sovrapposizione e (b) dimensioni e geometria delle piastre [mm]

- Test:** sono stati condotti esperimenti quasi statici per caratterizzare il comportamento del giunto, in base ai cicli di isteresi, e sono stati correlati, successivamente, con un modello ad elementi finiti. Sono stati condotti esperimenti utilizzando una macchina di prova universale con controllo dinamico, delle ganasce idrauliche e una forza massima di 100 kN . Il software di acquisizione dati aveva registrato la forza applicata e lo spostamento della ganasce mobile. L'applicazione della coppia di serraggio sul bullone è stata effettuata mediante una chiave dinamometrica con intervallo di $30 - 160\text{ Nm}$. La forza di precarico sul bullone è stata misurata con una cella di carico ALD-W-200 (ALTrademark; DesignInc.), con range di $0 - 10000\text{ daN}$ e sensibilità di 2.14 mV/V , collegato a un ponte portatile di Wheatstone modello P3 (Vishay Micro- Marchio delle misure; Malvern, Pennsylvania; USA).

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** all'aumentare dell'ampiezza dello spostamento imposto aumentava l'energia dissipata dal giunto, al contrario la rigidità diminuiva. Precarichi elevati portavano ad un aumento della rigidità del giunto e il suo effetto sull'energia dissipata dipendeva dallo spostamento imposto. L'energia dissipata diminuiva con precarichi elevati e spostamenti piccoli. Questa

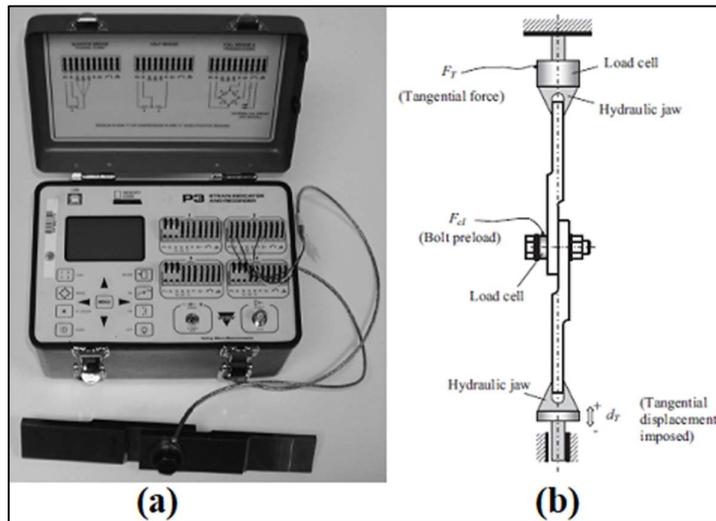


Figura 68: (a) Macchinario per la misurazione del precarico sul bullone e (b) test set-up

tendenza variava con spostamenti maggiori di 0.18 mm , l'energia dissipata cresceva con il precarico per spostamenti pari o superiori a 0.22 mm .

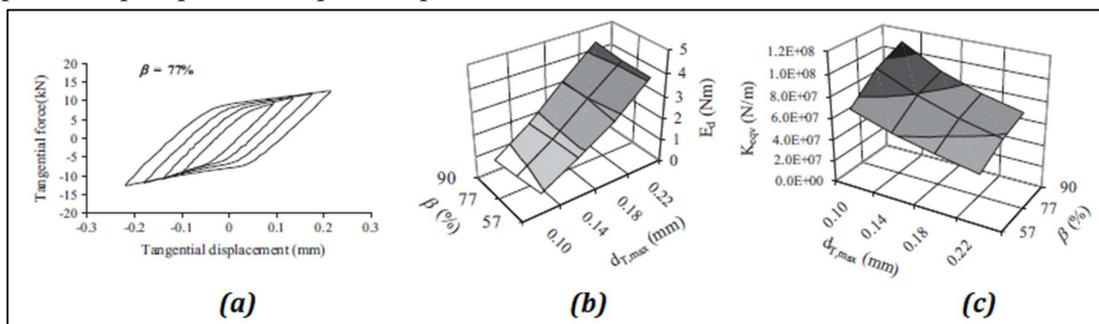


Figura 69: (a) Esempio di un ciclo di isteresi ottenuto dalla risposta temporale forza-spostamento; Superficie di risposta corrispondente (b) all'energia dissipata e (c) alla rigidezza equivalente del giunto bullonato, misurati durante l'esperimento

2.24 2014 - Experimental model validation of a non-linear structure [32]

1. Informazioni generali

- **Autori:** A. delli Carri^(a), D. Di Maio^(a), A. Lucchetti^(a), I.A. Sever^(b);
 (a) University of Bristol, Department Mechanical Engineering Queens' building, University walk, Bristol, BS8 1TR, UK;
 (b) Rolls-Royce plc SinA-33, PO Box 31, Derby, DE24 8BJ, UK;
- **Conferenza di pubblicazione:** ISMA;
- **Anno di pubblicazione:** 2014.

2. Esperimento

- **Scopo:** dimostrare che le non linearità, quantificate nello spazio modale, possono essere correlate con quelle nello spazio fisico usando un metodo di identificazione inverso;
- **Provino:** è stata progettata una struttura di prova con manubri in modo da avere due masse in acciaio inossidabile il cui peso era di circa 4 kg. La giunzione era un giunto a sovrapposizione composto da due sezioni quadrate di alluminio collegate ciascuna, alla massa, con un singolo bullone UNF 10/32 e collegate tra loro con due bulloni M5. Due livelli di serraggio, 6 Nm e 10 Nm, sono stati applicati ai bulloni per monitorare le differenze nel comportamento;
- **Test:** la struttura era dotata di quattro accelerometri monoassiali posti alle estremità dei cilindri e un indicatore di forza era installato lungo la direzione assiale. Il manubrio è stato appeso con due cinture e sospeso in condizioni free-free attraverso un elastico. Sono stati presentati tre test principali:

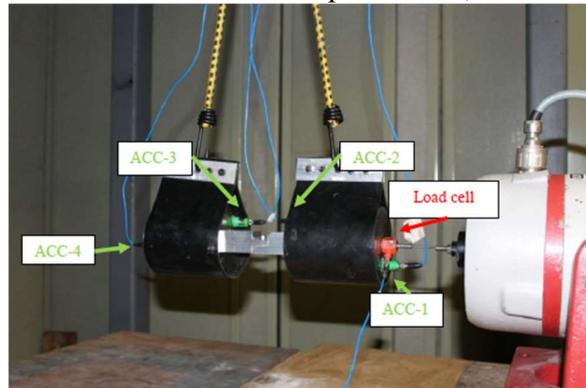


Figura 70: Set-up dell'esperimento

1. un'eccitazione a banda larga ottenuta usando uno shaker elettrodinamico;
2. un'eccitazione con seno a gradino ("stepped sine") generata attraverso uno shaker, sia aumentando ("up-sweep") sia diminuendo ("down-sweep") le frequenze armoniche, al fine di avere una migliore rappresentazione dei fenomeni come i salti nelle risposte;
3. un test da impatto.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**

1. Il sistema non è lineare a causa dello spostamento di frequenza ottenuto aumentando i livelli di ampiezza. Dopo un'analisi modale preliminare, il terzo picco di risonanza è stato identificato come il modo assiale principale. Inoltre, i modi erano sufficientemente distanti tra loro, rendendo così la tecnica modale molto più affidabile;

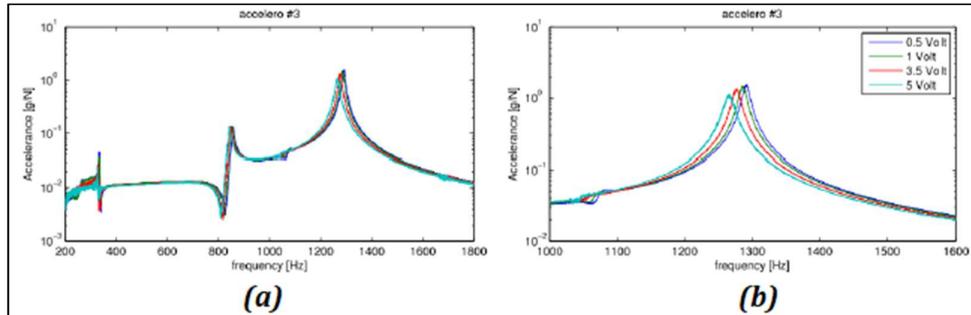


Figura 71: (a) FRF e (b) il modo di interesse per un serraggio di 10 Nm

2. Le FRF misurate mostrano una chiara distorsione delle curve di risposta all'aumentare della forza di eccitazione e, quindi, dimostrando la dipendenza dell'ampiezza da questo fenomeno non lineare. L'analisi modale lineare non sarebbe adatta per questi tipi di FRF ma quando viene eseguita i risultati mostrano una chiara attenuazione delle curve;

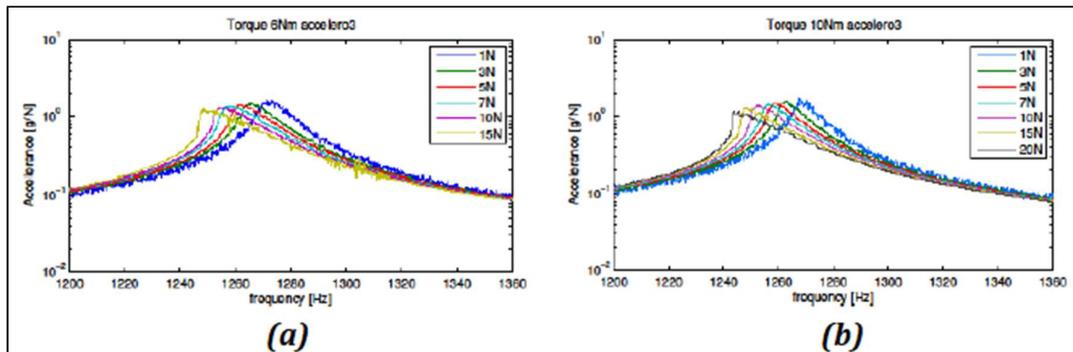


Figura 72: Test con seno a gradino per una coppia di serraggio (a) di 6 Nm e (b) di 10 Nm

3. È stato definito il fattore di perdita della struttura da utilizzare nel modello SDOF.

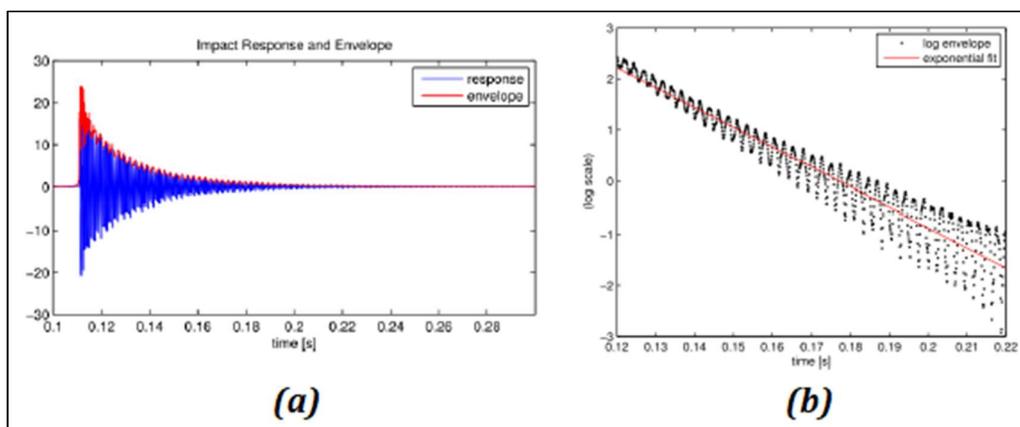


Figura 73: (a) Sviluppo di decadimento e (b) adattamento esponenziale

2.25 2015 - Development of a test planning methodology for performing experimental model validation of bolted flanges [33]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Dario DI Maio^(a), Christoph Schwingshackl^(b), Ibrahim A. Sever^(c);
 - (a) Mechanical Engineering Department, University of Bristol, Bristol, UK;
 - (b) Mechanical Engineering Department, Imperial College London, London, UK;
 - (c) Rolls-Royce plc, PO Box 31, Derby DE24 8BJ, UK;
- **Giornale di pubblicazione:** Nonlinear Dynamics;
- **Data di pubblicazione:** Settembre 2015.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare una strategia per il collaudo e la validazione di strutture collegate attraverso giunti bullonati;

- **Provino:** sono state testate due strutture:

1. un semplice test case con flangia imbullonata (un componente lungo e uno corto collegati da due bulloni che sono stati serrati con un livello di coppia di 20 Nm) (Figura 74a) con due configurazioni. Una configurazione presuppone che entrambe le flange siano completamente in contatto (FC) e l'altra presuppone che sia disposto un contatto ridotto (RC). Quest'ultimo è stato ottenuto inserendo due rondelle (una per ciascun bullone) tra le flange;

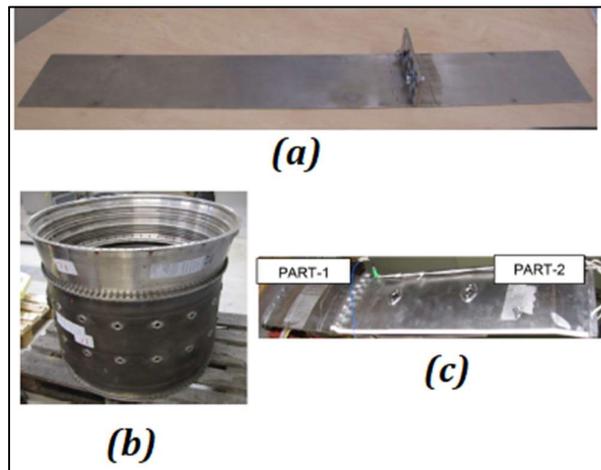


Figura 74: (a) Flangia bullonata semplice; Casing (b) completo e (c) sezionato di un motore aeronautico CCOC-HRT Roll-Royce

2. una parte di involucro di un motore aeronautico Rolls-Royce, testato ad un alto livello di vibrazioni (Figura 74b/c);

- **Test:**

1. Sono stati effettuati test modali sospendendo la struttura con elastici per ottenere condizioni al contorno free-free. Inizialmente, una struttura di prova è stata configurata con uno shaker LDS (200 N di range) attaccato ad uno degli angoli di ciascun componente. Un vibrometro

laser Doppler a scansione (Polytec PSV-400) è stato utilizzato per misurare le FRF in una griglia di punti di misurazione, abbastanza denso da ottenere una buona risoluzione spaziale. Il test modale è stato eseguito in entrambe le condizioni, che sono rispettivamente condizioni complete (FC) e RC. Sono stati selezionati cinque modi;

2. L'analisi modale per identificare il modello lineare è stata effettuata utilizzando un sistema di misurazione LDV a scansione. Sulla struttura del test è stata prodotta una griglia di 225 punti e uno shaker è stato fissato in uno dei 4 angoli della struttura, in corrispondenza del componente dell'involucro ad alta pressione. Lo SLDV è stato allestito all'esterno di una cabina insonorizzata all'interno della quale la struttura è stata appesa a un telaio rigido. La larghezza di banda della frequenza di eccitazione è considerata fino a 1 kHz con una risoluzione superiore a 0.4 Hz . La struttura presenta diversi modi globali e locali. Sono stati selezionati quattro modi per il test modale non

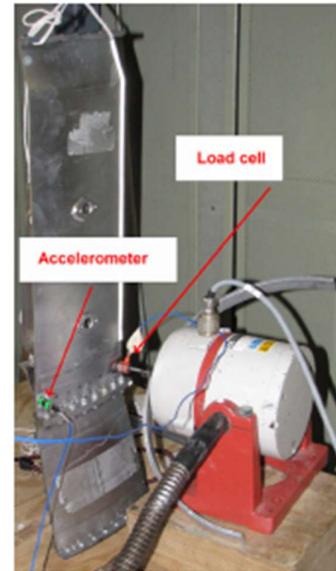


Figura 75: Secondo test set-up della struttura 2

lineare il quale è stato inizialmente eseguito utilizzando la stessa posizione di eccitazione utilizzata per il test modale lineare con SLDV. La posizione dell'accelerometro è stata impostata il più vicino possibile alla flangia. La posizione dello shaker è stata spostata dall'angolo vicino alla flangia. La configurazione originale non era ottimale per i test non lineari. La forza dello shaker tendeva a rientrare nella regione di risonanza. Pertanto, sarebbe consigliabile nella pratica di test non lineari scegliere un buon compromesso tra la posizione di eccitazione e il modo di vibrazione da testare.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** il comportamento non lineare dipende dalle forme modali e dall'ampiezza del livello di deformazione a cui è sottoposta la flangia. Maggiore è, maggiore è la possibilità di generare un movimento relativo tra i componenti. Il comportamento non lineare si nota principalmente dalle caratteristiche delle curve di smorzamento. Le curve delle frequenze naturali non presentano un comportamento non lineare così rilevante.

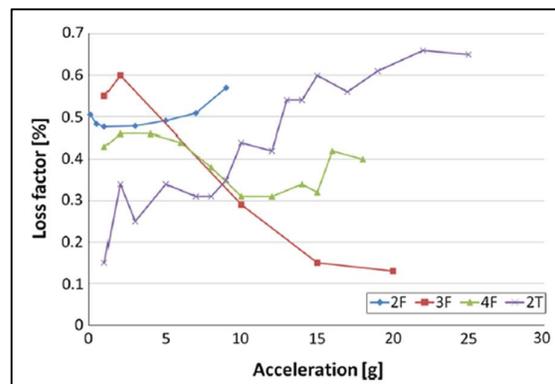


Figura 76: Trend dello smorzamento sui test effettuati sulla flangia semplice

2.26 2015 - An analytical joint stiffness model for load transfer analysis in highly torqued multi-bolt composite joints with clearances [34]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Fengrui Liu^(a), Jianyu Zhang^(b), Libin Zhao^(a), An Xin^(a), Longwei Zhou^(a);
 (a) School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, PR China;
 (b) College of Aerospace Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, PR China;
- **Giornale di pubblicazione:** Composite Structures;
- **Data di pubblicazione:** Novembre 2015.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un modello analitico per la rigidità del giunto tri-lineare che tenga conto dell'effetto degli spazi tra i fori dei bulloni sulla rigidità della corda del cuscinetto. Per verificare il modello di rigidità del giunto, sono stati testati una serie di giunti a sovrapposizione, a bullone singolo con vari giochi dei fori e coppie di serraggio dei bulloni, in modo da confermare empiricamente i coefficienti di influenza del modello di rigidità del giunto. È stata valutata anche la distribuzione del carico in un giunto a sovrapposizione con tre bulloni, con diversi giochi;
- **Provino:**
 1. Un giunto singolo a sovrapposizione con un solo bullone;
 2. Tre giunti singoli a sovrapposizione con tre bulloni (Giunto A, Giunto B, Giunto C);

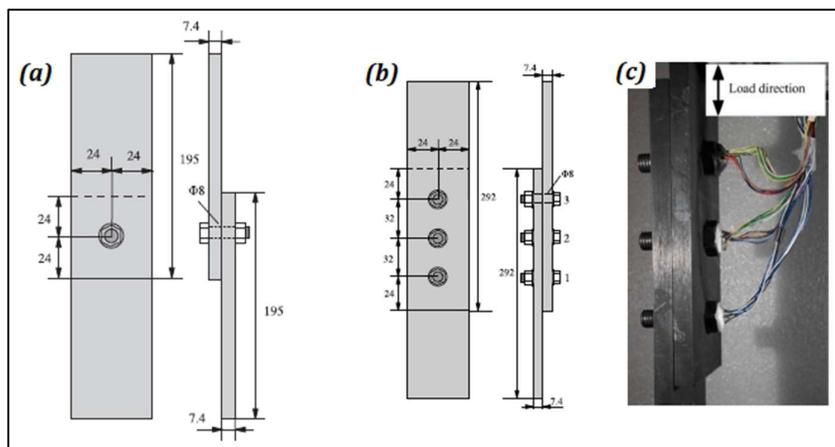


Figura 77: (a) Configurazione e dimensioni del provino 1, (b) configurazione e dimensioni del provino 2 e (c) esperimento della struttura reale (provino 2)

- **Test:** per misurare la distribuzione del carico dei bulloni è stata utilizzata una versione migliorata di quella utilizzata in [35,36]. Quattro scanalature a forma di binario sono state equamente fresate

sul gambo del bullone. Due estensimetri sono stati bloccati simmetricamente sul fondo centrale di ciascuna fessura ad angoli di $\pm 45^\circ$. I provini 1 e 2 sono stati testati caricando e scaricando i bulloni. I provini 2 sono stati inoltre testati utilizzando una macchina di prova del materiale servoassistito a pressione idraulica INSTRON-8803 con una capacità di 250 kN. Un carico di trazione esterno è stato applicato ai campioni mediante una modalità di controllo del carico con un incremento di 1 kN passo dopo passo, durante il quale sono stati misurati e registrati i carichi dei bulloni in ciascun passaggio.

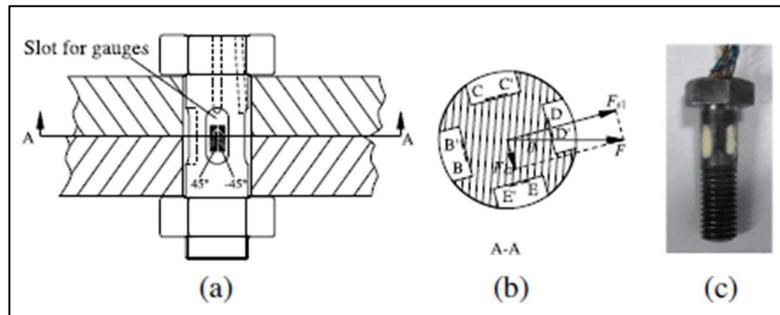


Figura 78: strumentazione per la misurazione del carico sul bullone: (a) diagramma schematico, (b) sezione del diagramma e (c) componente reale

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** attraverso il provino 1 sono state determinate quattro incognite del modello: la rigidità iniziale, la rigidità della corda del cuscinetto, il coefficiente di influenza della coppia di serraggio del bullone e il coefficiente di influenza del gioco del foro del bullone. Infine, le previsioni numeriche, rispetto alle prove sperimentali sui provini 2, hanno presentato errori che non superano il 6%, dimostrando l'accuratezza del modello di rigidità del giunto e la fattibilità del metodo.

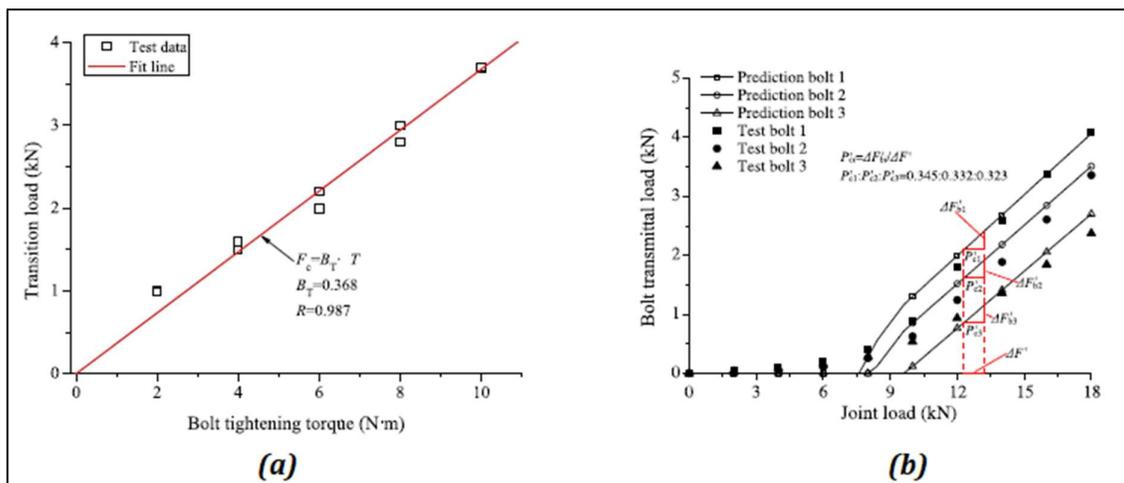


Figura 79: (a) Effetto del serraggio del bullone rispetto alla transizione del carico e (b) distribuzione del carico trasmesso al bullone nel provino 2, con 7 Nm, nel Giunto B

2.27 2016 - Friction and damping associated with bolted joints: results and signal processing [37]

1. Informazioni generali

- **Autori:** H. Goyder^(a), D. Lancereau^(a), P. Ind^(b), D. Brown^(b);
 (a) Cranfield University, Defence Academy of the United Kingdom Shrivenham, Swindon UK SN68LA;
 (b) AWE Aldermaston, Berkshire, UK RG7 4PR;
- **Conferenza di pubblicazione:** ISMA;
- **Anno di pubblicazione:** 2016.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare degli esperimenti con giunti, utilizzando un nuovo metodo di elaborazione del segnale, che hanno dimostrato una dimensione variabile dell'impronta di contatto, tra le interfacce dei giunti, per diversi livelli di vibrazione;
- **Provino:** due travi avvitate insieme in modo da formare una trave composta. Le due travi hanno, entrambe, dimensioni complessive di $750 \times 50 \times 11,76 \text{ mm}$. Le due superfici che sono state messe in contatto sono state ridotte dalla dimensione di 50 mm a 20 mm . Questa larghezza è uguale a quella di una rondella e ha lo scopo di rendere la configurazione unidimensionale. Ci sono 29 fori per bulloni distribuiti uniformemente a 25 mm , l'uno dall'altro. Questi fori sono per bulloni M10 (diametro filetto di 10 mm). I bulloni hanno delle rondelle. Per questo esperimento sono stati usati solo due bulloni che erano posizionati 7 fori verso l'interno da ciascuna estremità della trave nei punti a circa $1/4$ e $3/4$. Tra le superfici dell'interfaccia, che separavano le travi, appariva uno spazio vuoto, il quale si trovava lontano dalle posizioni dei bulloni, al centro e alle estremità della trave;

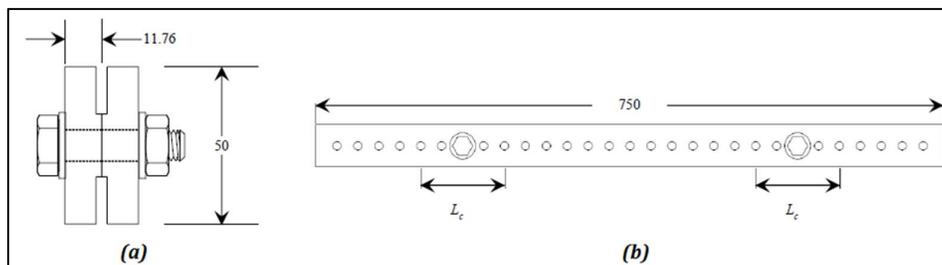


Figura 80: Configurazione della trave: (a) sezione e (b) vista in pianta. L_c è la lunghezza, sconosciuta, dell'impronta di contatto [mm]

- **Test:** la struttura è stata sospesa da corde elastiche per simulare condizioni al contorno free-free e un'eccitazione è stata applicata per mezzo di un martello lungo le linee di un'analisi modale sperimentale. La forza degli impatti è stata scelta per essere compresa tra valori di picco di 400 N

e 1000 N. La durata degli impatti è stata in genere di 1 ms, evitando colpi multipli. La posizione degli impatti era tra il 12° e 13° foro. Due accelerometri sono stati incollati alle estremità della trave uno su ciascun lato. La frequenza di misura utilizzata era di 10^4 misure al secondo. I bulloni sono stati analizzati con quattro serraggi diversi (per ognuno dei quali sono stati eseguiti 4/5 impatti).

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**

- La coppia di serraggio maggiore ha il cambiamento minore nella frequenza naturale;
- La frequenza naturale osservata aumenta quando diminuisce l'ampiezza della vibrazione. Ciò è coerente con un'impronta di contatto che consente di scorrere per grandi ampiezze e di aderire per piccole ampiezze. Questi cambiamenti di frequenza sono correlati a un cambiamento nella dimensione dell'impronta di contatto replicando il comportamento osservato in un modello ad elementi finiti. Ciò ha consentito di determinare la dimensione dell'impronta di contatto;
- Lo smorzamento della trave era grande per ampie ampiezze di vibrazione, coerente per superfici scorrevoli con contatto per attrito. Per piccole ampiezze di vibrazione lo smorzamento era piccolo. Ulteriori esperimenti hanno mostrato che i valori di smorzamento, per piccole ampiezze di vibrazione, sono scesi vicino allo smorzamento del materiale;
- Sono state prese misure per determinare la ripetibilità del comportamento del giunto. Queste misure hanno comportato il montaggio e lo smontaggio delle travi. La dispersione dei valori di frequenza e smorzamento era piccola (al massimo il 16%) e mostra che la ripetibilità non era un problema;
- È stato sviluppato un nuovo metodo di elaborazione del segnale per determinare le proprietà delle vibrazioni a seguito di un'eccitazione impulsiva e del decadimento delle vibrazioni. Questo metodo utilizza dei filtri per estrarre la dispersione delle vibrazioni. Questo approccio è adatto per sistemi non lineari e ha ampia applicabilità.

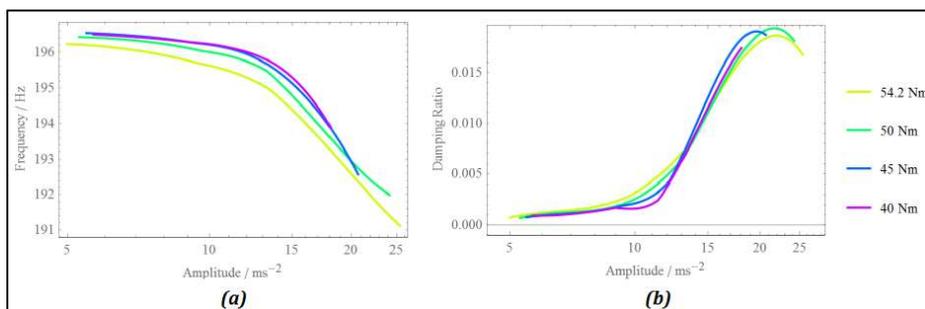


Figura 81: Effetto del serraggio (a) sulle frequenze naturali e (b) sullo smorzamento. Ogni linea rappresenta l'andamento dopo una serie di 4/5 test da impatto

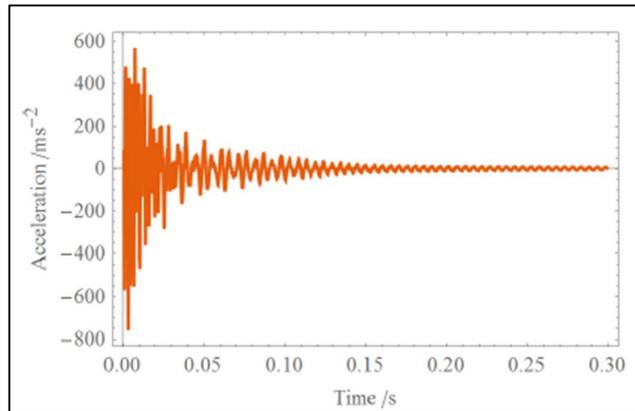


Figura 82: Misurazione della storia nel tempo dell'accelerazione della trave

2.28 2016 - Impact hammer-based analysis of nonlinear effects in bolted lap joint [38]

1. Informazioni generali

- **Autori:** B. Titurus^(a), J. Yuan^(a,c), F. Scarpa^(a), S. Patsias^(b), S. Pattison^(b);
- (a) Department of Aerospace Engineering, University of Bristol, Queen's Building, University Walk, Bristol BS8 1TR, United Kingdom;
- (b) Rolls-Royce plc, PO Box 31, DE24 8BJ Derby, United Kingdom;
- (c) Department of Power and Propulsion, School of Aerospace, Transport and Manufacturing, Cranfield University, Bedfordshire, MK43 0AL, United Kingdom;
- **Conferenza di pubblicazione:** ISMA;
- **Anno di pubblicazione:** 2016.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un'indagine sperimentale sul comportamento dinamico di una trave bullonata. Un hammer test è scelto come alternativa ai classici metodi di eccitazione armonica;
- **Provino:** formato da due travi identiche e un cuscinetto elastico di attrito in acciaio con due superfici di contatto lucidate. Le travi sono realizzate in acciaio con una densità nominale di 7850 kg/m^3 e il modulo di Young di $2.1 \times 10^{11} \text{ Nm}^{-2}$. Per migliorare l'osservabilità degli effetti di contatto e di attrito, le superfici di contatto delle travi vengono irruvidite mediante sabbatura. Tutte e tre le parti sono assemblate utilizzando un singolo bullone e dado. Di conseguenza, il gruppo trave ha un giunto situato nel mezzo della sua campata. Entrambe le travi costituenti hanno una larghezza costante di 25 mm ;

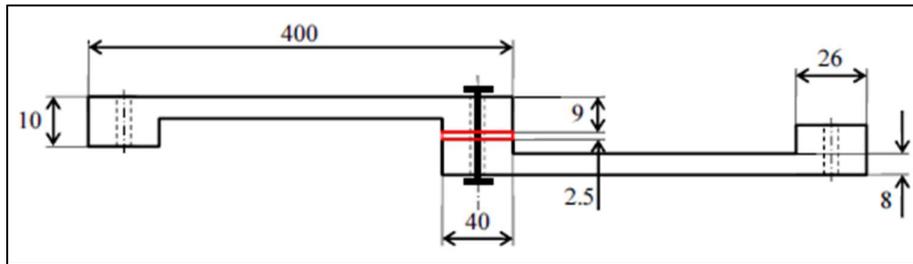


Figura 83: Rappresentazione schematica del provino con le dimensioni [mm]

- Test:** la struttura posizionata orizzontalmente è stata testata usando condizioni al contorno free-free con la vibrazione trasversale indotta perpendicolare al piano della sospensione. Un martello per impatto (Bruel & Kjaer, modello 086C01) è stato utilizzato in modo da eccitare la struttura sulla punta della struttura con la risposta delle vibrazioni misurata nello stesso posto e direzione usando un accelerometro piezoelettrico (PCB, modello 333M07). L'analizzatore di segnale dinamico (National Instruments, modello NI 9234) è stato utilizzato per acquisire i dati che sono stati ulteriormente elaborati in Matlab e nelle sue toolboxes. Durante gli esperimenti è stata utilizzata la chiave dinamometrica a quadrante manuale (Bahco, modello 7454-3) con un intervallo fino a 3.5 Nm.



Figura 84: Banco di prova assemblato con chiave dinamometrica

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** sono stati osservati tre modi a flessione simmetrici e due asimmetrici. I modi simmetrici, con ampiezze modali elevate nella regione del giunto, risultano sensibili ai parametri del test. Un aumento della coppia di serraggio provoca un aumento delle frequenze di risposta libera identificate, mentre un aumento delle forze di impatto di picco provoca una diminuzione dei valori delle frequenze naturali. La variazione di frequenza massima osservata è stata del 2,5%, corrisponde al terzo modo a flessione simmetrico. La variazione dello smorzamento modale, con i valori intorno allo 0,2%, è la più pronunciata per il terzo modo simmetrico, per il quale un aumento della coppia di serraggio provoca una diminuzione dello smorzamento e un aumento dell'ampiezza di eccitazione, portando a valori di smorzamento modale più elevati.

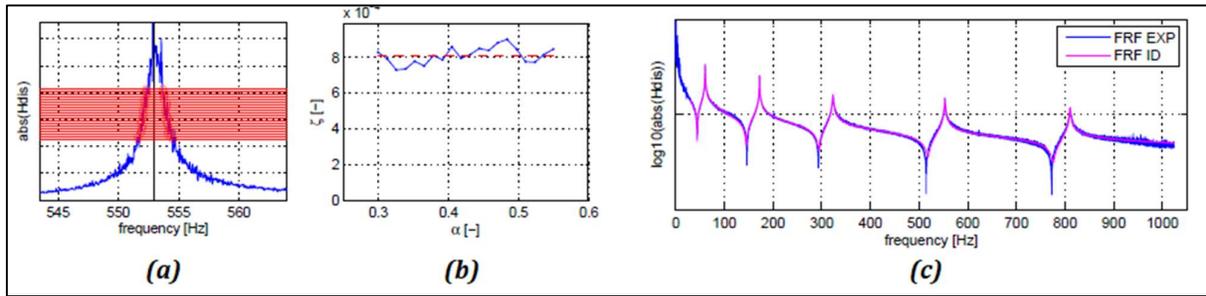


Figura 85: Esempio dei risultati (a) di due stadi di frequenze naturali e (b) dell'identificazione dell'andamento dello smorzamento. (c) Esempio della ricostruzione di una FRF

2.29 2017 - Study of the dynamic behavior of a bolted joint under heavy loadings [39]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Sami Daouk^(a), François Louf^(a), Christophe Cluzel^(a,b), Oliver Dorival^(c,d), Laurent Champaney^(a), Sylvie Audebert^(e);
 - (a) LMT, ENS-Cachan, CNRS, Université Paris Saclay, 94235 Cachan, France;
 - (b) IUT-d'Evry Val d'Essonne, Dep.SGM,91025Evry,France;
 - (c) ICAM–Site deToulouse,31076Toulouse,France;
 - (d) LMT, ENS-Cachan, CNRS, Université Paris Saclay, 94235 Cachan, France;
 - (e) EDF R&D, EDF Lab PARIS-SACLAY, 91120 Palaiseau, France;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Sound and Vibration;
- **Data di pubblicazione:** Marzo 2017.

2. Esperimento

- **Scopo:** comprendere la relazione tra la configurazione di un giunto bullonato e il livello di carico a seconda delle condizioni del giunto;
- **Provino:** due travi elastiche collegate con un giunto bullonato. Il giunto doveva avere caratteristiche simili a quelli presenti negli assiemi utilizzati nelle unità termiche. Tuttavia, per motivi di dimensioni e spazio, è stato progettato un giunto di dimensioni inferiori (diametro di circa 20 cm) con bulloni M12. Inoltre, il giunto bullonato era rappresentato da una "parte di riferimento", con rigidità e inerzia simili al giunto. Le interfacce di contatto tra le travi e il giunto bullonato o tra le travi e la parte di riferimento dovevano comportarsi in modo simile, in particolare in termini di dissipazione. Questa parte è stata progettata in modo tale che la sua massa possa essere modificata aggiungendo viti di fissaggio, al fine di abbinare diverse configurazioni

del giunto bullonato. Sono state testate diverse configurazioni (le configurazioni di riferimento, un giunto con 16 bulloni serrato a 70/40 Nm, un giunto con 8 bulloni serrato a 70/40 Nm);

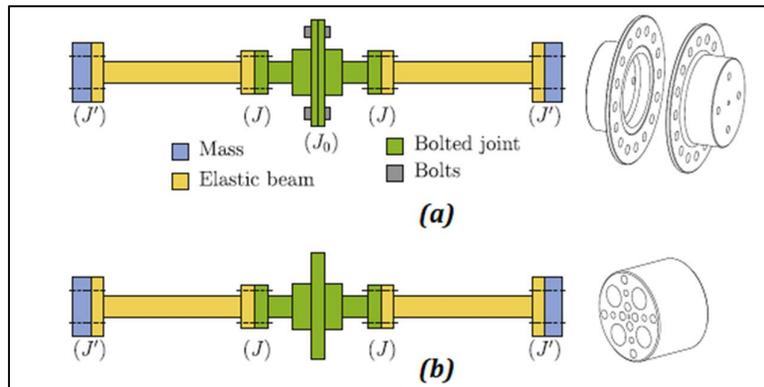


Figura 86: Geometria della struttura assemblata; (a) Struttura con giunto bullonato e (b) struttura con la parte di riferimento

- **Test:** l'esperimento era strutturato in tre parti:
 1. Analisi modale dell'assieme bullonato. Sono state applicate condizioni al contorno free-free in modo da limitare il numero di giunti. Sono state ricavate le frequenze naturali del primo modo simmetrico a flessione;
 2. Una scansione sinusoidale è stata eseguita vicino alla frequenza naturale del primo modo a flessione. Durante questa scansione, la forza introdotta dallo shaker è stata automaticamente adattata per generare il valore desiderato, del momento, nel giunto. Sono stati ricavati il legame tra il momento desiderato nel giunto e l'ampiezza del carico applicato e la frequenza di risonanza per ciascun valore del momento nel giunto;
 3. Applicazione, per un dato valore del momento nel giunto, di una forza sinusoidale alla frequenza di risonanza precedentemente misurata. Sono stati ricavati l'evoluzione nel tempo della forza di eccitazione, l'accelerazione nel punto di eccitazione e le deformazioni, queste misure sono state quindi utilizzate per calcolare il coefficiente ψ (capacità di smorzamento specifica).

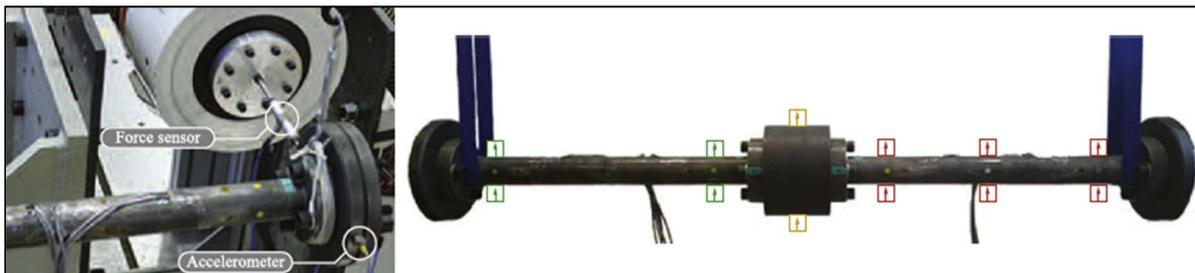


Figura 87: Shaker e struttura appesa per le condizioni al contorno free-free

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** i risultati dell'esperimento hanno mostrato la variazione della dissipazione in un giunto bullonato e la sua apparente rigidità in funzione delle condizioni del giunto. I test eseguiti al primo modo simmetrico a flessione hanno mostrato che le dissipazioni nel giunto bullonato erano piccole e che la configurazione del giunto aveva un basso impatto sul comportamento dinamico dell'intera struttura. Test sul primo modo torsionale, i quali genererebbero slittamenti maggiori nel giunto bullonato, avrebbero potuto rivelare una maggiore dipendenza della dissipazione dalla configurazione bullonata. Una soluzione pratica poteva essere quella di generare un taglio nel giunto bullonato nel primo modo simmetrico a flessione rompendo la simmetria dell'intero assieme.

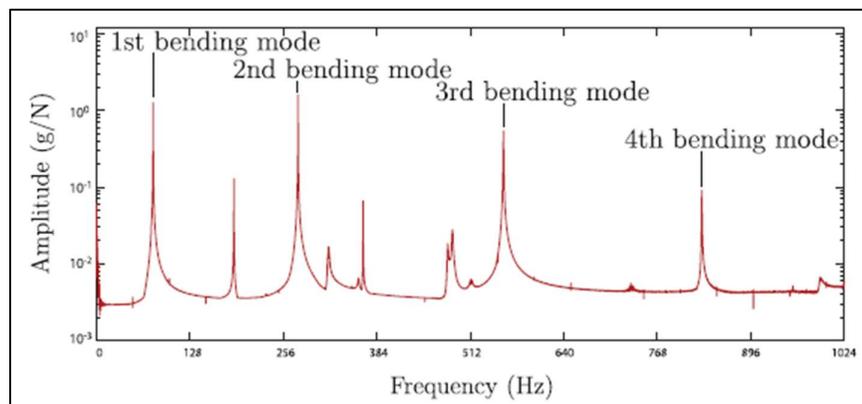


Figura 88: FRF della struttura con il giunto bullonato soggetta ad una eccitazione con rumore bianco, sono specificate i primi 4 modi a flessione

2.30 2017 - A model updating method for hybrid composite/aluminum bolted joints using modal test data [40]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Farhad Adel^(a), Saeed Shokrollahi^(a), Majid Jamal-Omidi^(a), Hamid Ahmadian^(b);
 (a) Department of Aerospace Engineering, Space Research Institute, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran;
 (b) Iran University of Science and Technology, School of Mechanical Engineering, Narmak, Tehran 16844, Iran;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Sound and Vibration;
- **Data di pubblicazione:** Maggio 2017.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un modello semplice e applicabile per prevedere il comportamento dinamico di giunti bullonati in strutture ibride in alluminio/composito e aggiornare il suo modello mediante i dati dei test modali;
- **Provino:** la struttura ibrida era composta da due travi, una in alluminio e una in composito carbon/epoxy (fibre di carbonio e resina epossidica), collegate da un bullone;

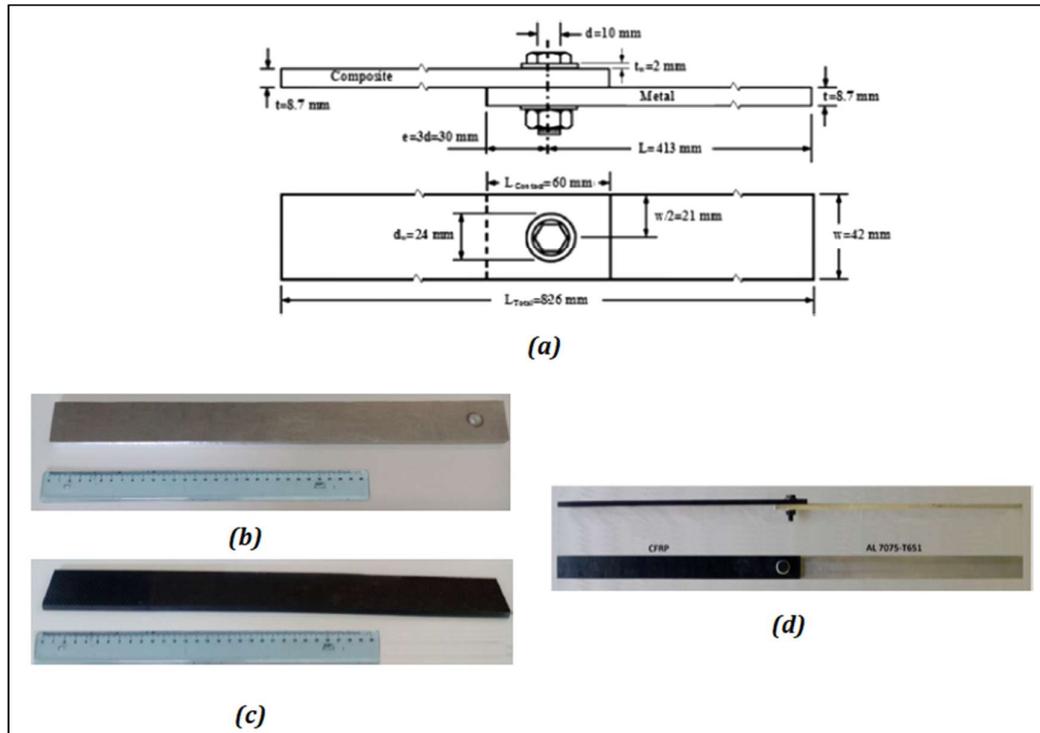


Figura 89: (a) Schema della struttura ibrida con le dimensioni; (b) Trave in alluminio; (c) Trave di composito; (d) Struttura ibrida

- **Test:** è stato eseguito un test modale, con condizioni al contorno free-free. Un hammer test è stato eseguito in modo da eccitare e determinare le frequenze naturali della struttura ibrida. La forza applicata è stata misurata utilizzando il sensore di forza sulla testa del martello. Tre impatti sono stati applicati nel punto di eccitazione. In seguito, un hammer test, con condizione al contorno free-free, è stato eseguito solo sulla trave composita. Sono stati usati due accelerometri a una distanza di 78 mm dalle estremità della trave. L'eccitazione è dovuta al martello a impulsi in cui gli impatti vengono immessi sul retro di ciascun sensore.



Figura 90: Test set-up (a) della struttura ibrida e (b) della trave composita

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** la rigidità iniziale delle regioni influenzate dal giunto nella sottostruttura metallica viene ridotta di circa 379 volte e quella della sottostruttura composita viene ridotta di 153, 312 e 65, rispettivamente, nelle direzioni x, y e z. I risultati indicano che la riduzione della rigidità strutturale si verifica nella posizione del giunto, il che rappresenta l'effetto più significativo dei giunti bullonati nel loro campo di comportamento lineare.



Figura 91: Seconda forma modale (a) dell'esperimento e (b) del modello FEA

2.31 2017 - Nonlinearity of interfaces and force transmission of bolted flange joints under impact loading [41]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Yacong Guo^(a,b), Yanpeng Wei^(a,b), Zhe Yang^(a,b), Chenguang Huang^(a,b), Xianqian Wu^(a,b), Qiuyun Yin^(a,b);
 (a) Key Laboratory for Mechanics in Fluid Solid Coupling Systems, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
 (b) School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100049, China;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Impact Engineering;
- **Data di pubblicazione:** Novembre 2017.

2. Esperimento

- **Scopo:** proporre una tipica configurazione di una flangia con giunto bullonato e indagare la sua risposta alle vibrazioni e alla dissipazione sotto una serie di carichi di impatto;
- **Provino:** la configurazione consisteva in quattro parti: il proiettile, la barra incidente, la flangia con giunto bullonato e l'ammortizzatore. Le lunghezze del percussore (striker bar) erano rispettivamente di 0.1 m, 0.2 m e 0.3 m, e quella della barra incidente era di 2 m. Tutti avevano

un diametro di 37 mm. La flangia era collegata da sei bulloni M4 a un'estremità della barra incidente;

- **Test:** è stato eseguito un esperimento SHPB (Split Hopkinson Pressure Bar), modificato. Il percussore era azionato da una pistola a gas ad aria compressa con un range di velocità da 3 a 7m/s. Tali condizioni di carico hanno mantenuto il giunto in uno stato elastico. Una serie di onde d'urto rettangolari, con ampiezze d'impulso diverse, sono state generate e propagate attraverso la flangia con giunto bullonato. Gli estensimetri (BE120-1AA) sono stati posizionati sulla barra incidente e sul corpo sospeso della flangia. Durante i test, i segnali sono stati raccolti utilizzando un circuito a ponte di Wheatstone, un amplificatore differenziale (Tektronix 5A22N) e un oscilloscopio digitale (Tektronix TDS420). Tutti i segnali sono stati misurati come micro-deformazione e la sensibilità dell'estensimetro era di 1000 micro-tensioni per volt. Il segnale di deformazione è stato misurato per 5 ms con una frequenza di campionamento di 2 MHz.

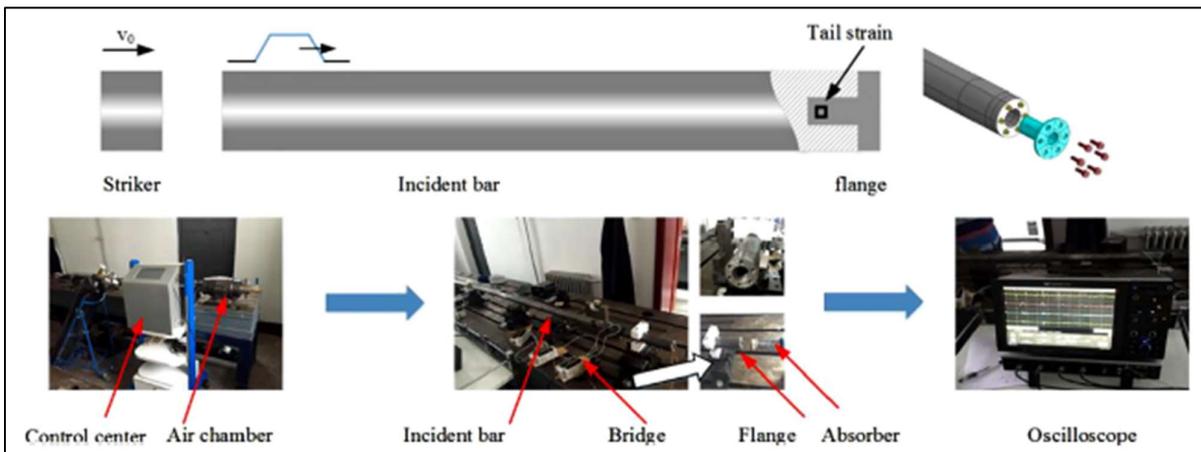


Figura 92: Schema della preparazione dell'esperimento SHPB, modificato

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**
 - Il modello di simulazione è stato in grado di imitare la risposta delle flange con giunto bullonato. La risposta è stata divisa in due regioni, la regione di risposta all'impatto e la regione di risposta alla vibrazione, in base alla larghezza dell'impulso delle onde riflesse nella barra incidente. Il modello ha confermato che il carico da impatto può eccitare le vibrazioni strutturali e le risposte agli impatti in entrambe le regioni;
 - Le interfacce discontinue hanno contribuito allo smorzamento strutturale e al contatto non lineare, portando alla distorsione e alla dissipazione delle onde d'urto. La non linearità dei giunti diminuiva con il diminuire della frequenza di eccitazione;

- Dato che l'energia ricevuta dalla flangia ha continuato a diminuire, anche l'ampiezza, in entrambe le regioni, diminuiva. Inoltre, l'ampiezza ha raggiunto il valore massimo alla frequenza di base, circa 11 kHz, in cui la struttura ha risonato. Frequenze più elevate di eccitazione hanno indotto un elevato tasso di smorzamento. L'energia rimasta si trasferiva dalla flangia alla barra degli incidenti.

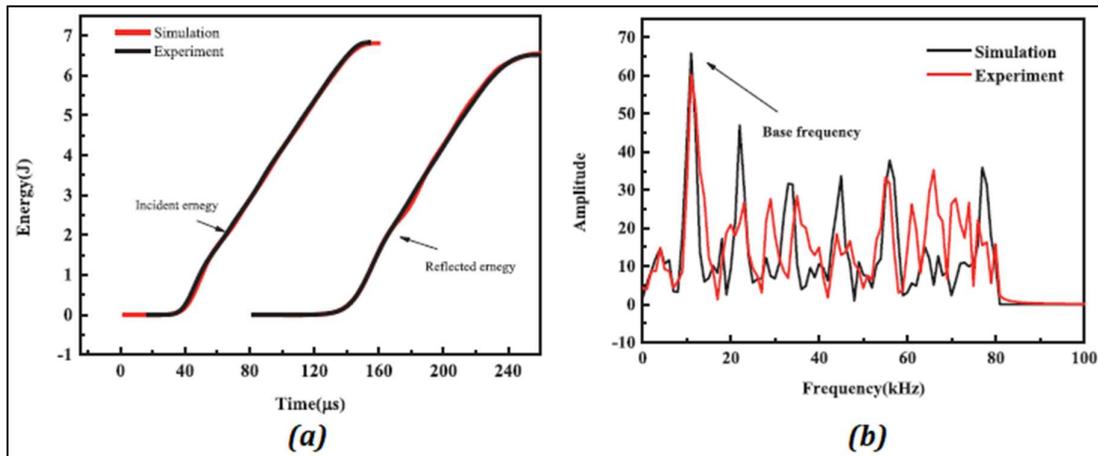


Figura 93: (a) Confronto tra energia incidente e riflessa nella barra incidente; (b) Confronto dello spettro FFT (Trasformata veloce di Fourier) della forza assiale nella flangia sotto gli impulsi rettangolari

2.32 2018 - Development of a new method for joint damping identification in a bolted lap joint [42]

1. Informazioni generali

- **Autori:** M. Sanati^(a), Y. Terashima^(b), E. Shamoto^(b), S. S. Park^(a);
 (a) Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Calgary, Calgary, Canada;
 (b) Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Nagoya University, Chikusa-ku, Nagoya, Aichi, Japan;
- **Giornale di pubblicazione:** Journal of Mechanical Science and Technology;
- **Data di pubblicazione:** Febbraio 2018.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare un nuovo approccio sperimentale per determinare lo smorzamento nei giunti bullonati a sovrapposizione ed eliminare le limitazioni degli approcci esistenti;
- **Provino:** il giunto bullonato a sovrapposizione, che è una struttura continua con infiniti modi di vibrazione, è stato convertito in un componente costituito solo da elementi di smorzamento e rigidità. È stato utilizzato un risonatore meccanico in cui un sovrappeso è stato fissato alla struttura del giunto mediante una molla lineare;

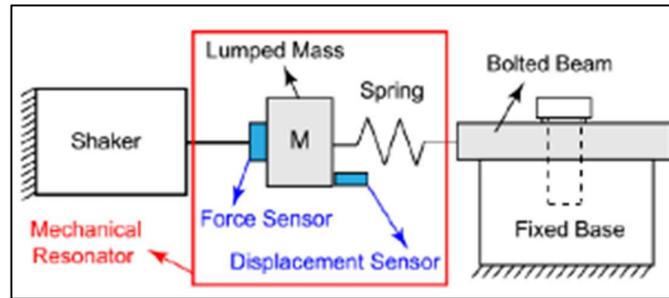


Figura 94: Schema dell'approccio presentato

- Test:** l'energia di eccitazione è trasferita al sistema attraverso uno shaker (Bruel & Kjaer 4808), collegato con un'asta flessibile. La forza in ingresso al sistema è stata misurata utilizzando un sensore di forza (Kistler 9222). Lo spostamento del risonatore meccanico e della trave imbullonata sono stati misurati utilizzando, rispettivamente, un sensore di spostamento a fibra ottica (Philtec RC20-Q) e un sensore capacitivo a banda larga (Lion Precision DMT20). Le eccitazioni sinusoidali sono applicate alla struttura, in una banda di frequenza nell'intorno della risonanza, per ciascun livello di eccitazione. I segnali misurati della forza immessa nel sistema e lo spostamento della massa vengono utilizzati per estrarre le FRF del sistema attorno alla frequenza di risonanza e successivamente per identificare lo smorzamento del giunto attraverso l'approccio sviluppato. Inoltre, i segnali di forza e spostamento alla frequenza di risonanza vengono impiegati per ricavare i cicli di isteresi del sistema e quindi estrapolare lo smorzamento del giunto. In seguito, la struttura è stata modificata in modo da misurare lo smorzamento torsionale. Il risonatore meccanico è stato fissato perpendicolarmente alla struttura assemblata. Pertanto, l'eccitazione traslazionale del risonatore meccanico ha provocato il movimento torsionale della trave imbullonata, con la perdita di energia che si verifica dall'attrito torsionale.

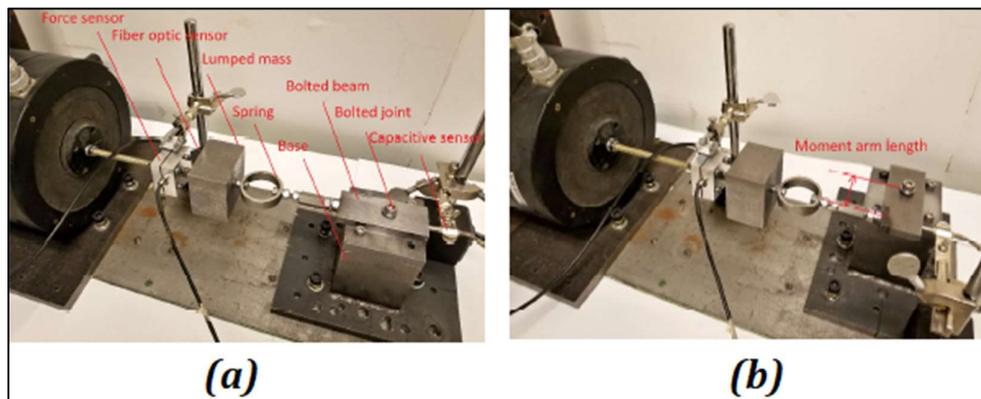


Figura 95: Test set-up (a) traslazionale e (b) torsionale

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** l'aumento del livello di eccitazione, alla frequenza di risonanza, riduce l'ampiezza delle FRF, indicando l'aumento dello smorzamento nel sistema. La frequenza di risonanza diminuisce anche quando si aumenta il carico di eccitazione, poiché l'area di slip si espande e la rigidità dell'interfaccia del giunto si riduce. L'area all'interno dei cicli di isteresi si espande aumentando, così, il carico di eccitazione e di conseguenza aumentando la perdita di energia dovuta all'attrito. La perdita di energia mostra una pendenza crescente con l'aumento dell'ampiezza di spostamento, questo indica che nell'interfaccia di contatto si verifica solo il movimento di microslip poiché la macroslip provoca una pendenza costante per il cambiamento della perdita di energia rispetto alle ampiezze di spostamento. Gli stessi andamenti sono stati trovati per l'esperimento con il provino torsionale. I risultati ottenuti, sia traslazionali che torsionali, hanno mostrato che lo smorzamento del giunto aumenta in modo non lineare con l'aumentare dei livelli di eccitazione, a causa della maggiore perdita di energia, con un'area maggiore di slip nell'interfaccia del giunto.

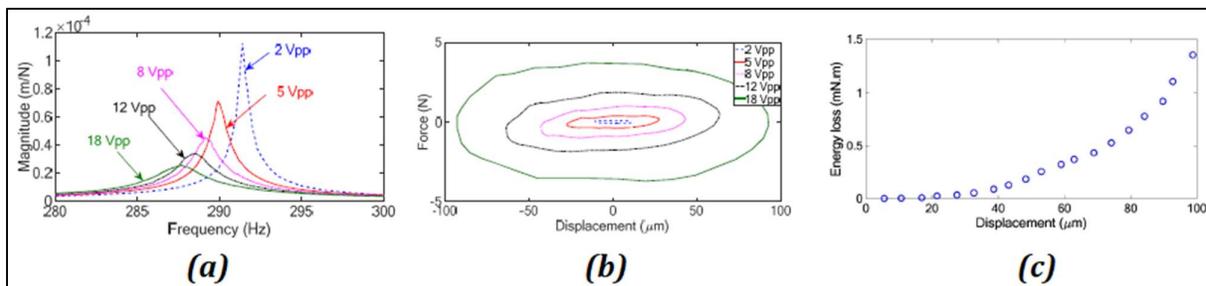


Figura 96: (a) FRF della struttura per diversi livelli di eccitazione, (b) ciclo di isteresi e (c) perdita di energia nella direzione traslazionale

2.33 2018 - Experimental Characterization of a new Benchmark Structure for Prediction of Damping Nonlinearity [43]

1. Informazioni generali

- Autori:** Aabhas Singh^(a), Matthew S. Allen^(a), Matteo Scapolan^(b), Yuta Saito^(c), Ben Pacini^(d), Daniel Roettgen^(d), Robert Kuether^(d);
 - University of Wisconsin – Madison;
 - Politecnico di Torino;
 - University of Illinois at Urbana – Champaign;
 - Sandia National Laboratories;

- **Organizzazione di ricerca:** Sandia National Lab. (SNL - NM), Albuquerque, NM (United States);
- **Data di pubblicazione:** Febbraio 2018.

2. Esperimento

- **Scopo:** caratterizzare sperimentalmente una struttura chiamata “S4 Beam” e studiare l’influenza del giunto sulla non linearità della rigidezza e dello smorzamento complessivo della struttura. Questa caratterizzazione servirà per validare i test numerici delle simulazioni;
- **Provino:** chiamato “S4 Beam” consiste in due travi a C fabbricate con acciaio inossidabile ANSI 304 connesse con due bulloni, uno per ogni estremità; lunghezza 20 inches, dimensioni delle superfici di contatto 2” x 1.25”, altezza nella superficie di contatto 0.5” e di 0.38” al di fuori della superficie di contatto. Sono state assemblate quattro configurazioni diverse della superficie di contatto;

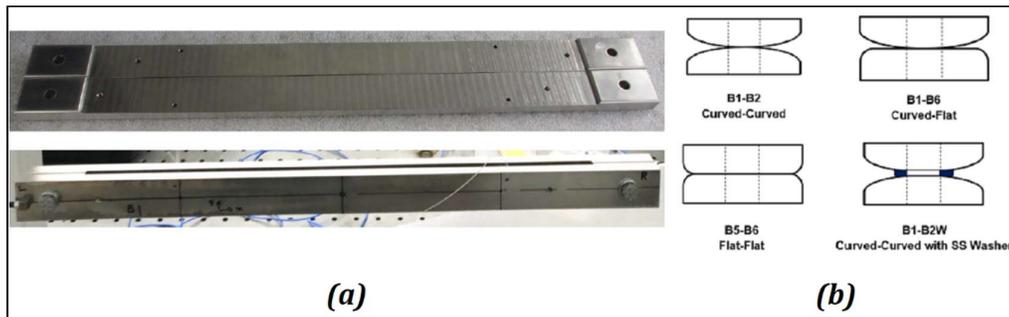


Figura 97: (a) Provino prima e dopo l'assemblaggio e (b) tipologie di contatto per l'interfaccia dei giunti

- **Test:** per il test modale l’assieme è stato appeso con corde elastiche e lenze per emulare condizioni al contorno free-free, con il minor impatto possibile sulla dinamica del sistema. I test sono effettuati con tre livelli di coppia di serraggio (10.2 Nm, 16.9 Nm, 25.1 Nm) per valutare l’effetto del precarico e quattro forze in input, attraverso hammer test, (10 N, 100 N, 250N, 500N) per stimare il loro effetto sulla non linearità del giunto. Le prime sei forme modali elastiche sono state considerate i modi target durante la definizione del posizionamento degli accelerometri e la larghezza di banda del test è stata limitata a 800 Hz in base alla simulazione modale preliminare del modello agli elementi finiti. sono state raccolte tre tipologie di dati:
 1. La distribuzione di pressione del giunto, usato per quantificare l’influenza del pre-stress sull’interfaccia del giunto a causa della coppia di serraggio;
 2. Le funzioni di risposta in frequenza (FRF), usati per determinare le forme dei modi propri lineari e i parametri dei modi propri lineari (frequenze naturali lineari);

- Le serie temporali, usate per determinare le caratteristiche non lineari della trave.

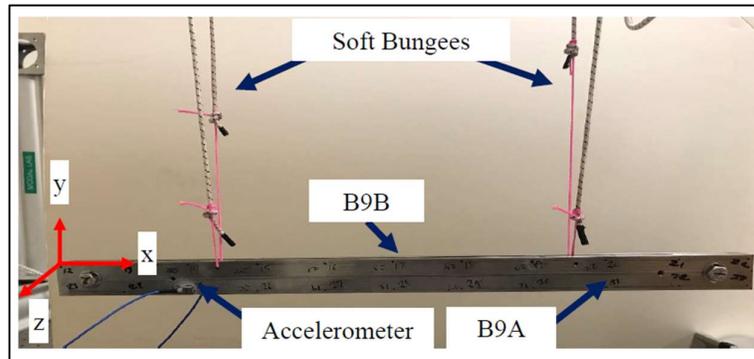


Figura 98: Banco di prova con condizioni al contorno free-free

3. Risultati sperimentali

- Conclusioni:** la rigidezza dei modi 2, 3 e 4 non dipendeva dal giunto. Il modo 2 era un'eccezione in quanto la flessione, in questa forma, induceva una sollecitazione a taglio sulle interfacce bullonate. I modi 1, 5 e 6 avevano una forte dipendenza con il tipo di giunto. I modi 1 e 5 avevano andamenti simili, mentre il modo 6 aveva una netta differenza tra le configurazioni. I modi 2 e 6 producevano entrambi sollecitazioni sul giunto e di conseguenza creavano delle non linearità nello smorzamento. pertanto, per valutarne il grado di non linearità rispetto alla coppia di serraggio più bassa, è stata utilizzata la trasformata di Hilbert in modo da trovare lo smorzamento e la variazione di frequenza in funzione dell'ampiezza della velocità di picco. La variazione di frequenza è rappresentata come una variazione percentuale dalla frequenza naturale lineare. Tra le quattro configurazioni di travi, quelle che avevano interfacce piatte avevano la più alta non linearità di smorzamento. Le travi curve, con una rondella, avevano la non linearità minore di smorzamento.

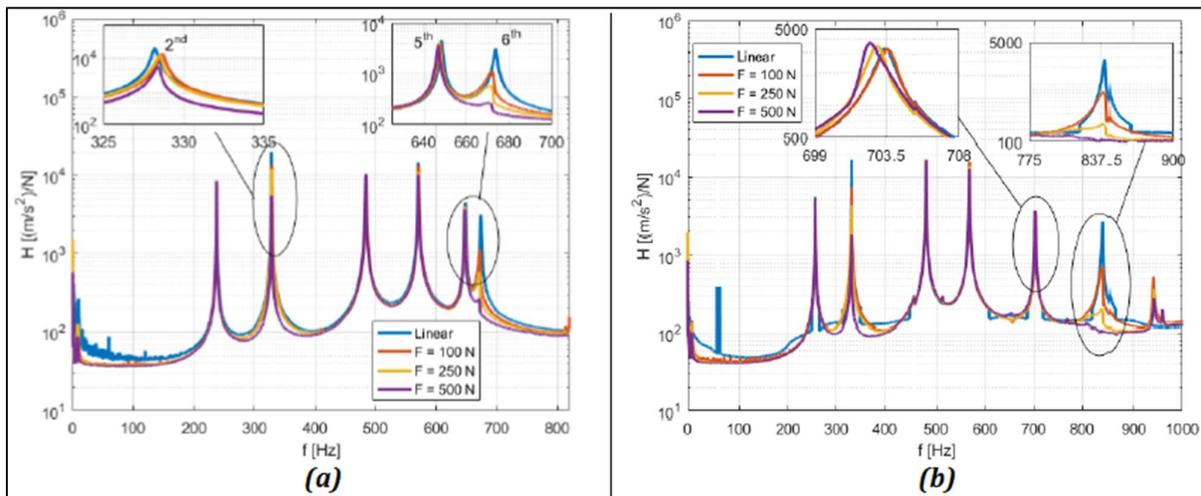


Figura 99: Variazione di ampiezza e forza (a) per il contatto B1-B2 e (b) per il contatto B5-B6, coppia di serraggio 16.9 Nm

2.34 2018 - Nonlinear behavior of single bolted flange joints: A novel analytical model [44]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Farhad Meisami^(a), Majid Moavenian^(a), Aref Afsharfard^(a);
(a) Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran;
- **Giornale di pubblicazione:** Engineering Structures;
- **Data di pubblicazione:** Ottobre 2018.

2. Esperimento

- **Scopo:** studiare le deformazioni dei giunti e sviluppare un modello dettagliato, in grado di dimostrare il loro l'effettivo comportamento;
- **Provino:** una flangia di acciaio (ST-37) con giunto a bullone (classe 8.8, di acciaio carbonato) singolo;
- **Test:** sono stati eseguiti due test differenti, uno statico (1) e uno dinamico (2):
 1. Il test statico utilizzava una configurazione flettente a 3 punti che consentiva di studiare il comportamento alla flessione, in modo da estrarre le curve di deformazione del carico. Il test è stato condotto utilizzando una macchina di prova universale Zwick Z250. La procedura dell'esperimento, per trovare la relazione forza-deformazione, è stata studiata in modo da fare la media dei risultati ottenuti da cinque cicli di carico, su un singolo campione, in modo da evitare l'incertezza crescente dovuta alla modifica del provino. Durante le prove, il carico applicato viene controllato per evitare la deformazione anelastica della struttura in esame. Durante l'esperimento, la massima sollecitazione causata dalla forza applicata, ottenuta con il modello FE, era pari a 175 MPa nella flangia e 156 MPa nel bullone. Questi valori erano lontani dalla resistenza a snervamento;
 2. Il test dinamico è stato svolto con un'analisi modale sperimentale (EMA) eseguita sul sistema vibratorio. Il sistema è eccitato con un hammer test e la risposta viene misurata attraverso un accelerometro. L'acquisizione del segnale è stata eseguita con una frequenza campione di 10 kHz, che rientra nell'intervallo di frequenza raccomandato. È stata misurata e registrata l'accelerazione di eccitazioni di impulso separate nei punti 1-3. È stata calcolata una risposta media di 5 impulsi in ciascun punto per garantire che la coerenza fosse il più vicino possibile all'unità. È stato generato un impulso triangolare con una durata di 0.5 ms.

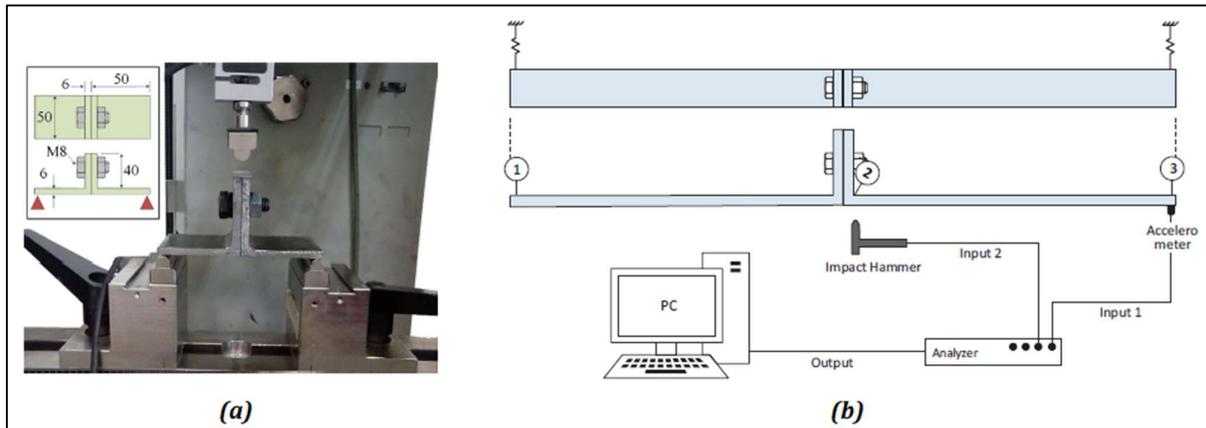


Figura 100: (a) Configurazione e dimensioni del provino incorporato nel test statica; (b) Configurazione del test dinamico

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** la rigidezza alla flessione del giunto mostrava un comportamento bi-lineare con un singolo cambiamento nel punto di equilibrio. La rigidità del carico positivo (momento di apertura) aveva un valore inferiore rispetto al carico negativo (momento di chiusura). In questo confronto il precarico del bullone è stato impostato su 2000 N e il carico esterno variava da -35 a $+35$ Nm. Il confronto dei risultati teorici con i risultati sperimentali e numerici mostrava che il modello poteva seguire accuratamente i risultati sperimentali. Soprattutto per la rigidità del carico statico, è stato dimostrato che l'errore ottenuto analiticamente era inferiore all'8,59%. Inoltre, per garantire che il modello potesse descrivere accuratamente il comportamento dinamico delle flange con giunto, le frequenze naturali ottenute sperimentalmente sono state confrontate con i risultati analitici. È stato dimostrato che l'errore della frequenza fondamentale, che viene calcolato utilizzando i risultati teorici, era inferiore all'1%.

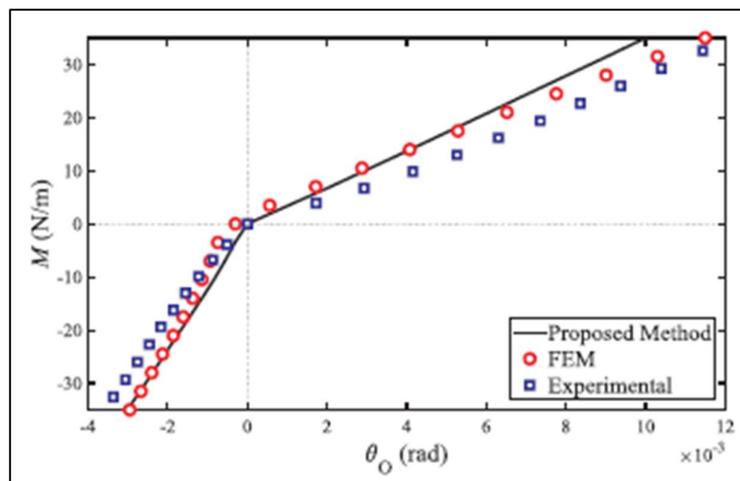


Figura 101: Variazione del momento rispetto all'angolo di flessione

2.35 2018 - Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis [45]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Guang Zhao^(a), Zhiliang Xiong^(a), Xin Jin^(a), Longtao Hou^(a), Wendong Gao^(a);
(a) School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, 116024, China;
- **Giornale di pubblicazione:** Tribology International;
- **Data di pubblicazione:** Novembre 2018.

2. Esperimento

- **Scopo:** implementare un test sperimentale di un giunto per analizzare l'influenza del precarico del bullone sulle prime sei frequenze naturali;
- **Provino:** sono stati presentati due tipi di provini:
 1. Il banco di prova era formato da blocco inferiore, una rondella e un blocco superiore libero, collegati attraverso un bullone M8. I due blocchi erano due travi a T. Il blocco inferiore era fissato alla piattaforma. Una rondella e una cella di carico erano installate tra i dadi e il blocco inferiore. Per monitorare la vibrazione del blocco superiore sono stati utilizzati diversi accelerometri e un sensore di spostamento laser, mentre la cella di carico, che si collegava all'amplificatore di mantenimento della carica, è stato utilizzato per testare il precarico del bullone;
 2. Un banco di prova con una trave a sbalzo imbullonata installato con la stessa rondella del provino 1. Le due travi, con superfici lucidate, erano collegate da un bullone M8. Il blocco bullonato comprendeva la testa del bullone, la prima trave, la rondella, la seconda trave, la cella di carico e il dado. La prima trave era fissata su una base rigida;



Figura 102: Test set-up per il provino 1

- **Test:** per entrambi i provini veniva fatto variare il precarico del bullone. Per ogni precarico sono state misurate, attraverso un accelerometro, le prime sei frequenze naturali. Nel provino 1, una

barra di rame è stata utilizzata per battere leggermente il blocco superiore, in diverse direzioni, in modo da testare il segnale di vibrazione attraverso sensori in diverse posizioni e direzioni.

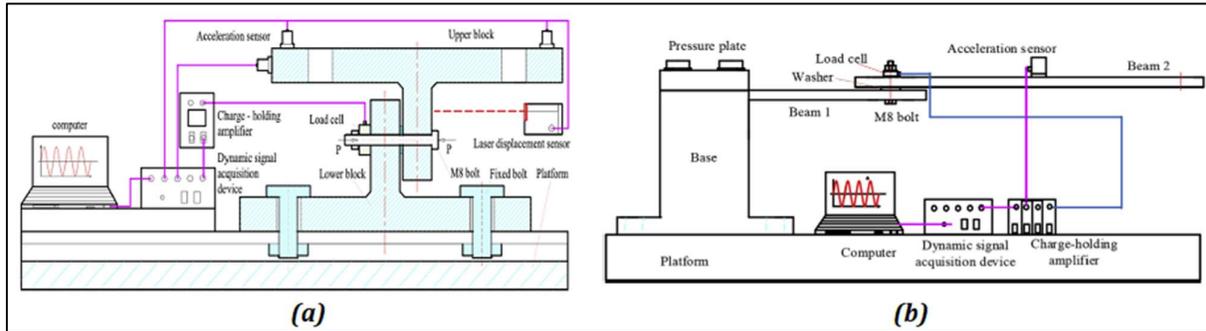


Figura 103: Schema del banco di prova per (a) il provino 1 e (b) il provino 2

3. Risultati dell'esperimento

- Conclusioni:** i risultati dei test sperimentali hanno mostrato che le frequenze naturali aumentavano con il precarico del bullone e che le prime due frequenze naturali erano più sensibili al precarico. La conformità della rigidità del contatto nell'interfaccia bullonata, che variava con il precarico del bullone, è stata ottenuta confrontando la variazione, con i precarichi del bullone, delle frequenze naturali ottenuti sia dal test sperimentale che dall'analisi FE.

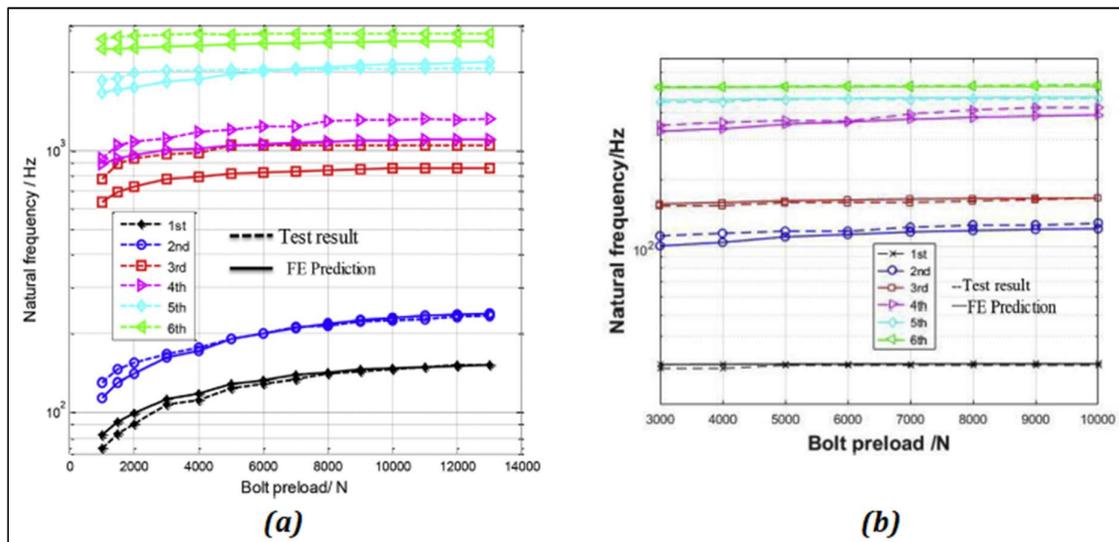


Figura 104: Confronto tra i test e la simulazione TLE (Thin Layer Elements) (a) del provino 1 e (b) del provino 2

2.36 2019 - Tightening behavior of bolted joint with non-parallel bearing surface [46]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Dean Chen^(a), Yue Ma^(a), Bowen Hou^(a), Ruiqi Liu^(a), Wei Zhang^(a);
(a) School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, PR China;
- **Giornale di pubblicazione:** International Journal of Mechanical Sciences;
- **Data di pubblicazione:** Aprile 2019.

2. Esperimento

- **Scopo:** studiare il meccanismo di variazione del precarico causato da una superficie di appoggio non parallela per un modello analitico, analizzarlo tramite FEA e verificarlo con un esperimento di serraggio dei bulloni;
- **Provino e test:** una piastra superiore e una inferiore e un pezzo di prova cilindrico, non parallelo, sono stati fissati da una coppia di bulloni e dadi M10. Il dispositivo di caricamento, della coppia, era una chiave elettrica e un sensore di coppia rotante (device 2) era installato tra l'albero di uscita della chiave e la bussola esagonale, esso misurava direttamente la coppia di ingresso. Un sensore di forza statica (device 3) è stato installato tra la testa del bullone e la piastra inferiore, misurava direttamente la forza di serraggio. Un sensore di coppia statico (device 4) misurava indipendentemente il serraggio di filettatura. Pertanto, questo banco di prova ha ottenuto misurazioni sincrone e indipendenti. I tre sensori utilizzati erano tutti sensori di deformazione a ponte intero. Il diametro esterno del provino cilindrico era di 50 mm, il cui lato superiore era tagliato per formare un certo angolo di inclinazione. Tutti i provini sono stati realizzati in acciaio DIN-C45 con una resistenza allo snervamento superiore a 350 MPa. Al fine di ridurre l'influenza dell'abrasione e della deformazione di snervamento sulla superficie del cuscinetto, durante la prova di serraggio, è stata aggiunta una rondella ad alta durezza (39~44HRC) con diametro esterno 28 mm, diametro interno 10.7 mm e spessore 5 mm tra il dado e la superficie superiore del provino. I bulloni di prova erano bulloni M10× 1.5 (DIN 933, classe 12.9) con una lunghezza di 80 mm. I dadi sono dadi esagonali M10 × 1.5 (DIN 934, classe 12.9). Al termine dell'installazione, la lunghezza dell'impugnatura era di 60 mm. Sono stati condotti due gruppi di test con angoli di inclinazione di 2° o 4°. Ciascun gruppo consisteva in test su giunto parallelo e di test su giunto non parallelo. La procedura di ciascun gruppo di test è stata impostata come:

1. Erano eseguite prove di serraggio con provino parallelo;

2. Se il risultato dei test con provino parallelo rientrava nelle tolleranze, veniva eseguita la prova con provino non parallelo;
3. I risultati che superavano sia la fase 1 che la fase 2 erano riuniti ed elaborati con un algoritmo di adattamento per ottenere le curve di serraggio medio.

Dopo ogni gruppo di prove, i coefficienti di attrito della superficie del cuscinetto e delle filettature di accoppiamento erano ricavati.

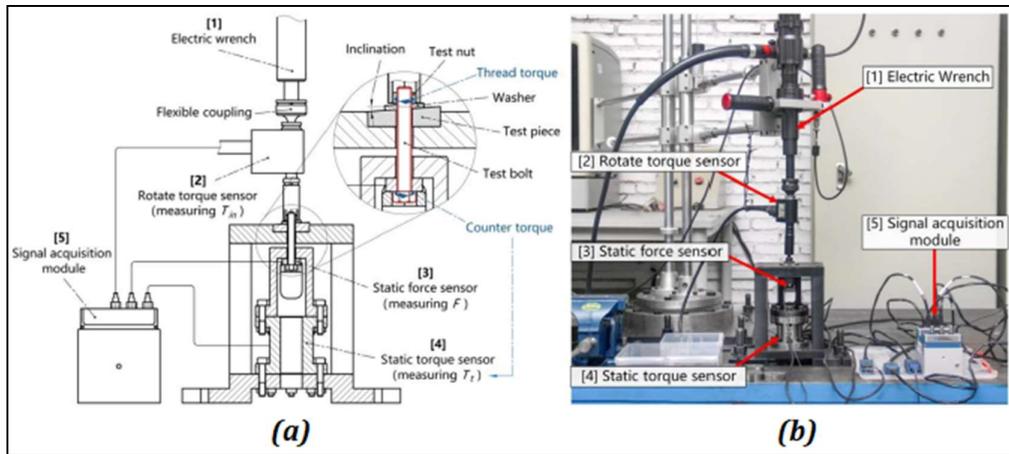


Figura 105: (a) Diagramma schematico e (b) immagine reale del banco di prova

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:**

1. La superficie del cuscinetto non parallela ha causato un momento flettente nel giunto bullonato, con una conseguente aggiunta di forza nel contatto della filettatura. La forza laterale ha generato una coppia di attrito aggiuntiva nell'equazione del precarico della coppia, con conseguente variazione del precarico;
2. Durante il processo di serraggio del giunto bullonato, con superficie del cuscinetto non parallela, la curva della forza di serraggio ha attraversato un intervallo non lineare, durante il quale la variazione di forza, del serraggio, è aumentata insieme alla coppia di attrito aggiuntiva. Quindi la curva è entrata nel suo intervallo lineare, durante il quale la pendenza di essa è rimasta pressoché invariata rispetto a quella nel giunto parallelo, la variazione di forza del serraggio e la coppia di attrito aggiuntiva non sono aumentate. Durante entrambi i due intervalli, la coppia di attrito del cuscinetto non aveva quasi alcuna variazione rispetto a quella nel giunto parallelo;
3. All'aumentare dell'angolo di inclinazione del giunto bullonato, il momento flettente, la coppia aggiuntiva e la variazione del precarico aumentavano quasi proporzionalmente. Quando l'angolo di inclinazione era costante, con l'aumento della differenza tra i diametri di passo

interno ed esterno, l'intervallo di serraggio non lineare e la variazione del precarico diminuivano. Con l'aumento della lunghezza dell'impugnatura, l'intervallo di serraggio non lineare e la variazione del precarico sono diminuiti;

4. La variazione del precarico e le curve di serraggio misurate nell'esperimento concordavano bene con quelle della FEA. Nell'esperimento è stata rilevata l'abrasione al contatto extra, che indicava l'esistenza di una pressione laterale.

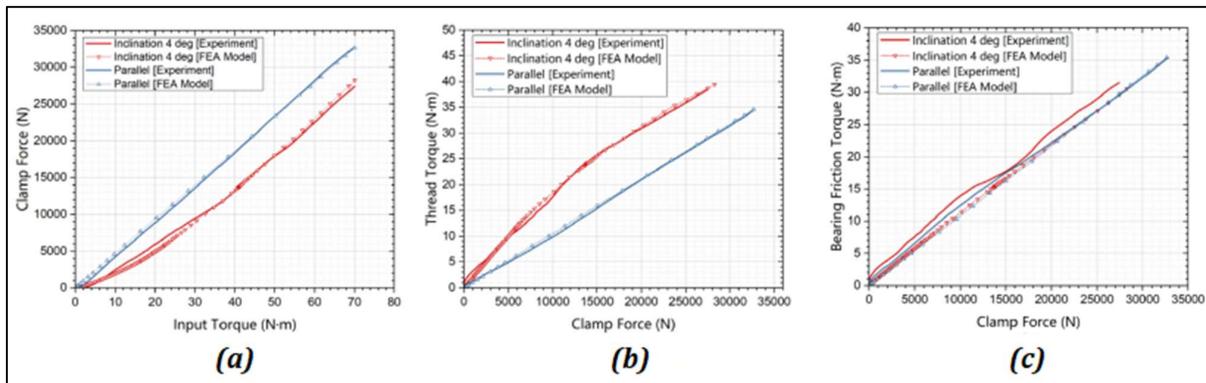


Figura 106: Confronto delle curve di serraggio tra simulazione FE e l'esperimento, con superficie di flessione non parallela; curve (a) $T_{in} - F$, (b) $F - T_t$ e (c) $F - T_b$

2.37 2019 - Dynamic tests and model updating of nonlinear beam structures with bolted joints [47]

1. Informazioni generali

- **Autori:** Ping-Ping Yuan^(a), Wei-Xin Ren^(b), Jian Zhang^(a);
 - (a) School of Civil Engineering and Architecture, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212000, Jiangsu, China;
 - (b) School of Civil Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 23009, Anhui, China;
- **Giornale di pubblicazione:** Mechanical Systems and Signal Processing;
- **Data di pubblicazione:** Luglio 2019.

2. Esperimento

- **Scopo:** presentare il processo di derivazione della relazione forza-spostamento per l'elemento trave con modello Iwan e uno studio sperimentale sui comportamenti dinamici di una trave a sbalzo con un giunto bullonato;
- **Provino:** una struttura a trave a sbalzo con un giunto bullonato. La trave era in acciaio con una densità di $\rho = 7890 \text{ kg/m}^3$ e un modulo di Young di $E = 210 \text{ GPa}$. La lunghezza, lo spessore

e la larghezza della struttura erano, rispettivamente, $L = 0.5 \text{ m}$, $H = 4.5 \text{ mm}$ e $B = 25 \text{ mm}$. Il bullone era un M12 ad alta resistenza di classe 8.8 con un precarico di 4 Nm ;

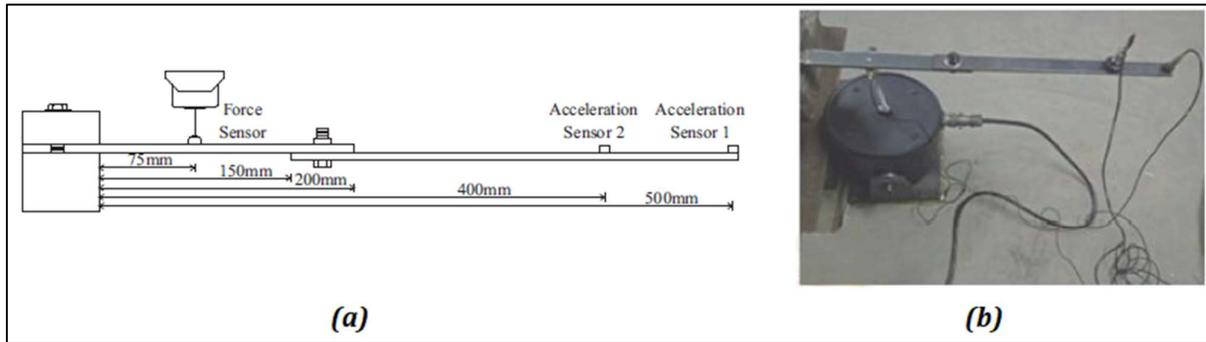


Figura 107: (a) Schema e dimensioni del test e (b) struttura e test reali

- **Test:** il sistema di eccitazione era composto da un generatore di segnale, un amplificatore di potenza e un eccitatore. Il generatore di segnale, arbitrario, (Agilent 33521) è stato utilizzato come sorgente del segnale per generare vari tipi di segnali e l'eccitatore era collegato con un amplificatore di potenza per generare la forza corrispondente sulla struttura. Un sensore di forza e due sensori di accelerazione erano, rispettivamente, installati all'estremità dell'eccitatore e all'estremità a sbalzo della struttura per raccogliere il segnale di input e le risposte di accelerazione della struttura. Il sensore di forza e i sensori di accelerazione erano sensori piezoelettrici con volume ridotto, massa luminosa, forte capacità anti-interferenza e alta sensibilità e precisione. I segnali sono stati registrati con uno strumento di acquisizione del segnale dinamico multifunzionale.

3. Risultati dell'esperimento

- **Conclusioni:** la trave a sbalzo con giunto bullonato era lineare sotto una bassa eccitazione e presentava bassi smorzamenti. La frequenza naturale lineare della struttura è stata ottenuta mediante test del rumore bianco, casuale, di bassa ampiezza. L'accelerazione prima aumentava e poi diminuiva con l'aumento della frequenza di eccitazione e l'accelerazione raggiungeva il suo massimo alla frequenza di risonanza. Inoltre, all'aumentare dell'ampiezza della forza di eccitazione, aumentava la non linearità della struttura e anche la forma dell'accelerazione cambiava con lo spostamento della frequenza di risonanza. La frequenza di risonanza della struttura imbullonata diminuiva con l'aumentare dell'ampiezza dell'eccitazione, che mostrava un fenomeno di attenuazione dinamica. Il modello Iwan, modificato, ha descritto bene le caratteristiche di isteresi elastico-plastica della struttura. Il modello di elemento trave Iwan aveva

una forma semplice e un chiaro significato fisico e poteva descrivere il meccanismo di dissipazione dell'energia e il fenomeno non lineare dei giunti bullonati.

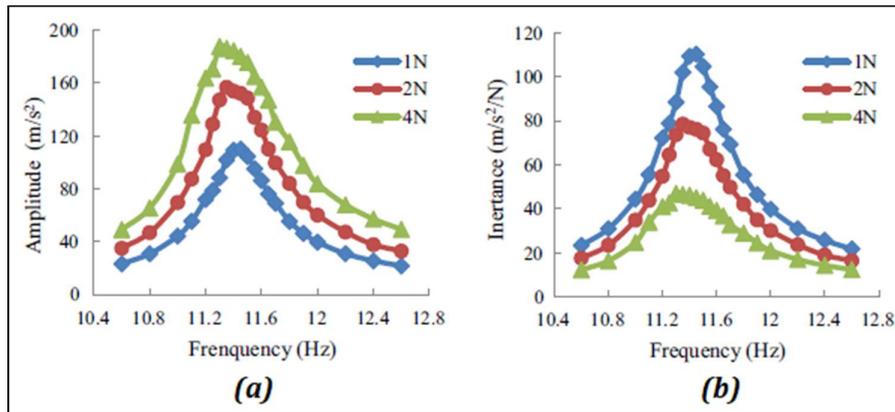


Figura 108: FRF a diverse ampiezze di eccitazione: (a) ampiezza vs frequenza e (b) inerzia vs frequenza

2.38 Articoli secondari

2.38.1 2011 - Modeling the dynamics of mechanical joints [48]

Questo articolo, realizzato dal “Institute of Applied and Experimental Mechanics, University of Stuttgart” in collaborazione con il “Robert Bosch GmbH, GasolineSystems” entrambi a Stuttgart in Germania, offre una panoramica dei diversi approcci per la modellazione della dinamica dei giunti meccanici in strutture assemblate. Contiene una revisione della letteratura relativa alle caratteristiche dei giunti, ai tipi di modelli di giunti ed esamina brevemente i modelli utilizzati nella simulazione di strutture assemblate. Inoltre, viene fornita una visione più dettagliata della modellazione con il metodo agli elementi finiti basato su tre diversi approcci:

1. Metodo con contatto nodo-nodo, utilizzando un modello di attrito Jenkins: può essere applicato per problemi geometricamente lineari e è più adatto per una mesh coincidente nell'interfaccia della sottostruttura;
2. Metodo ad elementi sottili, con smorzamento isteretico: può essere implementato in modo relativamente semplice, con un software FEM esistente. Il vantaggio del metodo è la capacità di prevedere lo smorzamento e le frequenze proprie di una struttura utilizzando i parametri di un giunto determinati sperimentalmente;
3. Metodo con elementi a spessore zero: utilizza la rigidità normale e tangenziale non lineare per descrivere la dinamica dei giunti;

Questi approcci presentati con applicazioni della vita reale provengono da una vasta ricerca di modellizzazione congiunta condotta presso l'Istituto di Meccanica Applicata e Sperimentale di Stuttgart, in Germania, negli ultimi anni.

2.38.2 2015 - An experimental study of static and dynamic behaviour of bolted end-plate joints of steel [49]

In questo articolo si descrivono gli esperimenti condotti, presso la “Structural Impact Laboratory (SIMLab), Centre for Research-based Innovation and Department of Structural Engineering, Norwegian University of Science and Technology” in Norvegia, su delle strutture con travi e colonne con sezione ad H con estese piastre terminali e bulloni ad alta resistenza. Lo scopo era migliorare la conoscenza del comportamento dei giunti soggetti ad un alto carico impulsivo (come esplosioni accidentali o dannose). La configurazione del giunto è stata testata con velocità di carico quasi statiche e dinamiche. In entrambi i test la rottura avveniva a causa della failure del bullone in combinazione con la deformazione plastica delle piastre terminali. I test hanno dimostrato che, quando le velocità di impatto aumentavano, era necessaria più energia per raggiungere la rottura del giunto. È stato osservato che i giunti hanno assorbito più energia, prima della rottura, nei test dinamici che in quelli quasi statici. Il maggiore assorbimento dell'energia di deformazione nei test dinamici era associato a una deformazione più simmetrica, a una maggiore tempra di deformazione e a maggiori deformazioni locali di parti dei giunti. La duttilità dei giunti risultava aumentare per velocità di carico più elevate. Questi risultati hanno suggerito che i giunti testati si comportano meglio sotto carichi impulsivi estremi.

2.38.3 2016 - Response phase mapping of nonlinear joint dynamics using continuous scanning LDV measurement method [50]

L'obiettivo di questo studio, realizzato dall'Università di Bristol, “Mechanical Engineering Department” insieme al “Laboratoire QUARTZ EA 7393 SUPMÉCA” di Parigi, era quello di sviluppare una nuova metrica per rilevare e localizzare le non linearità utilizzando i sistemi a scansione LDV (SLDV). Questo metodo era già stato utilizzato in [25], uno degli autori, infatti, era lo stesso (Dario Di Maio). Lo studio, questa volta, si era concentrato su una flangia bullonata, questo approccio sperimentale, però, può essere esteso a qualsiasi tipo di assemblaggio meccanico. Questo esperimento ha dimostrato che la fase di risposta mostra uno spostamento dovuto ai cambiamenti nelle dinamiche del sistema lineare, in questo caso specifico dovuto al comportamento non lineare del giunto. Questo documento ha presentato alcuni spunti su come usare la mappatura delle fasi di risposta per localizzare le non linearità di una flangia bullonata. Questo tipo di struttura presenta due cause di non linearità, i giunti geometrici e ad attrito. L'interesse era focalizzato sui giunti ad attrito.

Il documento presenta l'uso del metodo di scansione continua per queste misurazioni, ma anche il metodo di scansione a gradini può essere ugualmente una tecnica valida.

2.38.4 2017 - Nonlinear characterization of a bolted, industrial structure using a modal framework [51]

Lo scopo di questa ricerca, realizzata dal “Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University” di Ottawa in Canada insieme al “Department of Mechanical Engineering, McGill University” di Montreal in Canada, era di valutare, quantitativamente, l'effetto di diversi fattori sulla forza di giunti ibridi applicando la metodologia DOE (Design Of Experiments). I fattori studiati includevano lo spessore di aderenza, il modulo adesivo, lo spessore dell'adesivo, l'area di serraggio e il gioco dei fori dei bulloni. È stato scoperto che i giunti ibridi erano più resistenti dei giunti bullonati o incollati e che la capacità di arresto delle crepe, dovuta all'ibridazione, veniva catturata sperimentalmente. Infine, i risultati ANOVA (analisi della varianza, Analysis Of VAriance) hanno mostrato che la resistenza del giunto ibrido è guidata principalmente dallo spessore aderente, dalle proprietà meccaniche dell'adesivo e dal gioco dei fori dei bulloni.

2.38.5 2020 - Experimental study on behavior of time-related preload relaxation for bolted joints subjected to vibration in different directions [52]

Questo documento, realizzato dal “Institute of Advanced Manufacturing and Intelligent Technology” insieme al “Beijing Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology” entrambi presso il “Beijing University of Technology” in Cina, ha proposto una strategia di test combinati che prevede il serraggio e il rilassamento di bulloni in modo da chiarire il meccanismo di perdita del precarico del bullone stesso. Una relazione logaritmica, tra coefficiente di coppia e coppia di serraggio, è riportata sulla base dei risultati delle prove di chiusura. Sono stati progettati due tipi di provini per valutare il rilassamento del precarico sotto vibrazione assiale e trasversale. Viene proposto un modello variabile nel tempo per prevedere il precarico residuo dei bulloni. È stato condotto un test ortogonale relativo alla coppia di serraggio, all'ampiezza e alla frequenza. I risultati mostrano che l'evoluzione del rilassamento, dei giunti bullonati soggetti a vibrazioni, è simile e può essere suddivisa in due fasi. Sulla base dei risultati del test ortogonale, è stato riscontrato che un adeguato aumento della coppia di serraggio iniziale o una diminuzione dell'ampiezza delle vibrazioni può migliorare l'effetto “anti-allentamento” dei giunti bullonati. Il precarico residuo dei giunti bullonati è più grande quando la frequenza raggiunge un valore critico.

3 Progetto e realizzazione dei componenti per il test statico

In questo capitolo sono descritte le fasi principali della progettazione dei componenti che compongono il setup dei test statici. Di conseguenza, verranno presentati i bulloni, prima e dopo la lavorazione, e la metodologia di applicazione dei collegamenti estensimetrici.

3.1 Estensimetria

Un estensimetro elettrico è un dispositivo capace di tradurre una variazione di lunghezza (deformazione) in un segnale elettrico (tensione). Questa misurazione avviene grazie alla variazione delle proprietà elettriche dell'estensimetro stesso. Le principali tipologie di estensimetri elettrici sono quelli a resistenza, quelli capacitivi e quelli induttivi. Questi dispositivi presentano molti vantaggi quali la semplicità costruttiva, un costo basso e una buona precisione. La difficoltà principale legata a questa attrezzatura è la sua applicazione in quanto devono avere una buona adesione al provino nella giusta direzione al fine di non acquisire valori errati di deformazione.

Grazie alle formule di Navier, derivanti dalla legge di Hooke, lungo le tre direzioni principali x, y, z , si possono ricavare le relazioni che collegano le deformazioni alle tensioni.

$$\text{Equazioni di Navier per le deformazioni: } \begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu \cdot (\sigma_z + \sigma_x)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)] \end{cases}$$

$$\text{Equazioni di Navier per le tensioni: } \begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot [\varepsilon_x \cdot (1 - \nu) + \nu \cdot (\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot [\varepsilon_y \cdot (1 - \nu) + \nu \cdot (\varepsilon_z + \varepsilon_x)] \\ \sigma_z = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot [\varepsilon_z \cdot (1 - \nu) + \nu \cdot (\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \end{cases}$$

Sono indicati con:

- $\varepsilon = \frac{\Delta L [\mu\text{m}]}{L [\text{m}]} \rightarrow$ la deformazione lungo i tre assi $[\mu\varepsilon]$;
- $\sigma \rightarrow$ la tensione lungo i tre assi $[\text{MPa}]$;
- $E \rightarrow$ il modulo di Young o di elasticità longitudinale $[\text{MPa}]$;

- $\nu \rightarrow$ il coefficiente di Poisson o contrazione trasversale.

La variazione di resistenza di un estensimetro è misurata attraverso un ponte di Wheatstone, il quale è un semplice circuito elettrico che converte queste variazioni in variazioni di tensioni che sono poi amplificate e registrate attraverso un sistema di acquisizione. L'equazione che governa il ponte di Wheatstone è:

$$E = S_g \frac{V}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4)$$

- $V \rightarrow$ tensione di alimentazione applicata alla diagonale di alimentazione;
- $S_g \rightarrow$ gage factor, un coefficiente ottenuto sperimentalmente, su provini campione sottoposti a deformazioni note, dal rapporto tra la sensibilità trasversale (S_t) e la sensibilità longitudinale (S_a);
- $E \rightarrow$ tensione di sbilanciamento al ponte;
- $\varepsilon \rightarrow$ deformazione dell'estensimetro.

La relazione si riferisce ad un caso in cui tutti e quattro i rami del ponte siano dotati di un estensimetro (come mostrato in Figura 109), in questo caso si dice che il ponte è un ponte completo.

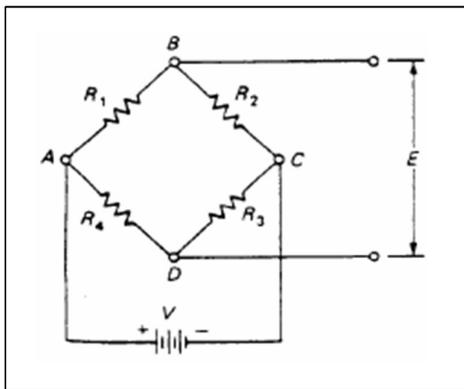


Figura 109: Schema di un ponte di Wheatstone a ponte intero

La particolarità di questo dispositivo è che le deformazioni relative a due rami consecutivi del ponte e quelle relative a due rami opposti si sottraggono e si sommano rispettivamente. Tale proprietà è sfruttata in estensimetria per combinare opportunamente le singole deformazioni degli estensimetri [53], che consente di:

- Compensare la deformazione termica apparente;
- Eliminare gli effetti di deformazioni spurie non volute nella misura;
- Amplificare il segnale di misura.

Nello studio in esame verranno usati due estensimetri elettrici a resistenza (Figura 110) su rami non consecutivi, in questo modo il ponte di Wheatstone è detto a mezzo ponte e ciò consente di;

- Compensare la deformazione termica apparente;
- Eliminare le deformazioni spurie.

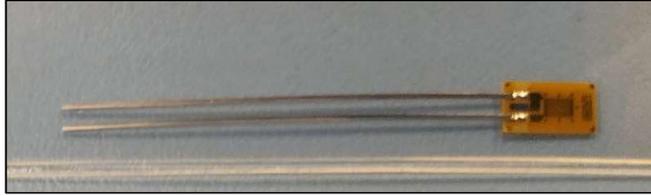


Figura 110: Tipi di estensimetri usati

I test saranno svolti su bulloni con un collegamento a mezzo ponte di Wheatstone andando a sfruttare le posizioni 1 e 3 degli estensimetri in modo da avere un fattore moltiplicativo pari a 2. È stato pensato e realizzato anche un collegamento a ponte completo, sul bullone M16, in cui il fattore moltiplicativo è pari a 2.6, anche se questa configurazione non è stata testata.

3.2 Bulloni

I bulloni utilizzati in questo esperimento sono dotati di viti ISO 4014 – UNI 5737 con gambo parzialmente filettato, di classe 8.8 ($\sigma_{max} = R_m = 800 \text{ MPa}$, $\sigma_s = R_{e,H} = 640 \text{ MPa}$). In modo da avere un gamma di dati più ampia si è deciso di testare sia bulloni M12 sia bulloni M16.

La difficoltà nella progettazione dei bulloni è stata quella dell'applicazione degli estensimetri in modo tale che leggano in modo adeguato le deformazioni dovute al precarico sul bullone. La soluzione è stata quella di applicare i due estensimetri, simmetrici rispetto all'asse della vite, con i baffi rivolti verso l'alto. Per far passare i fili elettrici necessari per l'applicazione degli spinotti (maschi), utilizzati per il collegamento con il sistema di acquisizione, sono stati prodotti due fori:

- Uno passante, sulla parte non filettata, diametrale e perpendicolare all'asse della vite;
- Uno, non passante, al centro della testa della vite e coassiale col suo asse.

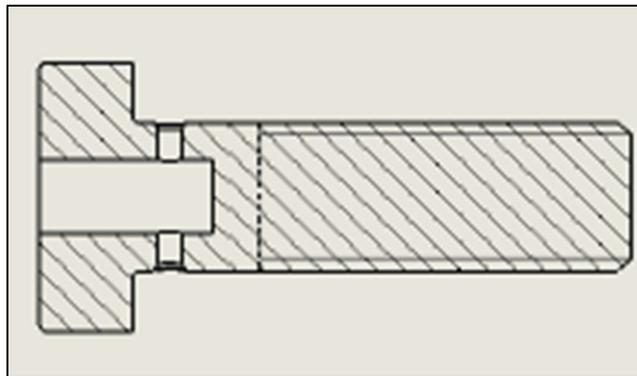


Figura 111: Sezione della vite

3.2.1 Configurazione iniziale

Il primo design utilizzato per i bulloni è costituito da una vite M12 lunga 49 *mm* e una M16 lunga 59 *mm* con relativi dadi lunghi rispettivamente 10 e 12 *mm*. Questa configurazione verrà chiamata A12 e A16, rispettivamente per il bullone M12 e il bullone M16. A eccezione dei fori per i cavi elettrici citati in precedenza nessun'altra lavorazione è stata eseguita su questi bulloni. Il risultato finale è mostrato in Figura 112.

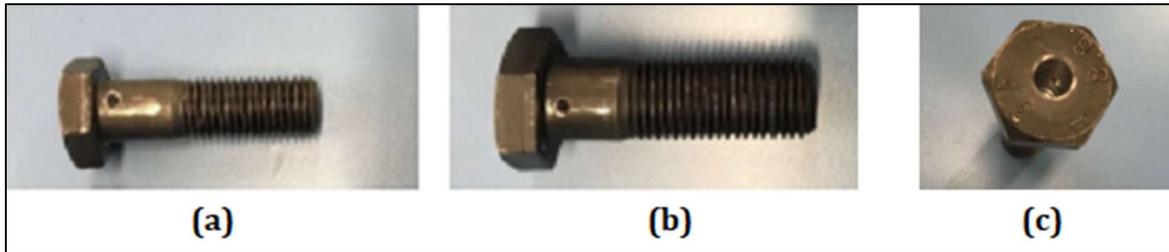


Figura 112: (a) Vite A12, (b) vite A16 e (c) foro sulla testa della vite



Figura 113: (a) Dado M12 e (b) dado M16

Essendo i diametri dei fori passanti all'interno dei quali inserire i bulloni M12 e M16 rispettivamente di 14 e 18 *mm*, dopo l'applicazione degli estensimetri, sulla parte non filettata delle viti, potrebbe sorgere il problema di avere poco gioco tra i contatti elettrici e le pareti dei fori, tale da rischiare di avere in alcuni casi un contatto e quindi un corto circuito. Per evitare questo problema si è pensato di migliorare il design dei bulloni andando ad aumentare il gioco tra estensimetri e pareti del foro.

3.2.2 Aumento del gioco tra estensimetri e pareti del foro

Il diametro della parte non filettata, dove andranno applicati gli estensimetri, è stato diminuito da 12 a 10 mm, per la vite M12, e da 16 a 14 mm, per la vite M16 e i dadi utilizzati sono un M12 e un M16 entrambi lunghi 30 mm (Figura 114). Questa configurazione verrà chiamata B16 e B12, rispettivamente per il bullone M16 e il bullone M12.

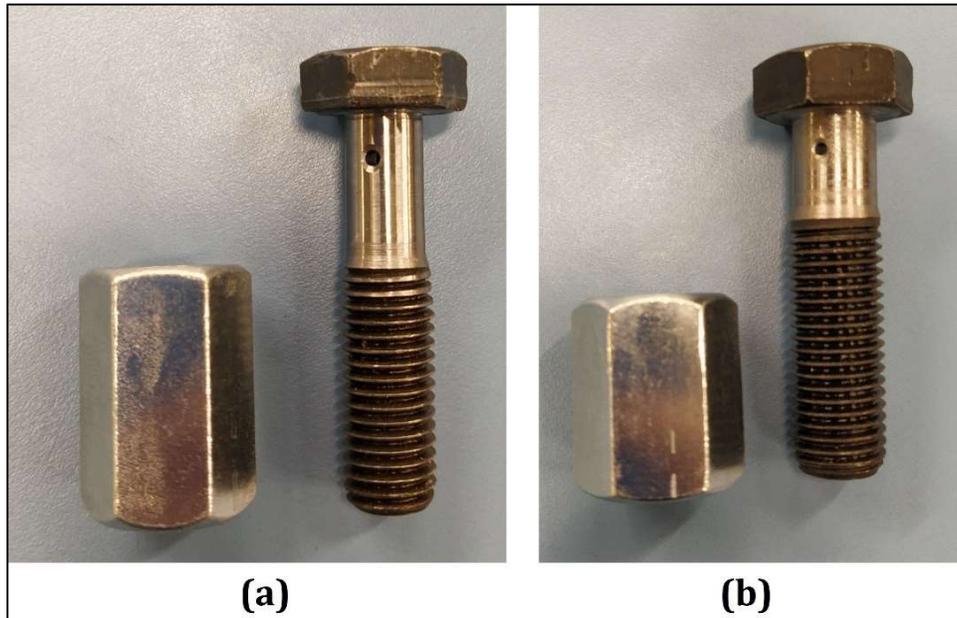


Figura 114: (a) Bullone B12 e (b) bullone B16

Sono stati usati dadi lunghi 30 mm poiché, quando i bulloni verranno usati sugli spessori da bloccare, lo spessore di quest'ultimi potrebbe non bastare per ospitare l'intera lunghezza degli estensimetri all'interno del foro. Per ovviare a questo problema, la filettatura dei dadi è stata eliminata (grazie ad un tornio, mostrato in Figura 115) per una lunghezza di 12 mm, creando un foro di diametro 14 mm per il dado M12 e un foro di diametro 18 mm per il dado M16 (Figura 116).



Figura 115: Lavorazione al tornio

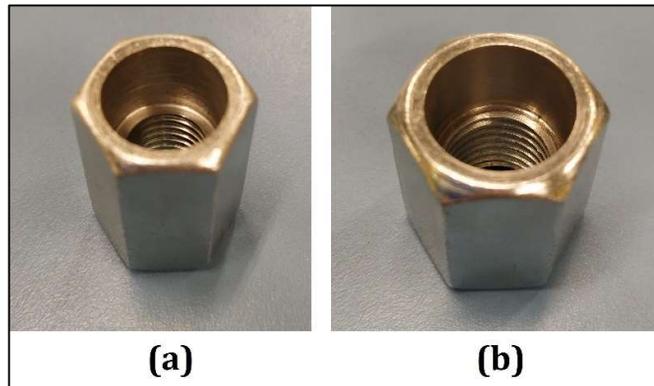


Figura 116: (a) Dado M12 e (b) dado M16 dopo la creazione di un foro non filettato per ospitare al suo interno gli estensimetri

Un'altra modifica alla configurazione iniziale è stata quella di diminuire il diametro del foro sulla testa delle viti in modo da impedire troppa libertà di movimento ai cavi elettrici che passano al suo interno (Figura 117).



Figura 117: Foro sulla testa della vite (B12) da cui passano i collegamenti elettrici

3.2.3 Modifica del dado per valutare il centraggio del bullone

Il design del dado che verrà descritto qui di seguito, non è previsto che venga utilizzato nei test dinamici, mentre è stato creato, per entrambi i bulloni, in modo da facilitare il centraggio del bullone durante le misure statiche e quindi per valutare quanto il centraggio influisca sulla precisione dei dati ricavati dagli estensimetri. Sono stati utilizzati quindi due nuovi dadi per le due viti in cui la filettatura non è più stata eliminata ma è stato diminuito il diametro esterno del dado (da 23.5 mm a 17.5 mm per la vite M16 e da 19 mm a 13.8 mm per quella M12), per una lunghezza assiale di 2 mm in modo da creare un collo che si può inserire nel foro del pezzo e minimizzare quindi il

decentramento del bullone rispetto al foro ospitante. Questa configurazione verrà chiamata D16 (Figura 118) e D12 (Figura 119), rispettivamente per il dado M16 e il dado M12

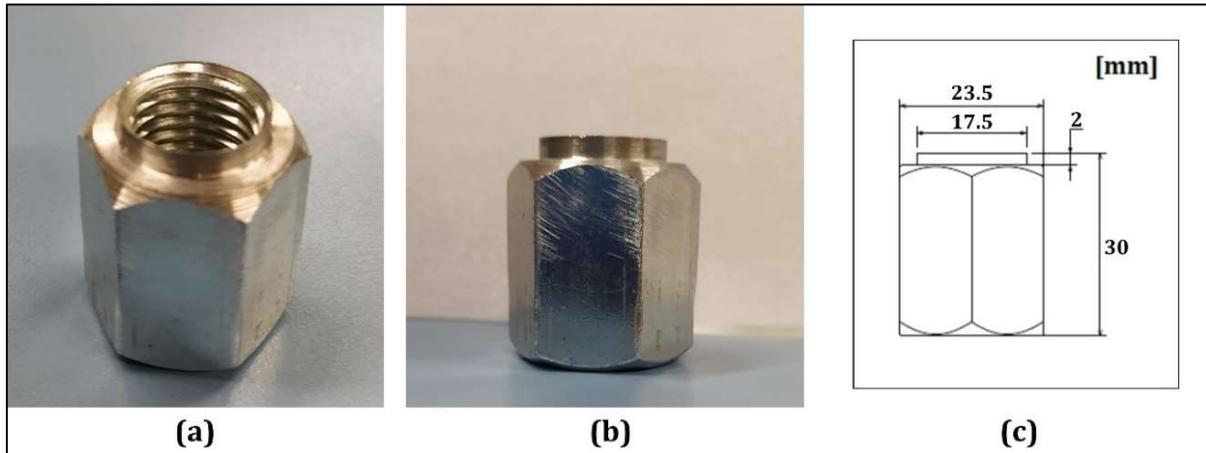


Figura 118: (a) Dettaglio sulla filettatura, (b) vista frontale e (c) quotatura; Dado D16

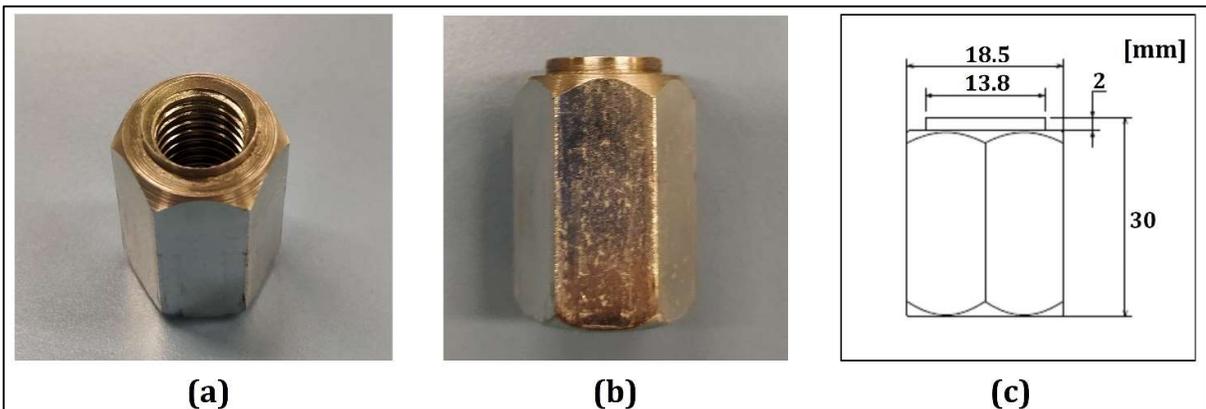


Figura 119: (a) Dettaglio sulla filettatura, (b) vista frontale e (c) quotatura; Dado D12

3.3 Applicazione degli estensimetri

Il primo passo per l'applicazione degli estensimetri è stato quello di far passare quattro cavi elettrici attraverso il foro sulla testa della vite facendone passare due per ogni foro orizzontale sul gambo non filettato della vite compiendo una curva di 90°. Gli estensimetri, utilizzati per la misura del precarico sul bullone, sono stati posizionati con i baffi rivolti verso la testa della vite, sulla parte non filettata tra i due fori orizzontali. La superficie cilindrica della vite, dove è stato applicato l'estensimetro, è stata limata in modo da renderla piana (questa accortezza rende le misure più accurate facilitando l'adesione dell'estensimetro). In seguito, gli estensimetri sono stati incollati, attraverso della colla cianoacrilica, al gambo della vite. Successivamente, due cavi elettrici sono stati

saldati con i baffi dell'estensimetro (un cavo per ogni baffo). I cavi elettrici sono stati posizionati in modo che “abbraccino” il gambo della vite. Infine, gli estremi dei cavi elettrici sono stati saldati con gli spinotti, due per lo spinotto giallo, uno per quello rosso e uno per quello nero (Figura 120). Attraverso questi passaggi si è creato, con il collegamento al software di acquisizione, un ponte di Wheatstone a mezzo ponte.

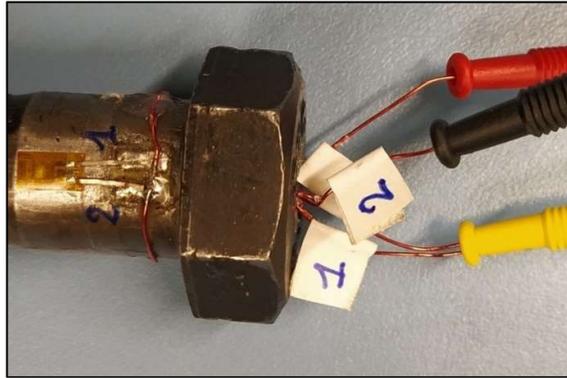


Figura 120: Dettaglio dei collegamenti con gli spinotti

Ipotizzando possibili problemi di cortocircuito, si è cercato di isolare il più possibile i cavi elettrici dalla superficie metallica della vite. I cavi elettrici sul gambo non filettato sono stati isolati con l'applicazione di nastro isolante trasparente tra le pareti della vite e i cavi stessi (Figura 121a). I cavi elettrici all'interno della vite sono stati isolati riempiendo i fori di silicone in modo da bloccarne il movimento (Figura 121b).

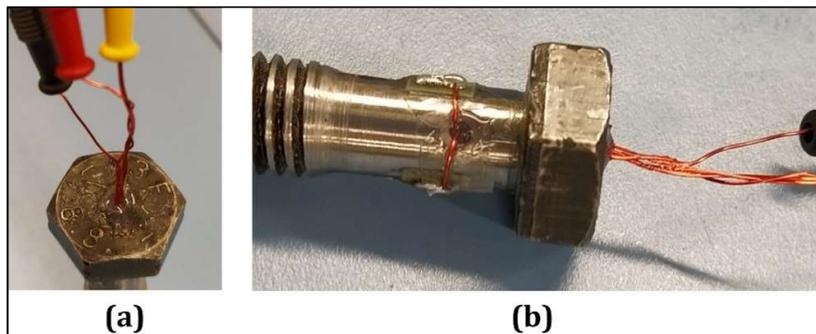


Figura 122: (a) Dettaglio del silicone e (b) dettaglio dell'isolante; Vite B12

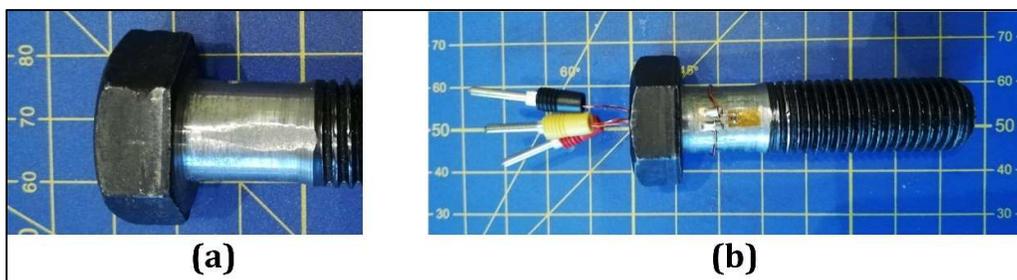


Figura 121: (a) Dettaglio sulla superficie piana per l'applicazione degli estensimetri, (b) vite estensimetrata; Vite B16

Per il collegamento a ponte completo saranno eseguiti gli stessi procedimenti. Gli estensimetri sono posizionati come mostrato in Figura 123.

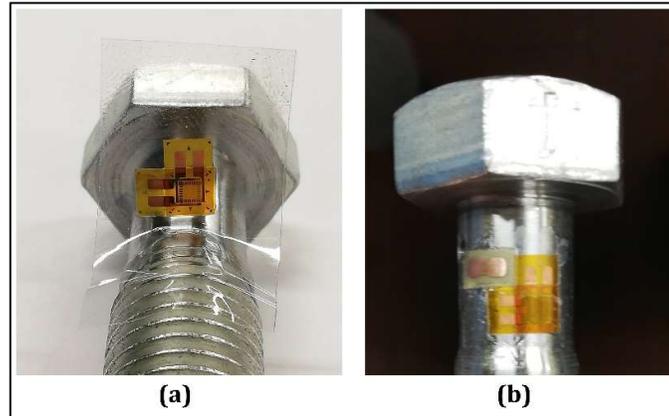


Figura 123: Estensimetri (a) prima e (b) dopo l'applicazione

4 Test statico

I test statici, descritti in questo capitolo, sono serviti ad avere una calibrazione degli estensimetri e a comprendere quali siano le difficoltà e le incertezze legate al serraggio del bullone. Questi test sono divisi in due categorie:

- Test statici a trazione pura;
- Test statici con serraggio mediante chiave dinamometrica.

Sono stati analizzati, per entrambe le tipologie di test, i bulloni M12 (vecchio (A12) e nuovo (B/D12) design) e i bulloni M16 (vecchio (A16) e nuovo (B/D16) design).

Attraverso i collegamenti descritti nel Capitolo 3, le viti sono state collegate al sistema di acquisizione dati “Spider 8” (Figura 124a) e, attraverso il software Catman Express 3.1 (Figura 124b), è stato possibile acquisire i dati ricevuti dagli estensimetri.

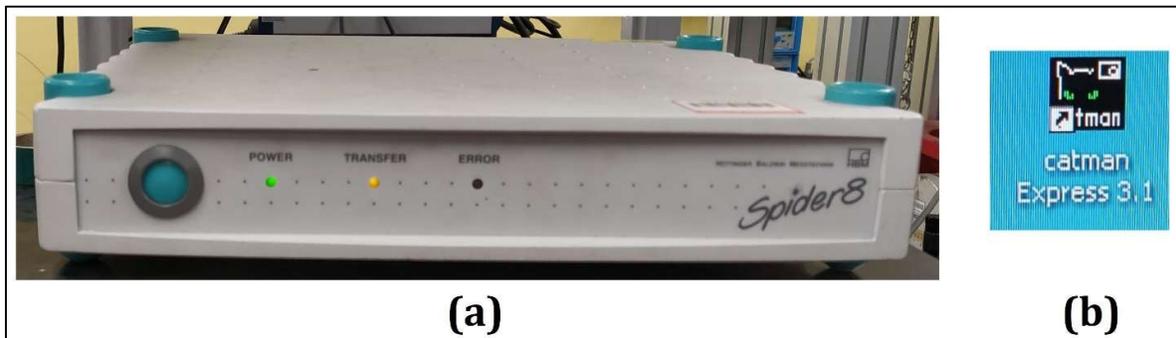


Figura 124: (a) Spider 8 e (b) Catman Express 3.1

Dopo aver collegato gli spinotti (Figura 125) maschio (provenienti dal bullone) e quelli femmina (diretti alla centralina di acquisizione Spider 8) si deve accedere al software Catman Express 3.1 e nella finestra che appare inizialmente occorre selezionare la voce “Define instrument and I/O channels” (Figura 126).



Figura 125: Accoppiamento spinotti maschio-femmina



Figura 126: Schermata Catman Express Navigator

Nella schermata che appare (“IO-Channels”, in Figura 127) si definiscono i canali utilizzati, nel nostro caso si è disattivato il canale tempo (“Time DEVICE_1”) in quanto devono essere eseguite delle prove statiche e si attiva il canale zero (“DEVICE_1 CH 0”) dove è stato collegato il collegamento della vite sul retro del sistema Spider 8 e si seleziona l’icona “Configure device (all channels)” (Figura 127). Infine, dalla pagina che si apre (“HBM Setup Assistant 2.1 Release 4”, in Figura 128) si seleziona il tipo di collegamento usato, nel caso in esame un mezzo ponte di Wheatstone, e se tutto è collegato in maniera corretta, l’indicatore dei mV/V (“Meas-Sig” Figura 128) diventa verde e la spia “Transfer” sullo Spider 8 appare arancione, con la spia rossa “Error” spenta. Fatto ciò si può iniziare la misurazione, azzerando (tara) il primo valore che si ottiene appena collegato il bullone in quanto dovuto alle sensibilità del sistema e non ad un reale allungamento degli estensimetri.

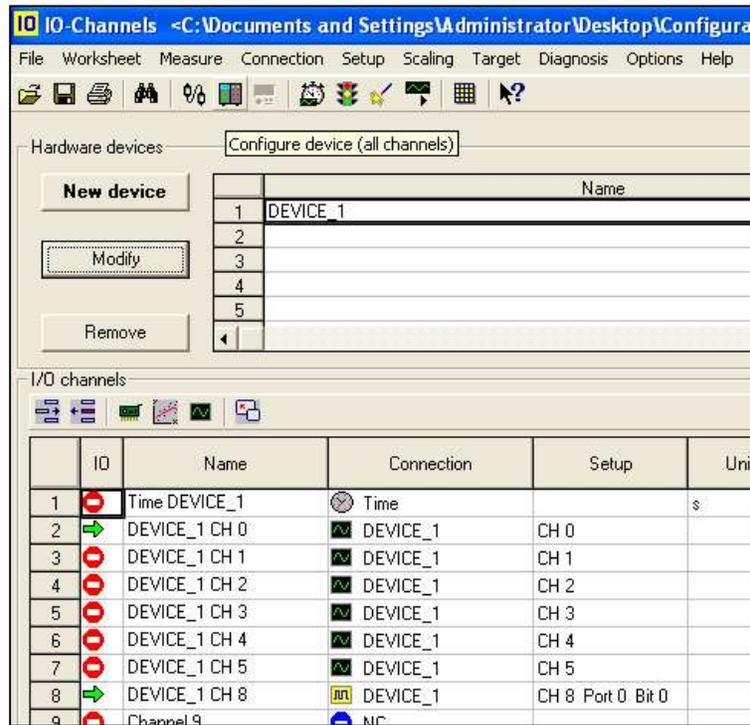


Figura 127: IO-Channels

Slot	Type	Meas-Sig	Unit	Transduc	Measuring range	Filter Type	Tare value	Allow Tare	Shunt active
0	SR55f	0.000	mV/V	Halfbridge	3 mV/V	Variable	-2.161 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
1	SR55f	-3.932	mV/V	Fullbridge	3 mV/V	Variable	0.000 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	SR55	-3.932	mV/V	Fullbridge	3 mV/V	Variable	0.000 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	SR55	-3.932	mV/V	Fullbridge	3 mV/V	Variable	0.000 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
4	SR55	-3.932	mV/V	Fullbridge	3 mV/V	Variable	0.000 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5	SR55	-3.932	mV/V	Fullbridge	3 mV/V	Variable	0.000 mV/V	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
8	DIG I/O	FFFF							

Figura 128: HBM Setup Assistant 2.1 Release 4

Una volta acquisiti i dati bisogna passare da mV/V mostrati dal software di acquisizione a N (Newton) al fine di monitorare il carico assiale sulla vite. Per fare ciò bisogna prima trovare la deformazione “ ε ”, in seguito la tensione “ σ ” e, infine, si può ricavare la forza F . Dalla teoria degli estensimetri [53] la deformazione si ricava grazie a:

$$\varepsilon = \frac{E}{V} \cdot \frac{10^{-3}}{S_g} \cdot \frac{4}{n}$$

Dove si ha:

- $E \rightarrow$ sbilanciamento al ponte;
- $V \rightarrow$ alimentazione
- $\frac{E}{v} \rightarrow$ dato mostrato dal software $\left[\frac{mV}{v}\right]$;
- $S_g \rightarrow$ gage factor, un coefficiente ottenuto sperimentalmente, su provini campione sottoposti a deformazioni note, dal rapporto tra la sensibilità trasversale (S_t) e la sensibilità longitudinale (S_a) (è stato utilizzato il valore 2.1 indicato dal produttore dell'estensimetro);
- $n \rightarrow$ coefficiente moltiplicativo dipendente dal tipo di collegamento (pari a 2 nel nostro caso).

Ottenute le deformazioni si possono ricavare le tensioni:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon [MPa]$$

con $E \rightarrow$ modulo di Young, nel caso dell'acciaio si ha $E = 210000 [MPa]$.

Ricavate le tensioni si possono calcolare, infine, le forze sulla vite con la legge seguente:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sigma [N]$$

La costante che moltiplica le σ rappresenta la sezione trasversale all'asse della vite resistente, cioè la parte di gambo non filettato dove sono applicati gli estensimetri.

4.1 Test statico a trazione pura

Questa tipologia di test è stata adottata per avere un riscontro diretto con la forza di precarico che agisce sulla vite in esame. Grazie al principio della leva, è stato possibile trasmettere alla vite i kN necessari ad avere una buona misurazione. In questo caso la leva è di primo genere (Figure 129 e 130) e sfruttando il suo funzionamento è stato possibile avere una proporzione di $9 \div 1$ del carico sulla vite B12 e di $10 \div 1$ sulla vite B16, rispetto al carico utilizzato. I pesi utilizzati (Figura 131) per ottenere i carichi agenti sulla vite a disposizione sono: uno da $10 kg$, due da $4 kg$ e due da $1 kg$. La sequenza di carico è stata: posizionare, sulla base, prima il peso da $10 kg$, poi il primo peso da $4 kg$, successivamente il secondo peso da $4 kg$ e infine porre contemporaneamente i due pesi da $1 kg$. In questo modo la sequenza di pesi è stata: $10, 14, 18$ e $20 kg$. Utilizzando l'accelerazione di gravità pari a $9.81 m/s^2$, il carico percepito dalle due viti è stato, mediante il principio della leva:

- B12 \rightarrow 886, 1240, 1594 e 1771 N;
- B16 \rightarrow 1020, 1428, 1836 e 2040 N.

Al fine di assicurare la perpendicolarità del carico sulla vite il collegamento tra asta e vite è realizzato con uno snodo sferico (Figura 132).

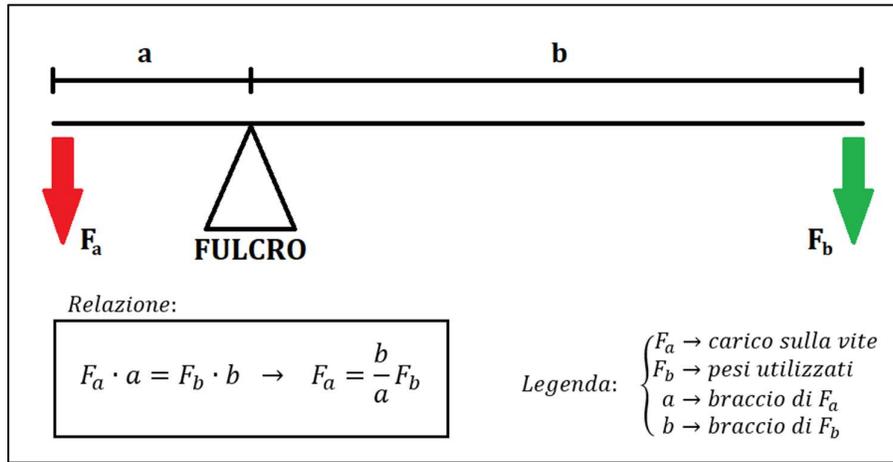


Figura 129: Leva di primo genere, formula relativa e legenda



Figura 130: Banco di prova per prova statica a trazione pura

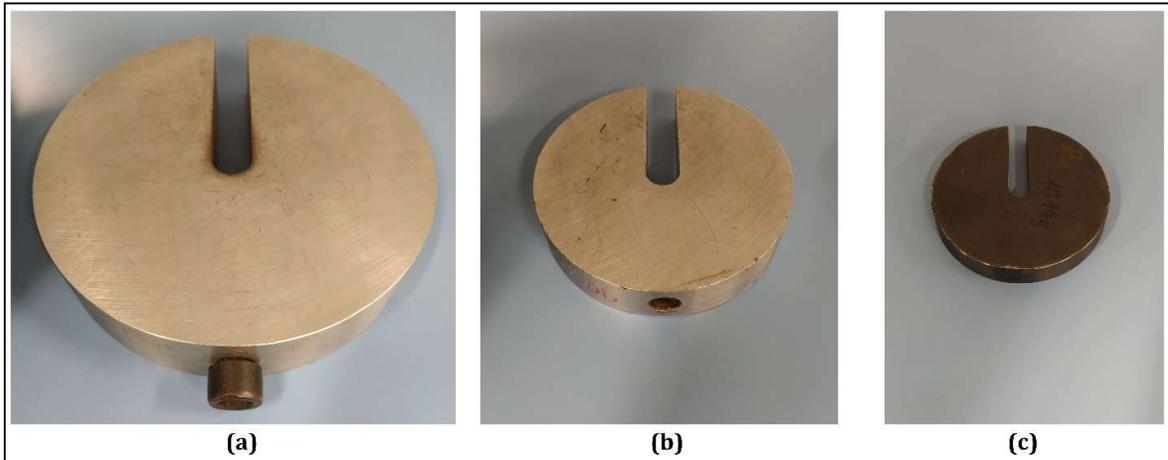


Figura 131: Pesi utilizzati: (a) 10 kg, (b) 4 kg e (c) 1 kg

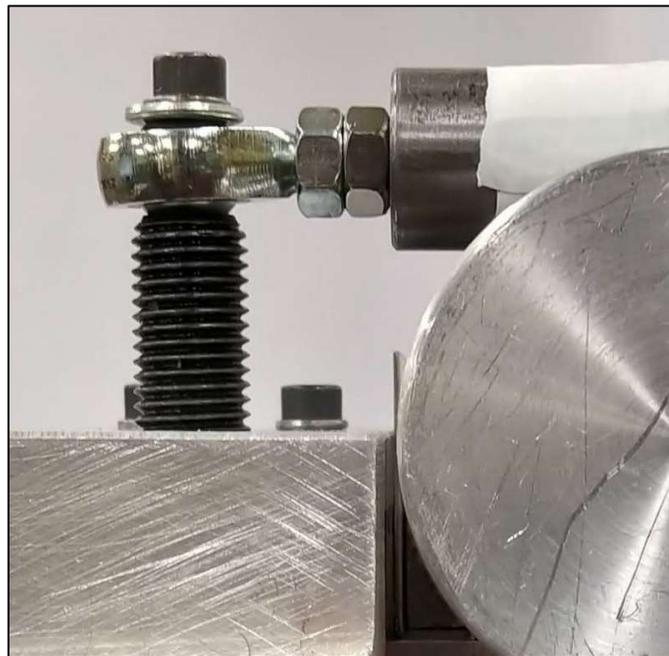


Figura 132: Ingrandimento sullo snodo sferico asta-vite

4.1.1 Bullone M16:

I risultati ottenuti dal bullone B16 sono mostrati in Figura 133.

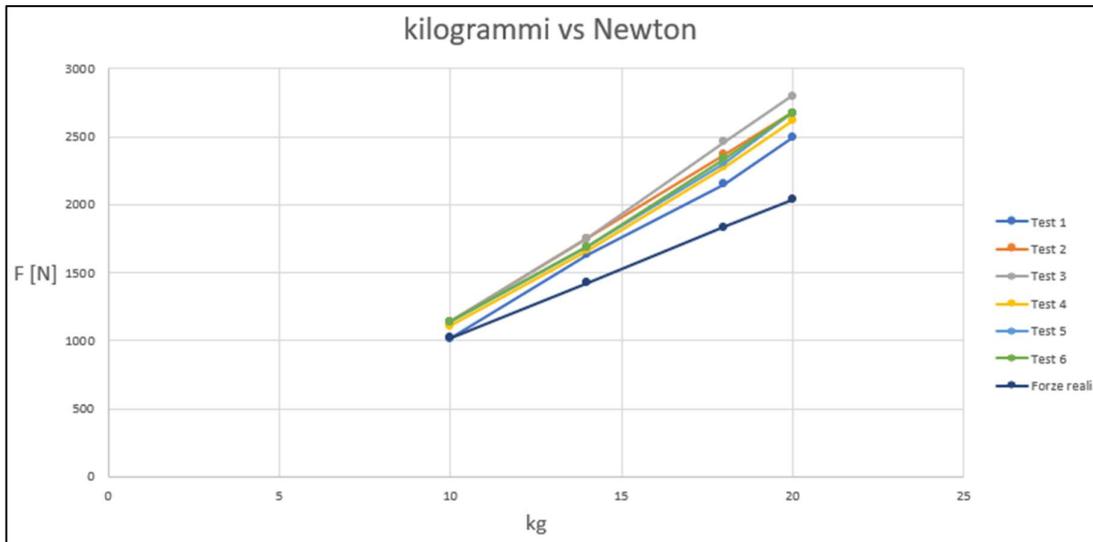


Figura 133: kilogrammi vs Newton, vite B16

Si nota una buona ripetibilità e un andamento lineare. Le curve misurate sono divergenti rispetto alla curva reale di conseguenza c'è un effetto di amplificazione che arriva nel caso peggiore ad una differenza del 25% in eccesso rispetto alla forza reale presa come riferimento. La curva reale è stata ottenuta ponendo sulle ascisse i kilogrammi dei pesi utilizzati e sulle ordinate la forza, in Newton, che esercitano sulla vite grazie al funzionamento della leva.

4.1.2 Bullone M12

I risultati ottenuti dal bullone B12 sono mostrati in Figura 134.

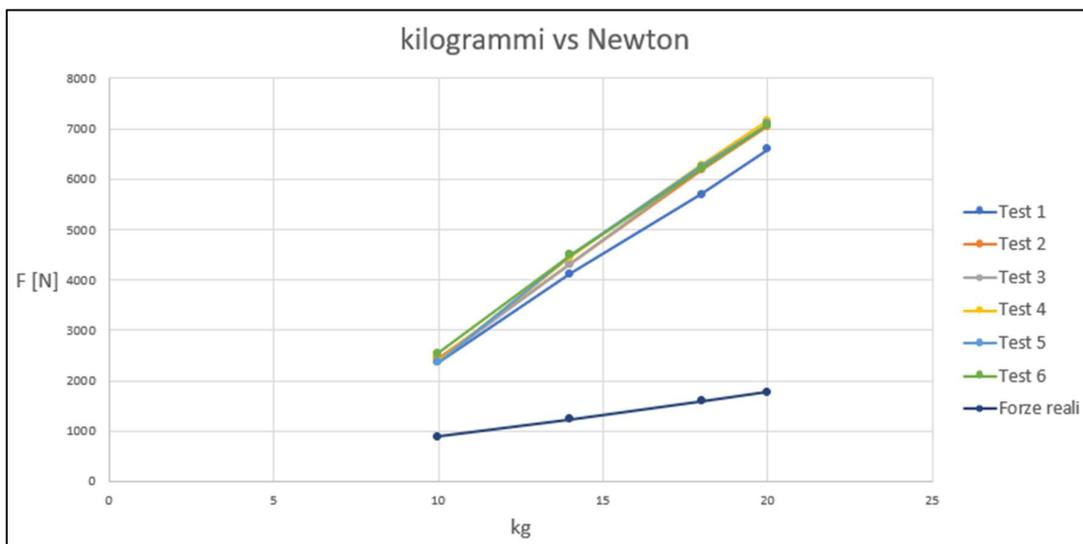


Figura 134: kilogrammi vs Newton, vite B12

Il test presenta buona ripetibilità e un andamento che si discosta leggermente dalla linearità. Anche in questo caso le curve misurate sono divergenti rispetto alla curva reale di conseguenza c'è un marcato effetto di amplificazione. La curva reale è stata ottenuta con lo stesso ragionamento per la vite B16 ma con la configurazione della leva per la vite B12.

4.2 Test statico con serraggio mediante chiave dinamometrica

Questi test sono stati ottenuti serrando i bulloni ad un parallelepipedo di alluminio opportunamente forato. I banchi di prova per le due viti sono stati realizzati al fine di garantire la comodità delle diverse tipologie di serraggio. I bulloni sono stati avvitati con tre tipi di chiave dinamometrica al fine di trovare il tipo di chiave dinamometrica che consente l'esecuzione migliore dei test:

- Chiave A (Figura 135): puramente manuale. Il raggiungimento della coppia di serraggio voluta si può leggere sul quadrante graduato grazie ad una lancetta nera (che si muove a seguito di una torsione dell'attacco della chiave). È presente una lancetta rossa di riferimento che si può spostare e fissare a piacimento in modo da avere un indicatore del limite che si vuole raggiungere. È maneggevole e di facile lettura però deve essere utilizzato in modo tale da visualizzare il quadrante. L'imprecisione dipende dall'utilizzatore. Il suo range è $5 \div 45 \text{ Nm}$;
- Chiave B (Figura 136): con questa chiave dinamometrica si può impostare la coppia di serraggio che si vuole e al suo raggiungimento il dispositivo risponde con uno scatto e un suono ("TAC") che produce la rotazione momentanea della chiave a vuoto che limita la coppia trasmessa per il serraggio, a meno di una ulteriore forzatura da parte dell'utilizzatore. La chiave risulta più pesante della precedente e di più difficile utilizzo ma non necessita di controllo continuo della coppia di serraggio. L'imprecisione dipende dalla sua taratura interna però presenta una criticità nel momento dello scatto in quanto si rischia di trasmettere delle sollecitazioni impulsive al provino e alterare così le misure. Il suo range è $20 \div 100 \text{ Nm}$;
- Chiave C (Figura 137): questa chiave è uguale a quella B ma ha un range ridotto, $10 \div 50 \text{ Nm}$.

Le tre chiavi dinamometriche sono fornite di bussolotti con i quali si può adattare la chiave al dado che si desidera serrare. Al fine di garantire una corretta trasmissione della coppia di serraggio

ed evitare una flessione del bullone l'asse delle chiavi deve essere perpendicolare all'asse della vite (Figura 138). Dopo aver provato tutte e tre le chiavi il bullone migliore, con questo tipo di collegamento estensimetrico, è stato quello M16 (soprattutto nelle configurazioni A16 e D16). I risultati con il bullone M16 presentano una buona ripetibilità e una buona linearità, che non si discosta molto dai valori teorici. Al contrario, con il bullone M12 i risultati sono poco ripetibili e si discostano dalla linearità che dovrebbero avere. Questa differenza è probabilmente dovuta al fatto che la superficie di applicazione dell'estensimetro è più piana nel bullone M16 che in quello M12, in quanto c'è una superficie più ampia su cui poter lavorare. Di conseguenza, gli estensimetri, nel bullone M12, leggono dei dati errati dovuti alla curvatura residua della superficie di applicazione.



Figura 135: Chiave A con bussolotto adattatore

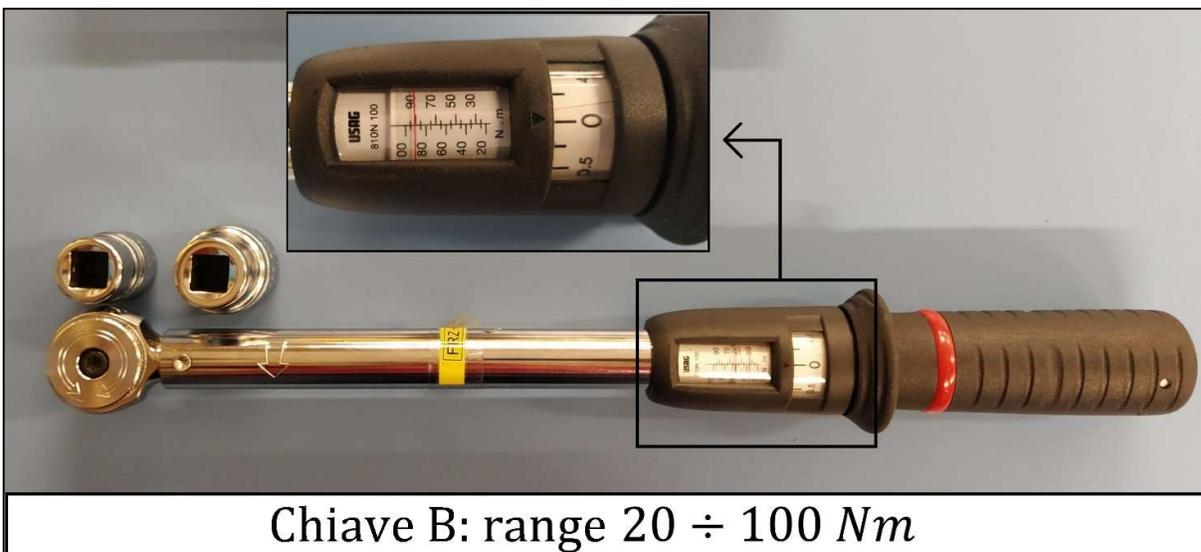


Figura 136: Chiave B con bussolotti e ingrandimento sul range della coppia di serraggio

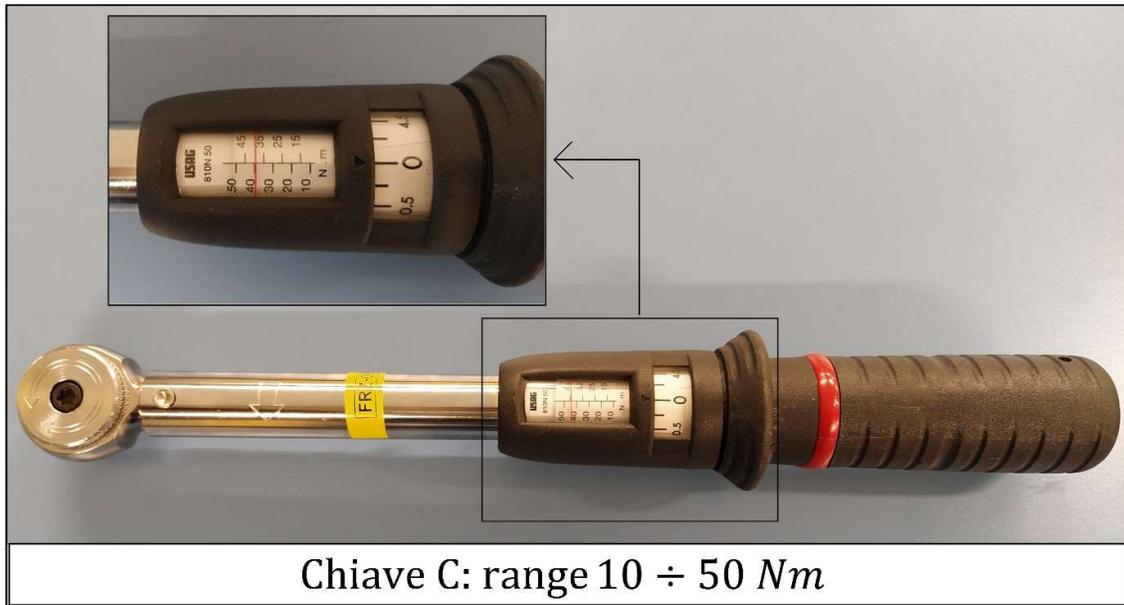


Figura 137: Chiave C con ingrandimento sul range delle coppie di serraggio

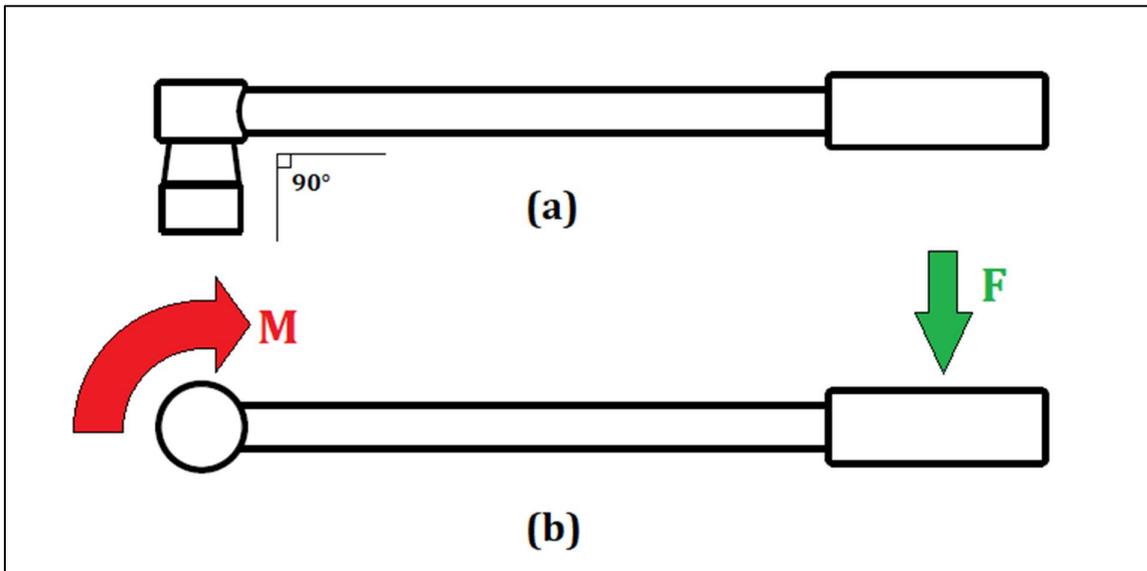


Figura 138: Schema di serraggio. (a) Vista frontale e (b) vista dall'alto

Una volta acquisiti i dati grazie allo Spider8, le forze ottenute sono state confrontate con delle forze empiriche ottenute grazie alla teoria sulle viti in modo da legare la coppia di serraggio e la forza agente sulla vite [60].

Grazie allo schema in Figura 139 si può dire che:

$$F_a = \int_{filetto} dF_a;$$

$$M = \int_{filetto} dF_c \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} \int_{filetto} dF_a \cdot \tan(\alpha + \varphi'_G) = \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi'_G) \int_{filetto} dF_a;$$

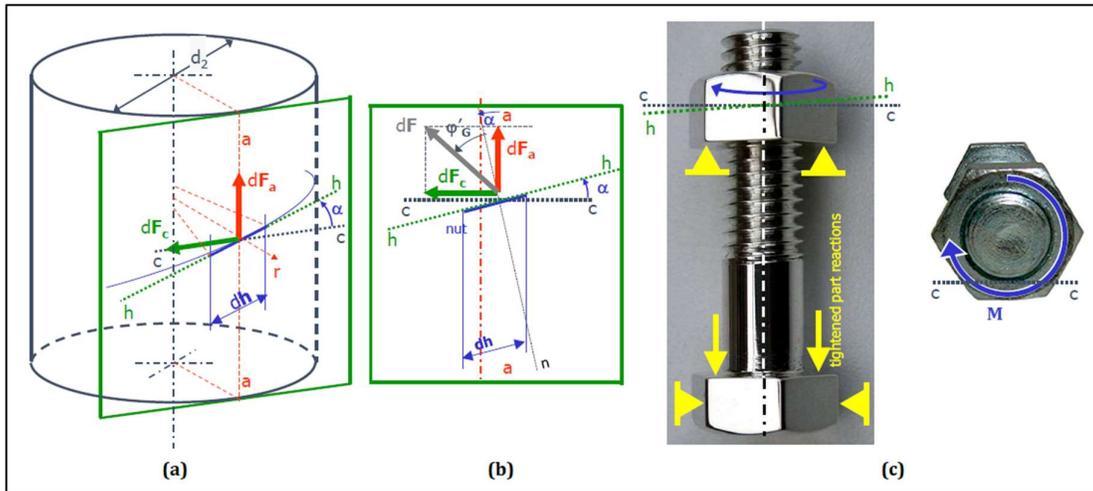


Figura 139: (a) (b) Schema delle forze sul filetto, (c) vista frontale e vista dall'alto di un bullone con le sezioni dello schema

Di conseguenza si ottiene che:

$$M = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi'_G)$$

Essendo gli angoli in gioco piccoli, si può dire che:

$$M = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi'_G) = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\tan \alpha + \tan \varphi'_G)$$

Inoltre, con $\tan \varphi'_G = \frac{\mu_G}{\cos \varphi_G} = \frac{\mu_G}{\cos 30^\circ} = 1.155 \cdot \mu_G$ e $\tan \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$ si ottiene la seguente formulazione:

$$M = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1.155 \cdot \mu_G \right) = F_a \cdot (0.16 \cdot P + 0.58 \cdot d_2 \cdot \mu_G)$$

Infine, aggiungendo il contributo del dado, pari a $M_D = F_a \cdot \frac{D_D}{2} \cdot \mu_D$, si ottiene la formula finale del momento:

$$M = F_a \cdot \left(0.16 \cdot P + 0.58 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_D}{2} \cdot \mu_D \right)$$

Quello che a noi interessa è il precarico, quindi F_a , di conseguenza si ottiene:

$$F_a = M \cdot \left(0.16 \cdot P + 0.58 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_D}{2} \cdot \mu_D \right)^{-1}$$

Si ha che:

- $M \rightarrow$ coppia di serraggio;
- $F_a \rightarrow$ forza assiale sul bullone (precarico);
- $F_c \rightarrow$ forza circonferenziale sul bullone;
- $d_2 \rightarrow$ diametro dei filetti del bullone;
- $\varphi'_G \rightarrow$ angolo di attrito fittizio;
- $\varphi_G \rightarrow$ angolo del filetto tipicamente pari a 30° ;
- $\alpha \rightarrow$ angolo dell'elica dei filetti;
- $P \rightarrow$ passo dell'elica dei filetti;
- $\mu_G \rightarrow$ coefficiente di attrito dei filetti;
- $D_D \rightarrow$ diametro effettivo dell'attrito del dado;
- $\mu_D \rightarrow$ coefficiente di attrito del dado.

Le uniche incognite che si hanno sono i due coefficienti di attrito, infatti, variando queste grandezze si può capire se i risultati ottenuti possono avere un senso fisico o no, in quanto i valori di questi coefficienti sono tabellati in funzione del materiale, della lubrificazione e delle modalità di serraggio.

4.2.1 Bullone M16

I primi test, sul bullone M16, sono stati svolti sulla configurazione A16 in un banchetto di prova formato da un parallelepipedo in alluminio con tre fori, uno di diametro 18 mm , necessario per il bullone, e due di 6 mm adiacenti per l'ancoraggio al banco ottico del laboratorio (Figura 140).

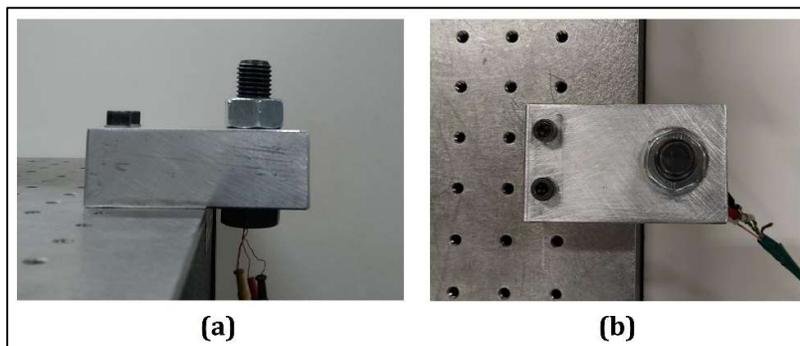


Figura 140: (a) Vista laterale e (b) vista dall'alto

La coppia di serraggio è stata trasmessa in un range pari a $20 \div 40 \text{ Nm}$ con un $\Delta = 5 \text{ Nm}$ attraverso la chiave dinamometrica B sul dado, bloccando a mano, con una chiave inglese, la testa della vite. Come si può notare dal grafico in Figura 141, la prima serie di dati ha mostrato risultati molto diversi tra loro e in alcuni casi all'aumentare della coppia il precarico diminuisce (dovrebbe succedere il contrario).

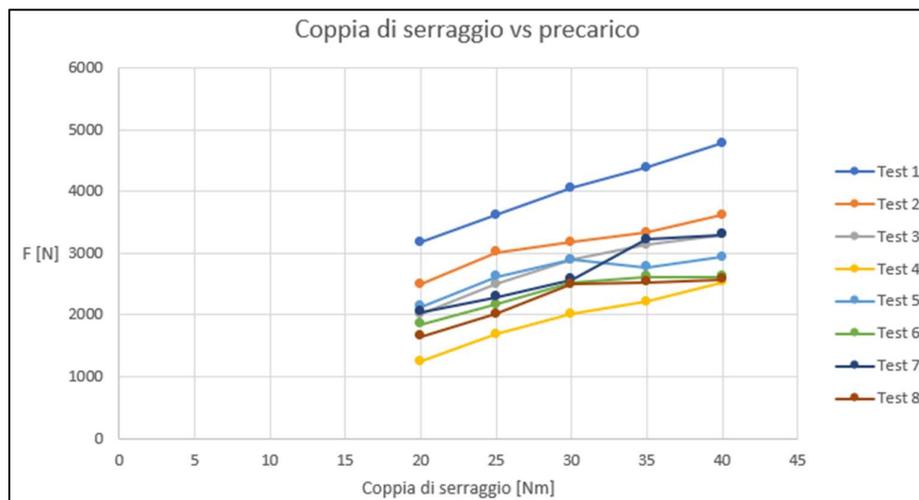


Figura 141: Coppia di serraggio vs precarico nella configurazione A16 (Grafico 1).

Come previsto il movimento dei cavi elettrici, all'interno del foro della testa, provocava una variazione sensibile dei valori acquisiti, creando a volte un cortocircuito, e che le saldature, degli estensimetri con i cavi elettrici, toccavano le pareti del foro. Il primo problema è stato risolto applicando del silicone, come per le prossime configurazioni, all'interno dei fori della vite in modo che, una volta asciugato, bloccasse il movimento dei cavi elettrici. Il secondo problema è stato risolto cambiando il banco di prova (Figura 142a) e inserendo due rondelle, con un foro di diametro 20 mm , nel sottotesta in modo che le saldature fossero protette dalle rondelle stesse. Inoltre, del nastro isolante è stato applicato sia sulla parte non filettata della vite (Figura 142b) sia all'interno del foro del parallelepipedo.

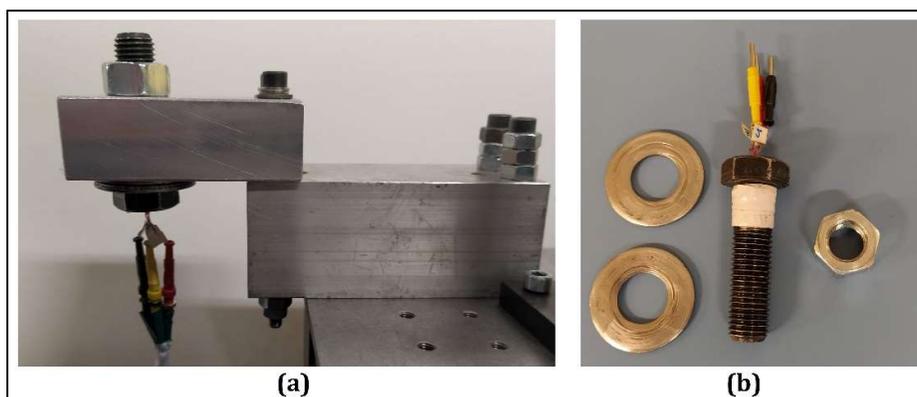


Figura 142: (a) Nuovo banchetto di prova e (b) bullone con rondelle

Un altro accorgimento che è stato apportato è stato quello di pulire, con acetone puro, tutte le parti interessate (filetti, dado, rondelle, impronta di contatto sul pezzo) a ogni test, in modo da avere le superfici sempre nelle stesse condizioni iniziali e avere, ipoteticamente, per ogni test, sempre lo stesso coefficiente di attrito uguale.

I dati ottenuti, con questa nuova configurazione, sono mostrati in Figura 143.

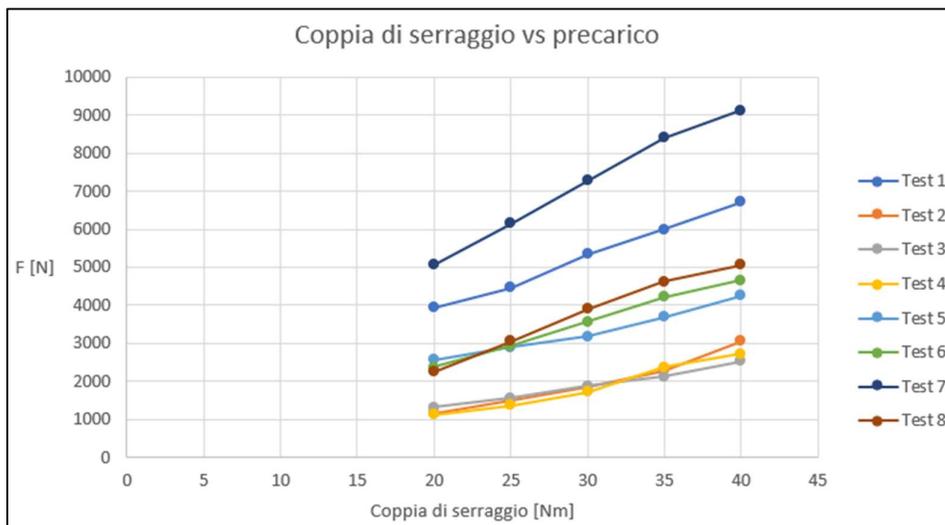


Figura 143: Coppia di serraggio vs precarico nella configurazione A16 (Grafico 2).

I risultati mostrano andamenti più lineari dei primi con coefficienti angolari simili ma la dispersione, da test a test, è ancora troppo ampia in quanto, facendo riferimento a 20 Nm, si ha un $\Delta \cong 4 \text{ kN}$.

Da questi nuovi test, è stato ipotizzato che il bloccaggio a mano della testa non fosse un bloccaggio preciso in quanto si rischiava di ruotare entrambe le estremità del bullone (testa e dado). Con uno scorrimento tra sottotesta e pezzo sembra essere presente un rilassamento del precarico durante l'aumento della coppia di serraggio. Si può supporre quindi che la dispersione di dati possa essere dovuta a questa incertezza nel serraggio, tra test e test. Questo problema è stato risolto andando a mettere a contatto la chiave inglese a contatto della testa della vite con il parallelepipedo collegato al bancone del laboratorio. In questo modo, all'aumentare della coppia mediante il serraggio del dado, la chiave, e quindi la testa della vite, si blocca automaticamente rispetto al banco ottico andando a creare un vincolo sulla rotazione della testa della vite.

Al fine di uniformare ulteriormente ogni test, tutti i pezzi sono stati posizionati sempre nello stesso punto. Inoltre, per essere sicuri che il coefficiente di attrito sui filetti fosse sempre lo stesso, è stato applicato dell'olio in modo da lubrificare le superfici in questione. Le superfici di contatto nel blocco di alluminio sono state sempre pulite con acetone puro.

Con questa nuova configurazione si è riusciti ad aumentare il range della coppia di serraggio, arrivando fino a 45 Nm (utilizzando sempre la chiave dinamometrica B e partendo sempre da 20 Nm).

I dati ottenuti, con questi accorgimenti, sono mostrati in Figura 144.

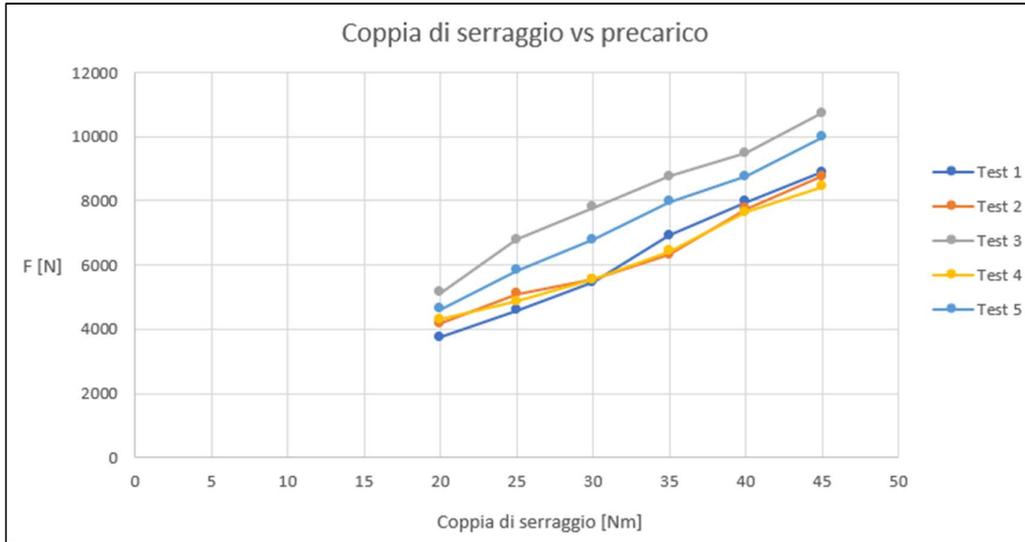


Figura 144: Coppia di serraggio vs precarico nella configurazione A16 (Grafico 3).

Questi risultati mostrano un buon andamento in quanto le curve hanno coefficienti angolari simili e una dispersione massima pari a $\Delta \cong 2 \text{ kN}$.

In seguito, è stata ricavata una curva media e di questa è stata trovata l'equazione della linea di tendenza in modo da ottenere il precarico residuo all'origine. Infine, questa curva di tendenza è stata confrontata, come mostrato in Figura 145, con la curva teorica (i dati utilizzati in questo caso sono: $P = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 16 \text{ mm}$, $\mu_G = 0.1$, $\mu_T = 0.36$, $D_T = 22 \text{ mm}$).

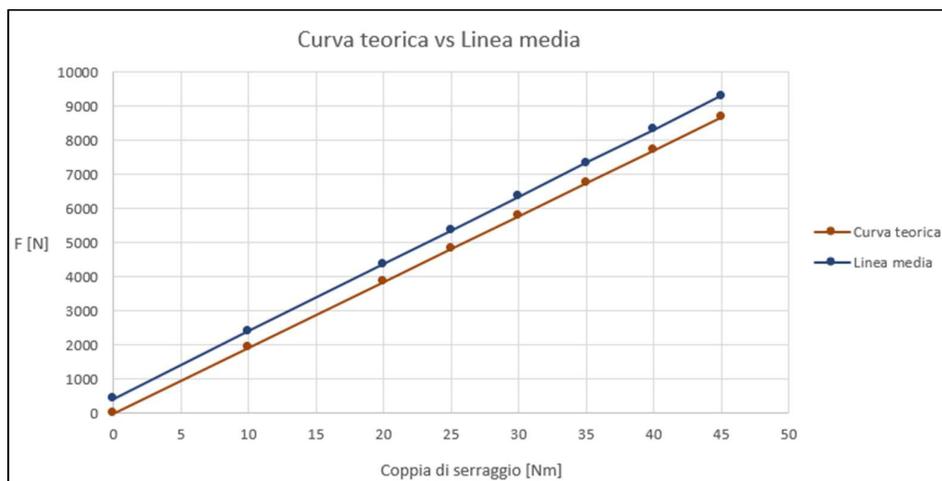


Figura 145: Curva teorica vs linea media nella configurazione A16 (Grafico 4).

La linea media si sovrappone quasi perfettamente alla curva teorica a meno di una differenza sistematica, dovuto alle imprecisioni di misura, di $\Delta \cong 430 \text{ N}$. I coefficienti di attrito considerati sono in linea con i valori che si possono trovare nelle tabelle [54, 55, 56, 57, 58, 59], in quanto si è considerato μ_G per un contatto Acciaio-Acciaio lubrificato e μ_D per un contatto Alluminio-Acciaio parzialmente lubrificato poiché, durante il serraggio del dado, una parte di lubrificante finiva dai filetti alla superficie di contatto tra dado e pezzo.

Successivamente è stata testata la configurazione B16. È stato usato lo stesso banchetto e la stessa modalità di serraggio. Non è stato più applicato il nastro isolante sulla parte non filettata della vite in quanto, questo bullone, è stato progettato appositamente per creare maggiore gioco tra estensimetri e pareti del foro (grazie al dado B16).

I dati ottenuti sono mostrati nel grafico in Figura 146.

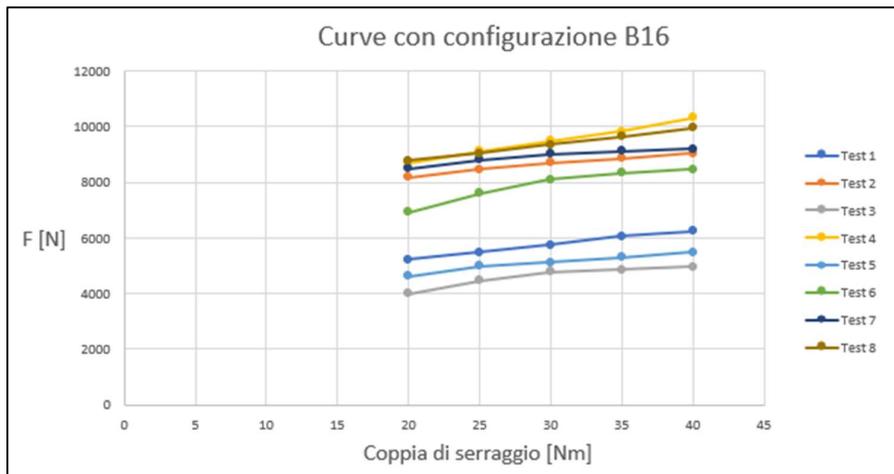


Figura 146: Coppia di serraggio vs precarico nella configurazione B16 (Grafico 5)

Le curve presentano un buon andamento lineare, infatti hanno tutte all'incirca lo stesso coefficiente angolare. Di contro, però, è presente una dispersione marcata, arrivando ad avere un $\Delta_{max} \cong 5 \text{ kN}$. Si è notato che questa configurazione ha una sensibilità più elevata del bullone A16 di conseguenza si è provato a testare, in maniera più diretta, la veridicità della lettura dei mV/V. Per prima cosa è stato cambiato il banco di prova. È stato usato il parallelepipedo di alluminio iniziale come pezzo da serrare. Il bullone è stato montato con la testa verso l'alto, la quale è stata bloccata da una chiave inglese anch'essa bloccata.

La realizzazione di questo banco di prova è mostrata in Figura 147

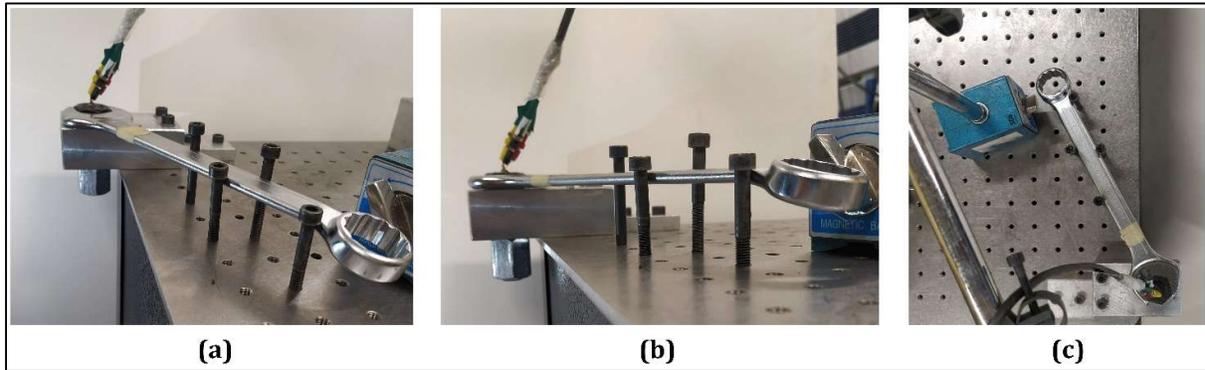


Figura 147: (a) Vista in assonometria, (b) vista laterale e (c) vista dall'alto del nuovo banco di prova

In seguito, grazie ad un puntatore laser applicato su una chiave inglese (Figura 148b), è stato possibile collegare la rotazione del dado con la variazione dei mV/V . È stato scelto un certo range di mV/V , si è applicata una coppia con la chiave inglese munita del laser, al raggiungimento dei mV/V voluti si faceva un segno su una base, appositamente creata con del nastro di carta, dove puntava l'indicatore laser. Si sono fatte varie prove ed è stato dimostrato che ad una certa rotazione del dado equivaleva sempre lo stesso valore di mV/V (a meno di piccole imprecisioni).

La procedura è mostrata in Figura 148.

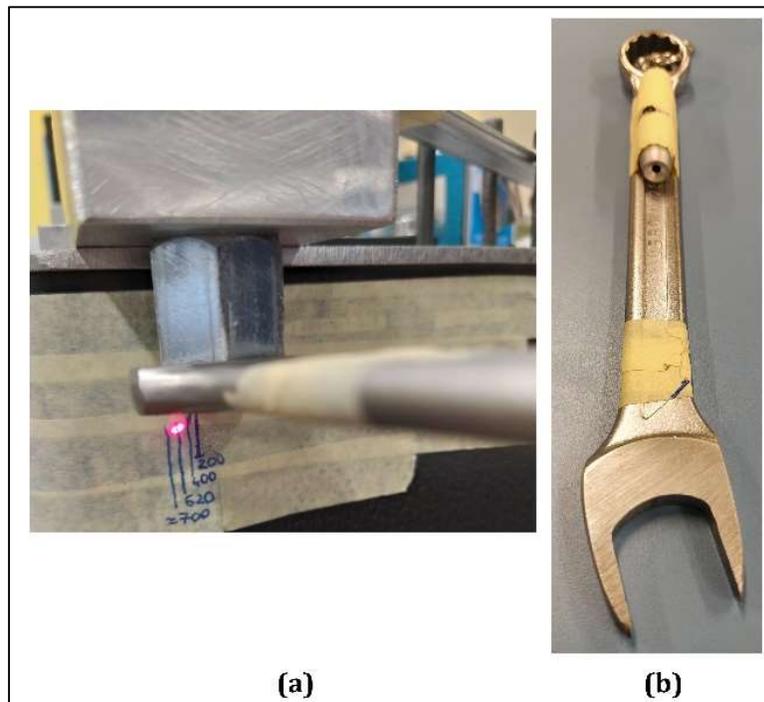


Figura 148: (a) Test con il laser e (b) chiave inglese con il puntatore laser

Attraverso questa procedura si è capito che il problema sulla dispersione dei dati non era dovuto ai collegamenti degli estensimetri ma alla procedura di applicazione della coppia di serraggio. Il problema, ipotizzato, sulle modalità di serraggio è stato che la chiave inglese, che bloccava la testa della vite creava una forza di taglio che produceva un disallineamento della vite e una conseguente flessione della stessa. La soluzione applicata è stata quella di utilizzare il nuovo banco di prova mostrato precedentemente in Figura 147. Inoltre, per riuscire a registrare delle coppie di serraggio più vicine all'origine è stata utilizzata la chiave dinamometrica C, con la quale si sono letti i valori di 10, 15, 20, 30, 40 e 50 Nm. I risultati ottenuti sono mostrati nella Figura 149

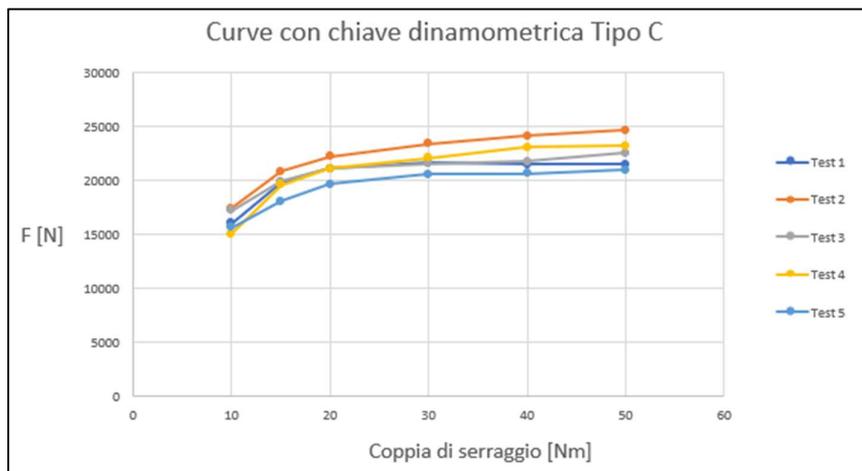


Figura 149: Coppia di serraggio vs precarico con configurazione B16 (Grafico 6)

Si può notare che la dispersione è diminuita, però, l'andamento delle curve è passato dall'essere lineare a logaritmico. Inoltre, le forze, lette con i mV/V, sono aumentate, a parità di coppia di serraggio. Questa incongruenza è stata attribuita alla tipologia della chiave dinamometrica in quanto il B e C non sono abbastanza sensibili per la configurazione B16 poiché ad ogni scatto, al raggiungimento della coppia di serraggio voluta, si crea una rotazione supplementare del dado e una conseguente lettura errata dei mV/V. Inoltre, questa nuova configurazione del banco di prova rende difficile valutare il centraggio del bullone dato che si ha una visuale diretta solo con la testa della vite, che è bloccata.

Le soluzioni adottate a questi due problemi sono state:

1. Utilizzare la chiave dinamometrica A, la quale permette un controllo diretto della coppia di serraggio, anche se in un range più ridotto. I dati sono stati raccolti in un range pari a $5 \div 25 \text{ Nm}$ con $\Delta = 5 \text{ Nm}$;
2. Creare un dado che garantisca il centraggio della vite, cioè il dado D16 mostrato in precedenza.

Utilizzando la chiave dinamometrica A, la vite del design B16 con questo nuovo dado e dopo aver fatto un po' di pratica con la nuova configurazione, si sono ottenuti i risultati mostrati in Figura 150.

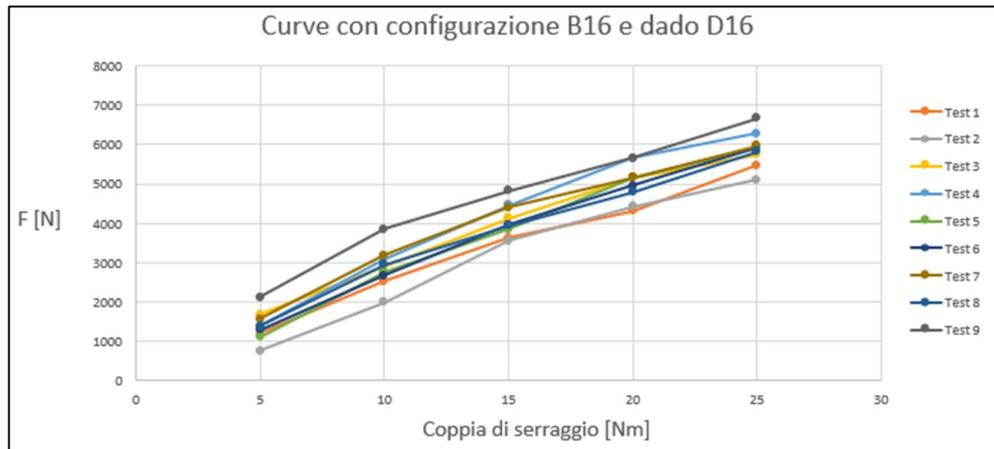


Figura 150: Coppia di serraggio vs prearico con chiave dinamometrica A (Grafico 7)

Come fatto precedentemente per la configurazione A16, è stata ricavata la linea media e in seguito la linea di tendenza in modo da poter confrontare i risultati ottenuti con la curva teorica. Il risultato è mostrato nella Figura 151.

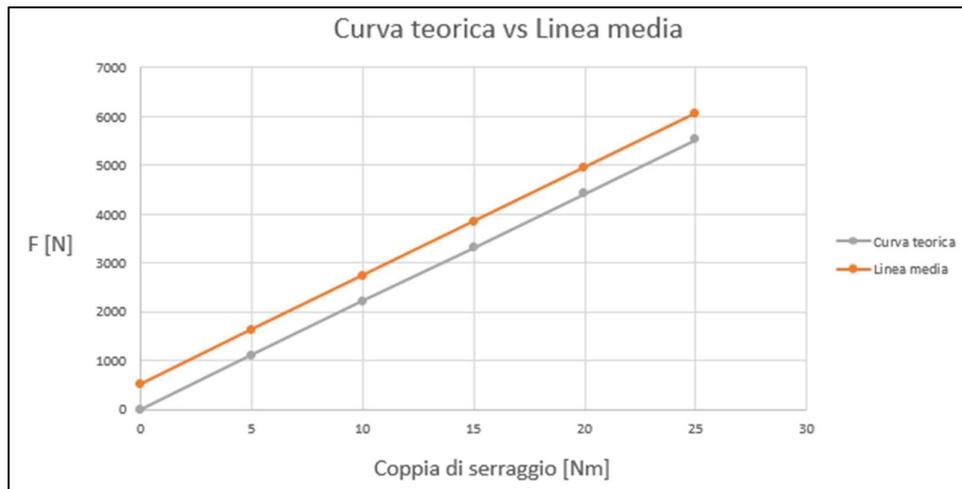


Figura 151: Curva teorica vs linea media con configurazione D16 (Grafico 8)

I dati utilizzati sono: $P = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 16 \text{ mm}$, $\mu_G = 0.11$, $\mu_T = 0.29$, $D_T = 22 \text{ mm}$.

La linea media è comparabile con la curva teorica, a meno di un gap di 517 N. Nuovamente si è considerato μ_G per un contatto Acciaio-Acciaio lubrificato e μ_D per un contatto Alluminio-Acciaio parzialmente lubrificato.

4.2.2 Bullone M12

I primi test svolti sul bullone M12 sono stati eseguiti sulla configurazione A12 con l'aggiunta di una rondella, tra dado e pezzo, in modo da aumentare la superficie di contatto. La chiave dinamometrica utilizzata è stata la A e il banchetto di prova era formato da un parallelepipedo di alluminio con un foro di diametro 14 mm, dove andrà inserito il bullone, e un altro blocco di alluminio che bloccava il primo al bancone del laboratorio. Il risultato del banco di prova è mostrato in Figura 152.

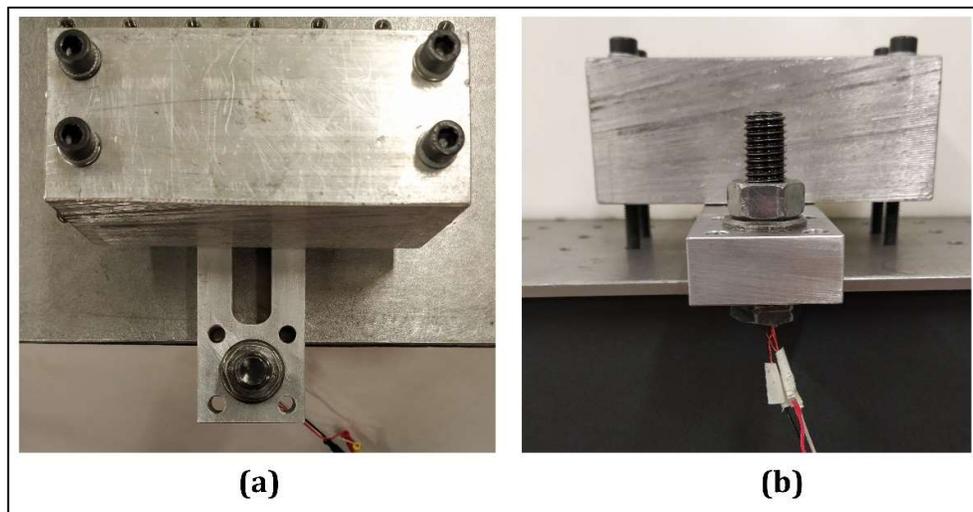


Figura 152: (a) Vista dall'alto e (b) vista frontale del banco di prova

Il range delle coppie di serraggio è stato $5 \div 20 \text{ Nm}$ con $\Delta = 5 \text{ Nm}$. I risultati ottenuti sono mostrati in Figura 153.

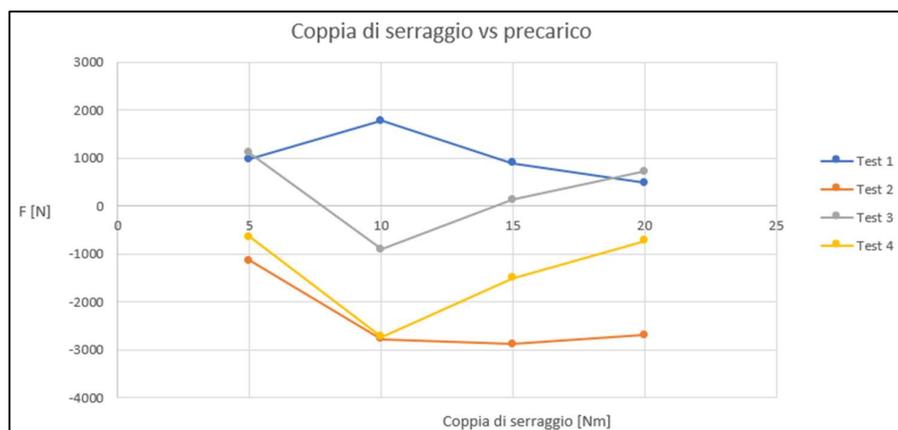


Figura 153: Coppia di serraggio vs precarico con configurazione A12 (Grafico 9)

Come si può notare i dati non sono affidabili in quanto presentano una notevole discontinuità passando, addirittura, da valori negativi a valori positivi. Inoltre, in tre test su quattro, c'è una sorta

di annullamento del precarico in quanto il valore che si legge a $5 Nm$ coincide, quasi perfettamente, con il valore a $20 Nm$.

A seguito di questi risultati non adeguati e all'esperienza ottenuta dalle prove con il bullone M16 si è passati a testare la vite della configurazione B12 con il dado D12. Il banco di prova è stato modificato in modo da avere la testa della vite rivolta verso l'alto e, come avvenuto per il bullone M16, le è stata impedita la rotazione grazie ad una chiave inglese bloccata. Il pezzo è costituito da un parallelepipedo di alluminio con un foro da $14 mm$ di diametro, per il bullone, e due fori da $6 mm$ di diametro necessari al fissaggio sul banco ottico del laboratorio. Un piccolo parallelepipedo è stato posto in prossimità del pezzo in modo da non permettergli la rotazione durante il serraggio. Il banco di prova finale è mostrato in Figura 154.

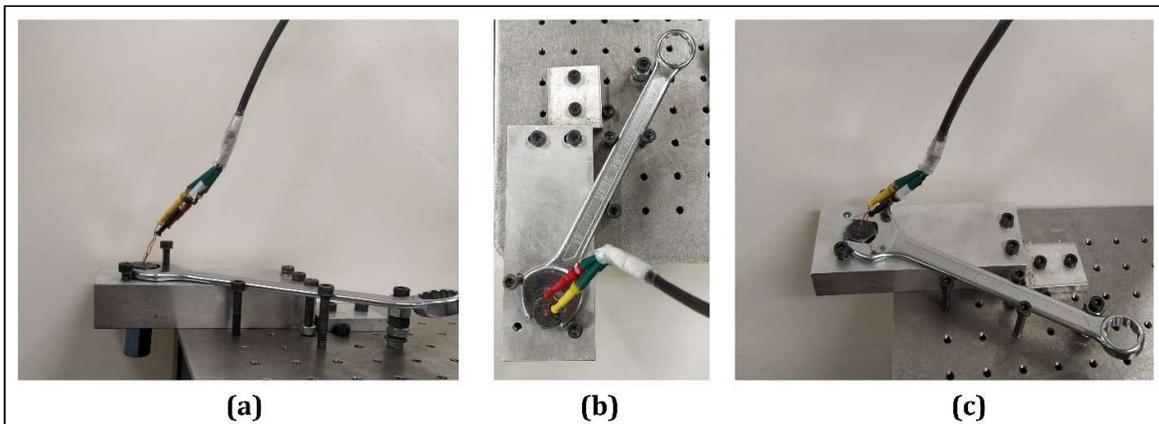


Figura 154: (a) Vista laterale, (b) vista dall'alto e (c) vista in assonometria del banco di prova

Questa volta le modalità di acquisizione dei dati sono state modificate sfruttando la lancetta rossa della chiave dinamometrica A. Posizionando questa lancetta sullo zero e iniziando a serrare, questa seguirà la lancetta nera dell'indicatore. Una volta mollato il serraggio la lancetta nera tornerà a zero mentre quella rossa si fermerà sulla coppia di serraggio nel momento dello scarico. Si è deciso così di impostare, questa volta, un range di mV/V e registrare la relativa coppia di serraggio. Per poter confrontare i grafici con quelli precedenti si manterrà la coppia di serraggio sulle ascisse e il precarico (derivante dai mV/V) sulle ordinate, anche se in questo caso i dati di input sono i mV/V . Inoltre, sono state eseguite tre modalità di test:

1. Modalità 1: con filettatura lubrificata, valori di mV/V pari a $0.075, 0.100, 0.125$ e 0.175 ;
2. Modalità 2: con filettatura poco lubrificata, valori di mV/V pari a $0.075, 0.100, 0.125$ e 0.175 ;

3. Modalità 3: con filettatura non lubrificata, valori di mV/V pari a 0.075, 0.100, 0.125 e 0.185.

I risultati ottenuti, per le tre modalità, sono mostrati nelle Figure 155/156/157:

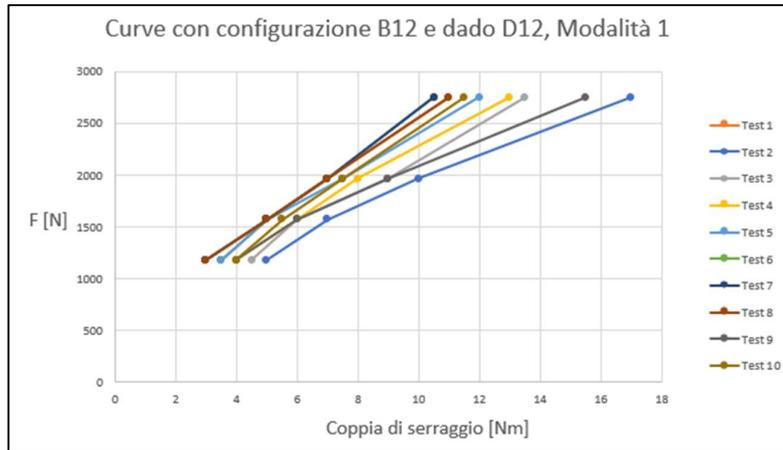


Figura 155: Modalità 1: coppia di serraggio vs precarico (Grafico 10)

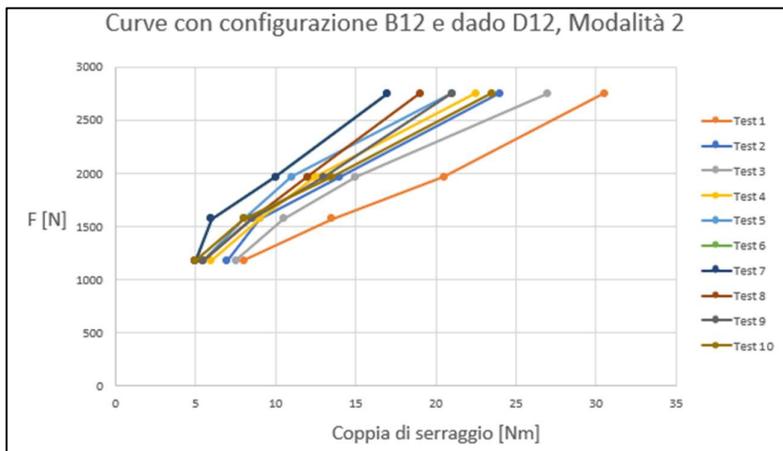


Figura 156: Modalità 2: coppia di serraggio vs precarico (Grafico 11)

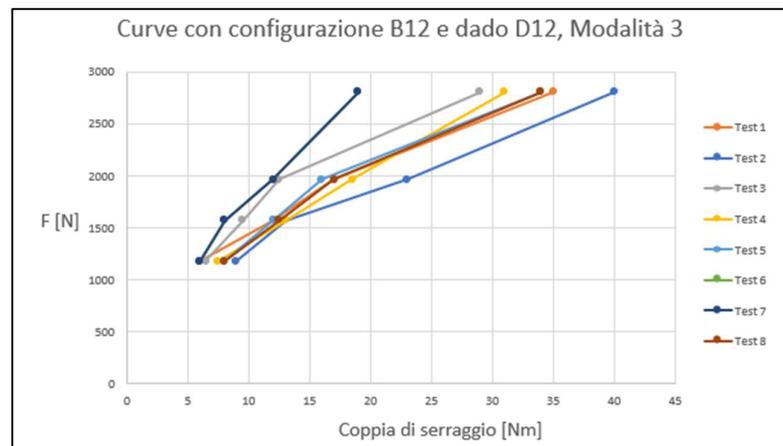


Figura 157: Modalità 3: coppia di serraggio vs precarico (Grafico 12)

Dai risultati si evince che le prove hanno una buona ripetibilità, soprattutto quando la filettatura è lubrificata, però le curve presentano un andamento logaritmico e non lineare. Questo andamento diventa sempre più logaritmico al diminuire della lubrificazione. Inoltre, confrontando le coppie di serraggio ottenute con una curva teorica si ottiene un gap decisamente non trascurabile (Figura 158).

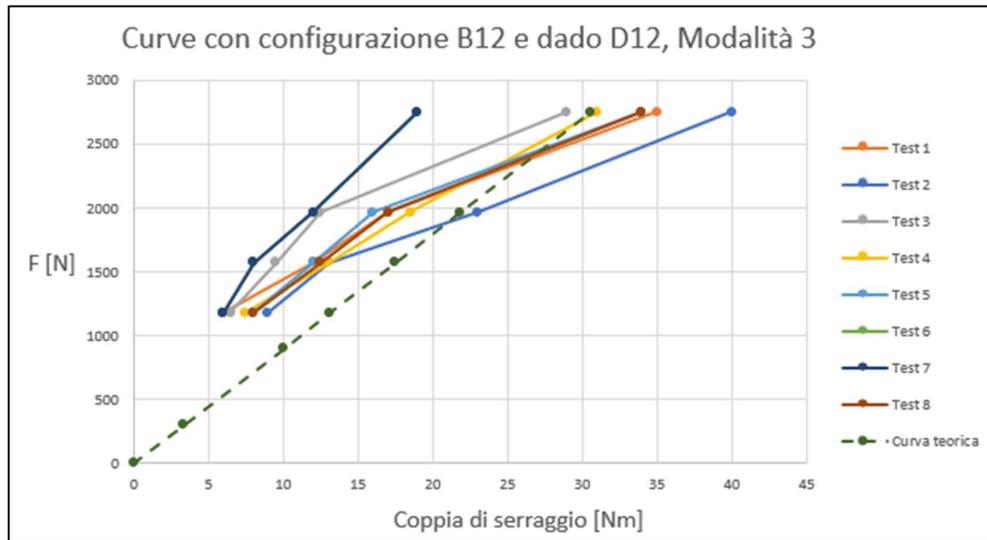


Figura 158: Modalità 3 con curva teorica (Grafico 13)

I dati utilizzati sono: $P = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 12 \text{ mm}$, $\mu_G = 0.73$, $\mu_T = 0.63$, $D_T = 16.5 \text{ mm}$. La curva teorica è quella tratteggiata. Dal confronto tra i risultati ottenuti con il bullone M16 ed M12, si conclude che il bullone M12 non risulta affidabile come il bullone M16, probabilmente a causa di una non corretta adesione degli estensimetri sulla vite o più in generale un non corretto assemblaggio del circuito elettrico del ponte di Wheatstone.

5 Progettazione del test dinamico

Nella progettazione di una attività sperimentale la simulazione numerica è molto importante, in quanto permette di avere un'idea di come la struttura si comporterà e, inoltre, consente di diminuire i test (risparmiando tempo e denaro) da fare per ottimizzare il design iniziale del provino.

Il motivo per cui si vogliono eseguire dei test dinamici è quello di caratterizzare un sistema in modo da ricavare le sue caratteristiche di inerzia, di smorzamento e di rigidità. Lo scopo principale sarà quello di ricavare lo smorzamento dovuto all'attrito presente nel sistema. Come introdotto nel Capitolo 1, il sistema dinamico può essere descritto dall'equazione:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F$$

L'esperimento si baserà su uno "step sine test" in cui, scelto un intervallo di frequenze discretizzato contenenti la zona di risonanza da studiare, si mantiene l'ampiezza della forza eccitante costante per ogni valore di frequenza di eccitazione [61]. Usando questo metodo si può scrivere che:

$$x = x_0 \sin(\omega t) = x_0 e^{i\omega t}$$

$$F = F_0 \cos(\Omega t) = F_0 e^{\Omega t}$$

Sostituendo questi valori nell'equazione caratteristica si ottiene:

$$H(\Omega) = \frac{x_0}{F_0} = \frac{1}{m(\omega^2 - \Omega^2 + i\zeta\omega\Omega)}$$

Questa funzione di risposta è una FRF. Come detto nel Capitolo 1, le FRF sono funzioni dipendenti da una frequenza f (o da una pulsazione ω e Ω). Tramite il rapporto tra la grandezza di output (spostamento, velocità, accelerazione) e quella di input (la forzante) si può descrivere il comportamento dinamico di un sistema, passando dal dominio nel tempo al dominio nella frequenza. Nel nostro caso i dati di input sono dati dall'ampiezza della forza in Newton (N) mentre i dati di output sono dati dall'accelerazione espressa in $\left(\frac{m}{s^2}/N\right)$. La forzante verrà controllata attraverso una cella di carico e l'accelerazione verrà acquisita attraverso un accelerometro.

L'idea di base per l'esperimento dinamico è quello di eccitare, grazie ad uno shaker, una struttura composta da due lamine sottili collegate attraverso un bullone. A seguito dell'eccitazione, nascerà uno strisciamento nell'intorno del bullone, dove le piastre sono vincolate, a causa di micro-slip. Quello che si vorrà capire è quanto questo strisciamento (dovuto all'attrito) inciderà sullo smorzamento.

Questo capitolo descriverà la simulazione modale, eseguita dal dottorando Yongfeng Wang, attraverso Ansys [62], per ottimizzare il provino e l'esperimento, la costruzione del provino e una rappresentazione del banco di prova per il serraggio e il banco di prova con lo shaker. Questa ottimizzazione permetterà di lavorare nel range di frequenze più basso possibile in modo da non sollecitare troppo la strumentazione e diminuire il possibile fastidio prodotto dal rumore emesso durante la vibrazione.

5.1 Simulazione del design iniziale della struttura bullonata

Il primo design (Figura 159) della struttura consiste in un semplice giunto a sovrapposizione realizzato con un singolo bullone ed è composto da:

1. Due piastre quadrate di alluminio (densità $\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$, modulo di Young pari a 70 GPa e $\nu = 0.3$) di dimensioni $40 \times 40 \times 5 \text{ mm}$ con un foro di $\text{Ø}14 \text{ mm}$ al centro;
2. Un bullone M12, a mezzo filetto, di acciaio (densità $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, modulo di Young pari a 200 GPa e $\nu = 0.3$) lungo 40 mm ;
3. Un dado di acciaio (densità $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, modulo di Young pari a 200 GPa e $\nu = 0.3$) lungo 20 mm . Esso è stato modificato, con metà parte filettata M12 e metà parte non filettata di diametro $\text{Ø}16 \text{ mm}$. Questo design del dado permette un migliore alloggiamento degli estensimetri sul bullone.

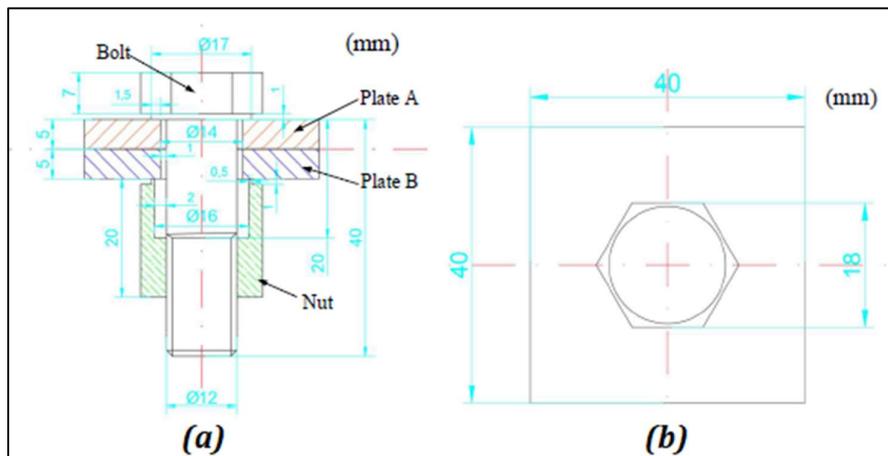


Figura 159: Dimensioni del design iniziale, (a) vista frontale e (b) vista dall'alto

Definito il design iniziale è stato creato il modello agli Elementi Finiti (FE) attraverso ANSYS 19.0. In seguito, è stata effettuata una simulazione statica non lineare (presenza di elementi di contatto contact-target) con un valore, costante, di precarico pari a 40 kN , da cui sono stati ricavati i valori di spostamento nella direzione del bullone e di tensione secondo Von Mises. I risultati ottenuti (Figura 160) hanno mostrato che:

1. Le piastre, a causa del precarico, sono giuntate vicino al bullone, mentre sul bordo ci sarà del gioco, con un valore massimo di 0.066 mm ;
2. Sotto carico, la tensione del bullone è di 360 MPa , ma il valore massimo è posizionato nel sottotesta, alla radice della vite (nel raccordo), con un valore di 723 MPa ;
3. La tensione del dado è troppo elevata (1700 MPa), superando il limite del materiale. Questo fenomeno è causato dall'area di contatto tra dado e piastra B che, essendo molto piccola, genera, sotto precarico, una tensione molto elevata.

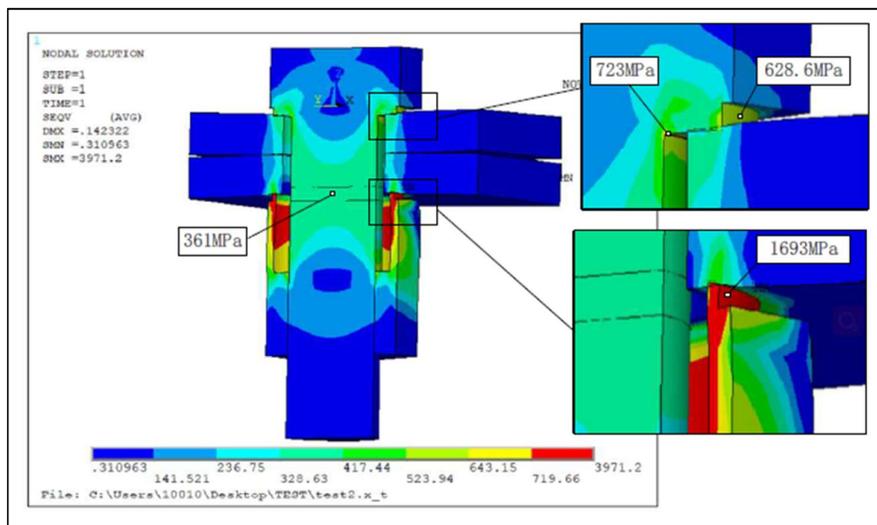


Figura 160: Tensione secondo Von Mises della struttura

Successivamente è stato analizzato, con un'analisi statica, lo stato del contatto dell'interfaccia imbullonata. Dai risultati si evince che:

1. Le interfacce tra la testa del bullone/dado e le piastre sono principalmente in adesione (Figura 161);
2. La pressione massima di contatto, situata sul bordo di contatto tra dado e piastra B, è di 950 MPa ;
3. Nell'interfaccia delle due piastre, l'area di adesione è principalmente attorno al bullone e il suo diametro esterno è, circa, il doppio del diametro del bullone. L'area di scorrimento è piccola in condizioni statiche;

4. La pressione di contatto nell'interfaccia delle due piastre è minore di quella dell'interfaccia testa/dado e piastre, con un valore massimo di 306 MPa.

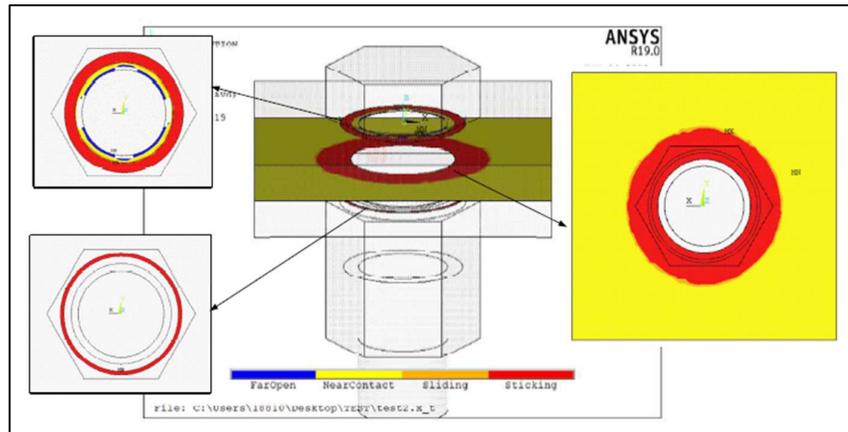


Figura 161: Lo stato del contatto in diverse interfacce della struttura

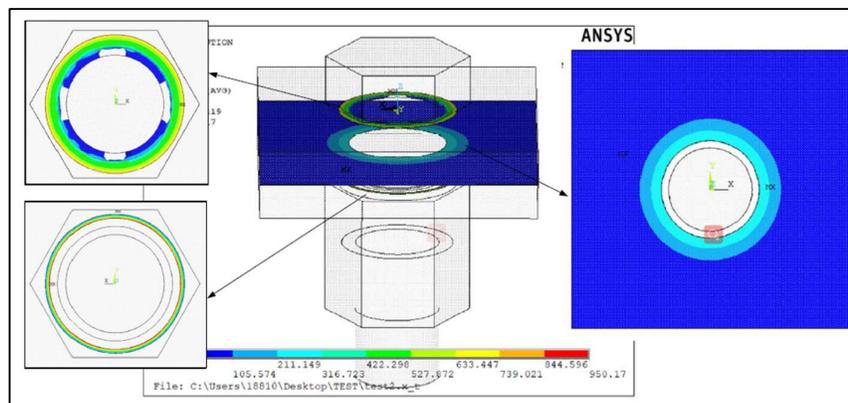


Figura 162: La pressione di contatto delle diverse interfacce

In ultimo, sono state effettuate due analisi modali:

1. **“Free modes”**: la struttura non è vincolata. Il modo libero del primo ordine è di flessione della piastra e presenta un valore di frequenza naturale molto elevato, 11624.7 Hz. La frequenza naturale del secondo ordine di flessione è di 15213 Hz.
2. **“Constraint modes”**: la struttura è vincolata all'estremità del bullone. Il primo modo è di flessione del bullone, con una frequenza di 2145 Hz e il secondo modo è torsionale della struttura, con una frequenza di 4043 Hz. È presente anche un modo di flessione delle piastre ed ha una frequenza di 9486 Hz.

Le analisi hanno mostrato che gli ordini dei modi sono differenti, a causa del vincolo, e che le frequenze naturali, nel caso vincolato, hanno un valore più basso rispetto alla struttura senza vincolo (Figura 163). In entrambi i casi le frequenze sono troppo elevate.

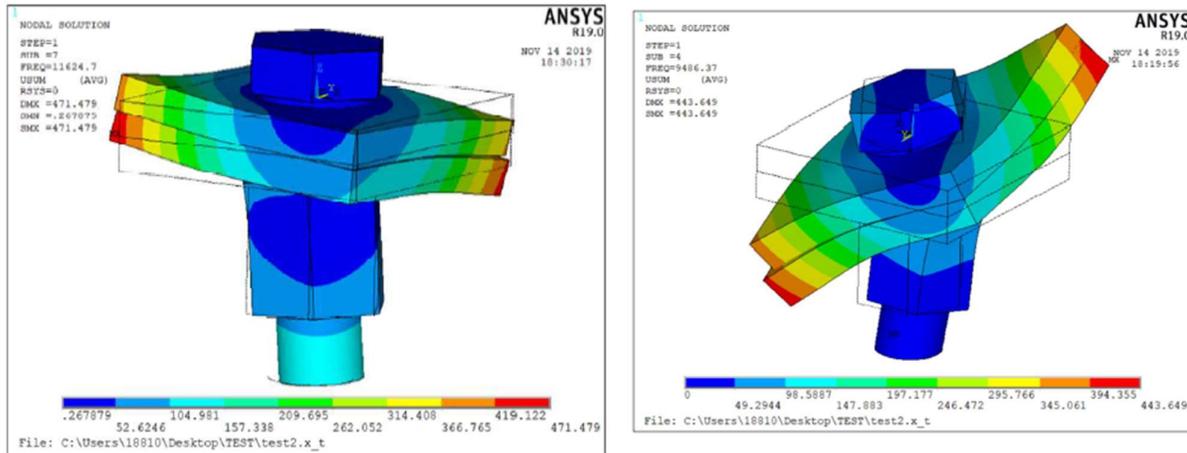


Figura 163: Flessione della piastra (a) nel Free modes (11625 Hz) e (b) nel Constraint modes (9486 Hz)

5.2 Modifica dell'impronta di contatto del dado

La prima modifica apportata al design iniziale è stata quella di cambiare l'area di contatto tra il dado e la piastra B a causa delle tensioni eccessive che si creavano. Per fare ciò è stato aumentato il diametro esterno dell'impronta del dado sulla piastra, passando da 17 mm a 21 mm (Figura 164).

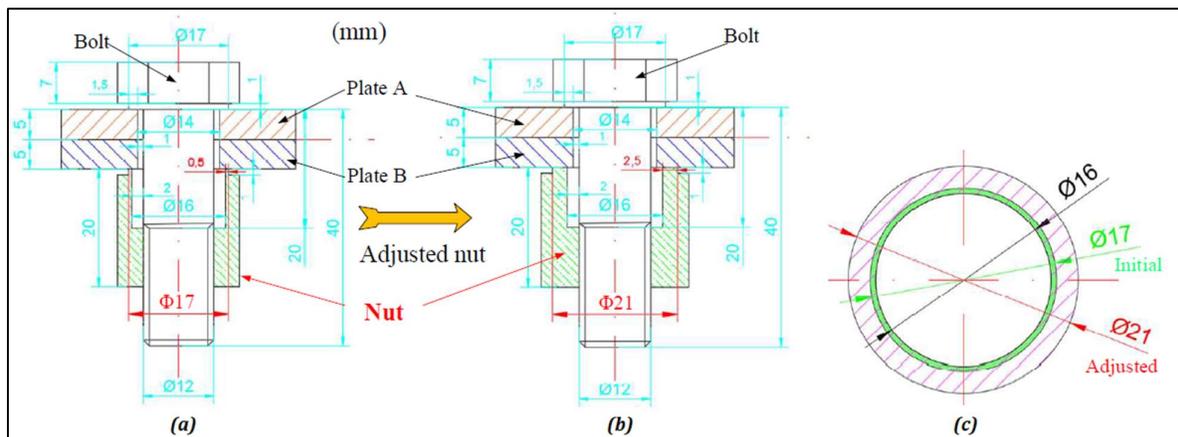


Figura 164: Dimensioni (a) del design iniziale e (b) del design con il nuovo dado; (c) Area di contatto

Lo stato del contatto rimane invariato (Figura 165) però grazie a questa modifica la pressione di contatto è diminuita da 900 MPa ad un valore minore di 300 MPa (Figura 166). Il gioco al bordo delle piastre diminuisce passando da un valore di 0.066 mm ad un valore di 0.039 mm. Inoltre, le tensioni sul dado non superano i 700 MPa rientrando nei limiti di snervamento del materiale (Figura 167).

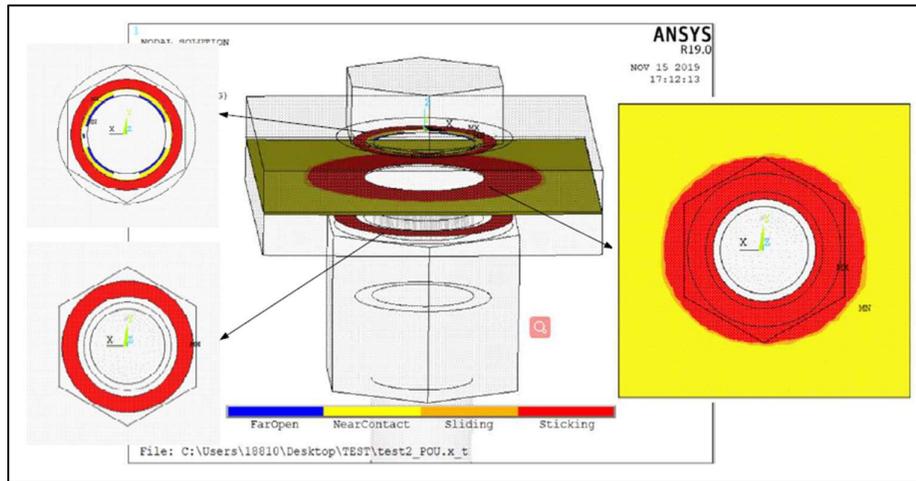


Figura 165: Lo stato del contatto in diverse interfacce della struttura (Prima modifica)

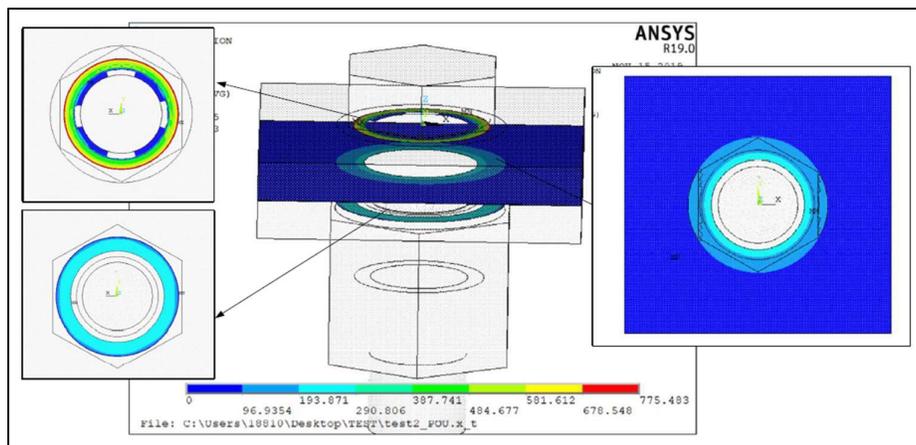


Figura 166: La pressione di contatto nelle varie interfacce (Prima modifica)

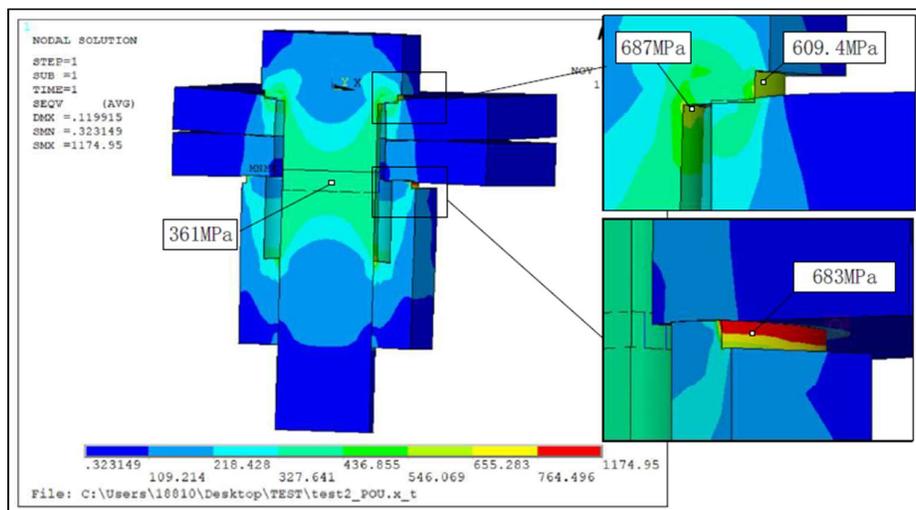


Figura 167: La tensione secondo Von Mises nella struttura (Prima modifica)

In seguito, andando a modificare le dimensioni e la forma delle piastre, sono stati simulati i comportamenti di varie tipologie di strutture bullonate, analizzando i modi e le frequenze naturali sia in condizioni libere sia in condizioni vincolate.

5.2.1 Schema A

- **Modifiche:** le piastre passano da essere quadrate a rettangolari aumentando la loro lunghezza di tre volte, passando da 40 mm a 120 mm (Figura 168).

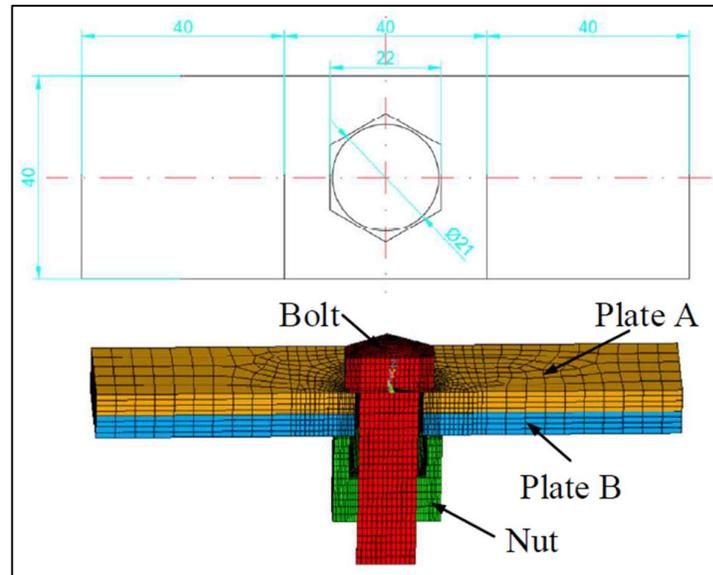


Figura 168: Schema A, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e sezione del modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 1512 Hz nel Free mode (Figura 169a) e di 935 Hz nel Constrained mode (Figura 169b).

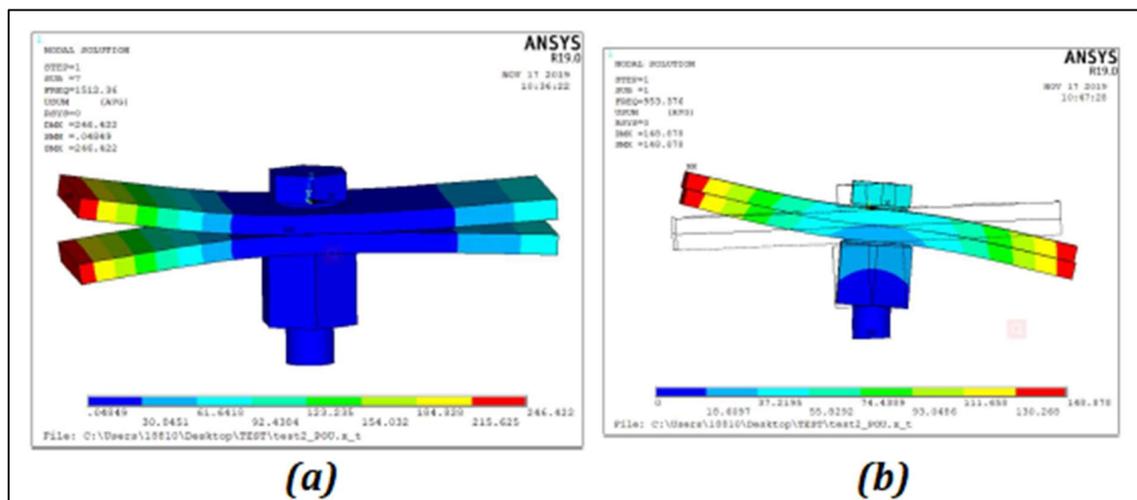


Figura 169: Schema A, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

5.2.2 Schema B

- **Modifiche:** le piastre passano da essere quadrate a rettangolari aumentando la loro lunghezza di cinque volte, passando da 40 mm a 200 mm (Figura 170).

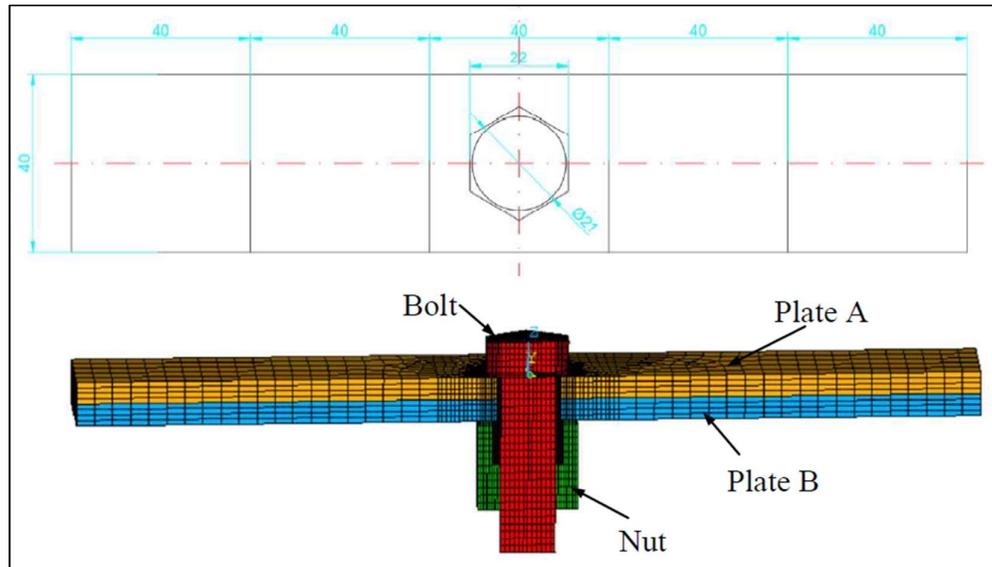


Figura 170: Schema B, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e sezione del modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 501 Hz nel Free mode (Figura 170a) e di 403 Hz nel Constrained mode (Figura 170b).

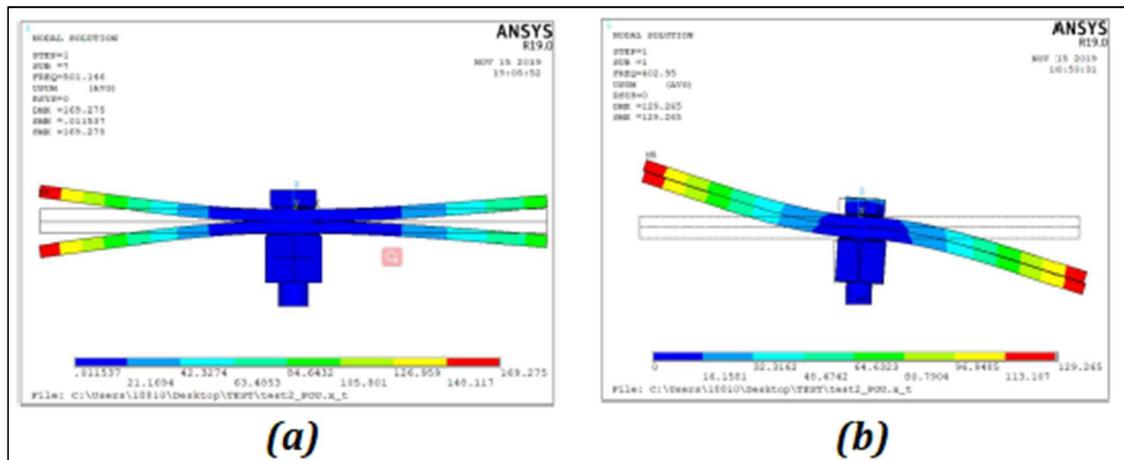


Figura 171: Schema B, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

5.2.3 Schema C

- **Modifiche:** le piastre passano da essere quadrate a rettangolari aumentando la lunghezza delle piastre di due volte, passando da 40 mm a 80 mm. Inoltre, vengono inserite delle masse aggiuntive ad una estremità (di entrambe le piastre). Le altre estremità vengono giuntate (Figura 172).

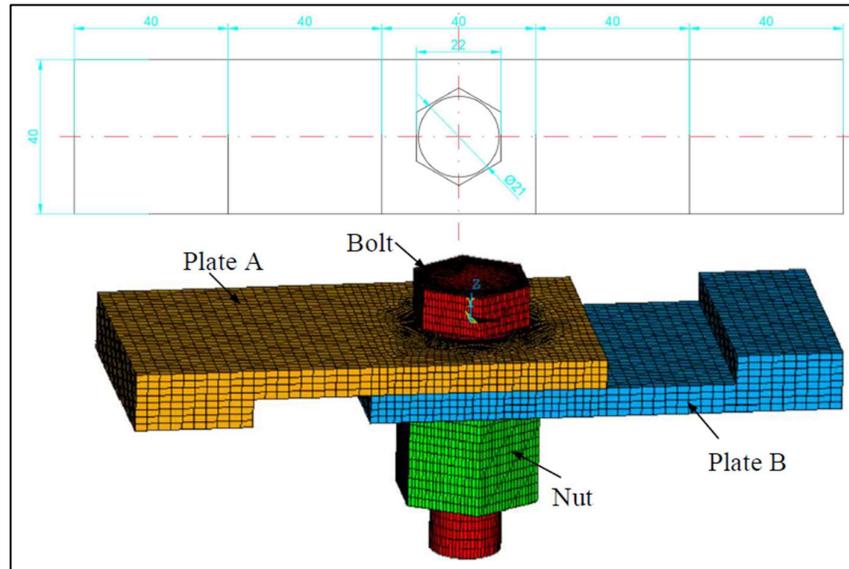


Figura 172: Schema C, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e sezione del modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 1466 Hz nel Free mode (Figura 173a) e di 923 Hz nel Constrained mode (Figura 173b).

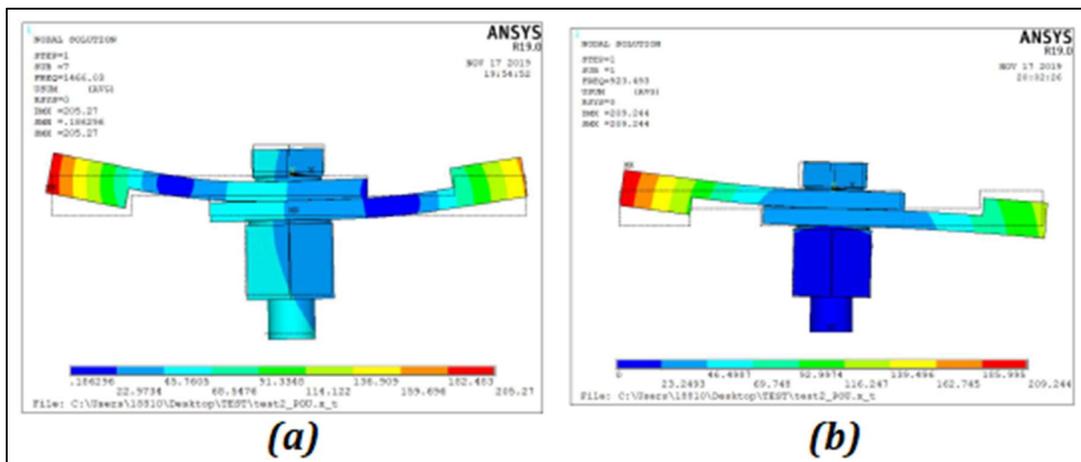


Figura 173: Schema C, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

5.2.4 Schema D

- **Modifiche:** le piastre rimangono quadrate ma la lunghezza del lato è aumentata di due volte passando da 40 mm a 80 mm (Figura 174).

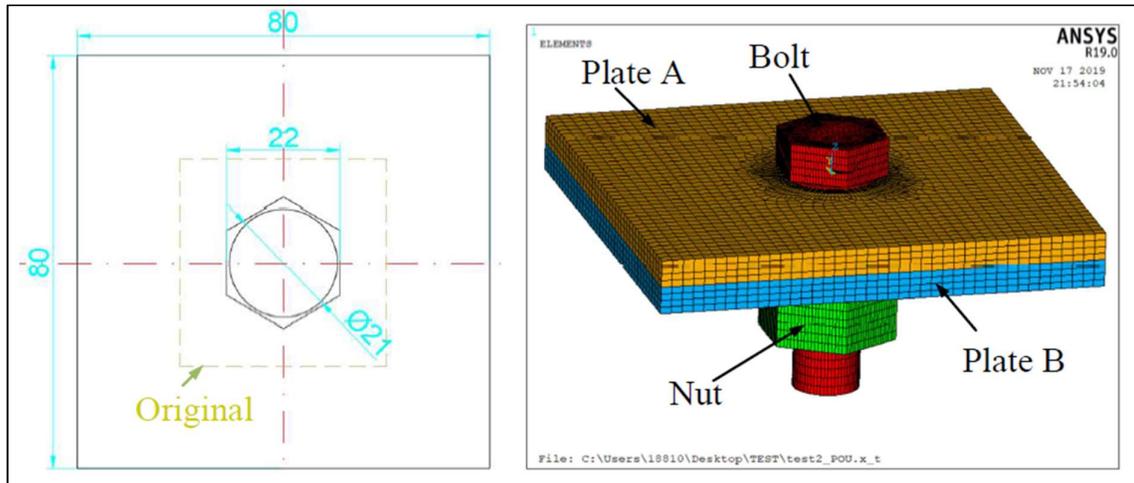


Figura 174: Schema D, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 2479 Hz nel Free mode (Figura 175a) e di 1091 Hz nel Constrained mode (Figura 175b).

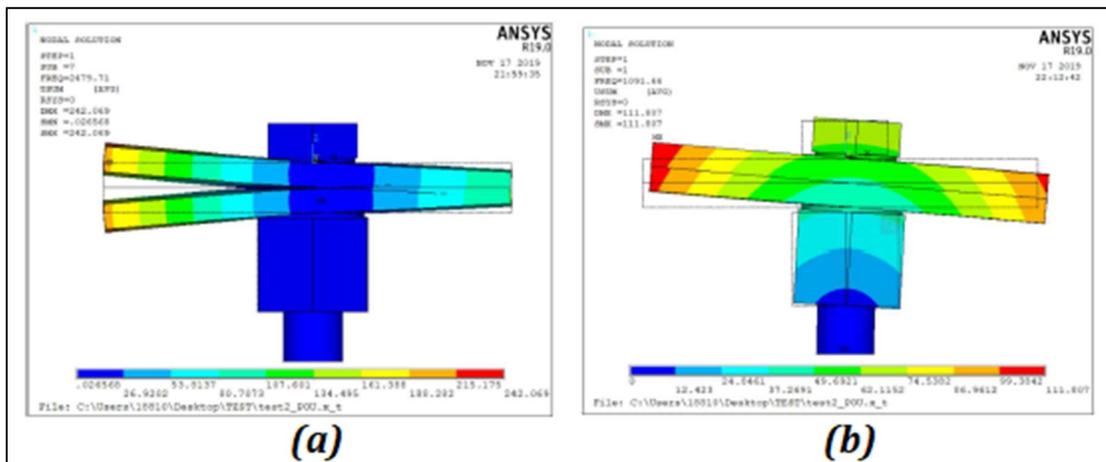


Figura 175: Schema D, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

5.2.5 Schema E

- **Modifiche:** le piastre rimangono quadrate ma la lunghezza del lato è aumentata di tre volte passando da 40 mm a 120 mm (Figura 176).

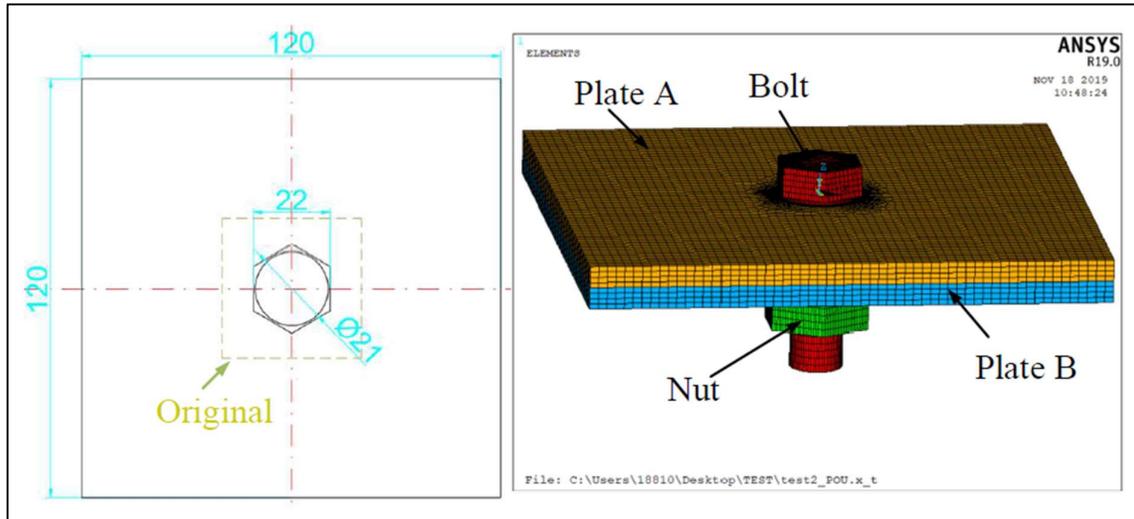


Figura 176: Schema E, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 965 Hz nel Free mode (Figura 177a) e di 578 Hz nel Constrained mode (Figura 177b).

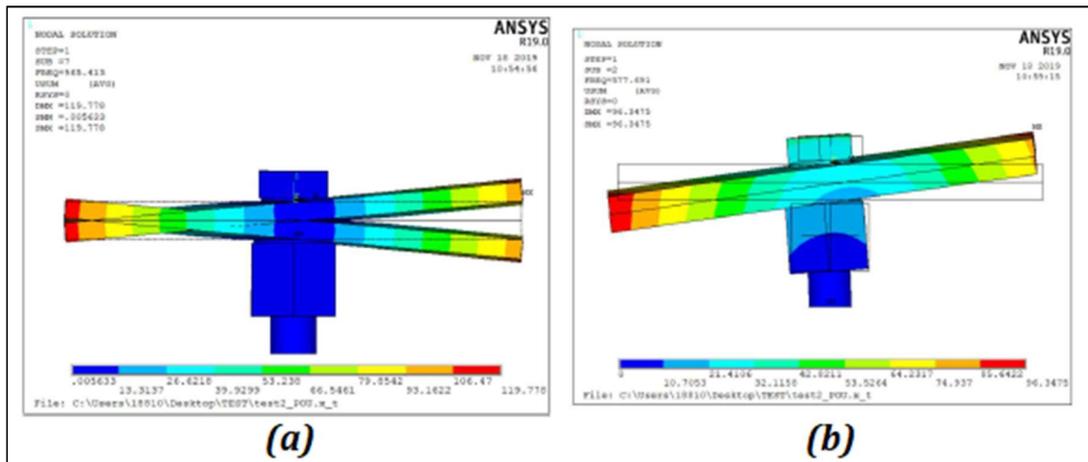


Figura 177: Schema E, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

5.2.6 Schema F

- **Modifiche:** le piastre rimangono quadrate ma la lunghezza del lato è aumentata di quattro volte passando da 40 mm a 160 mm (Figura 178).

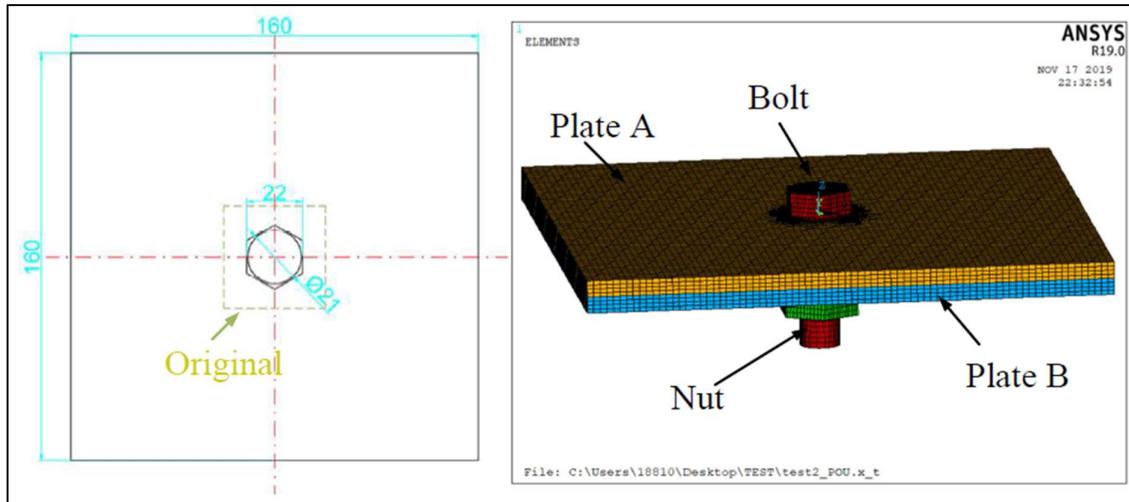


Figura 178: Schema F, dimensioni (mm) nella vista dall'alto e modello FE

La frequenza naturale a flessione del primo ordine è di 489 Hz nel Free mode (Figura 179a) e di 329 Hz nel Constrained mode (Figura 179b).

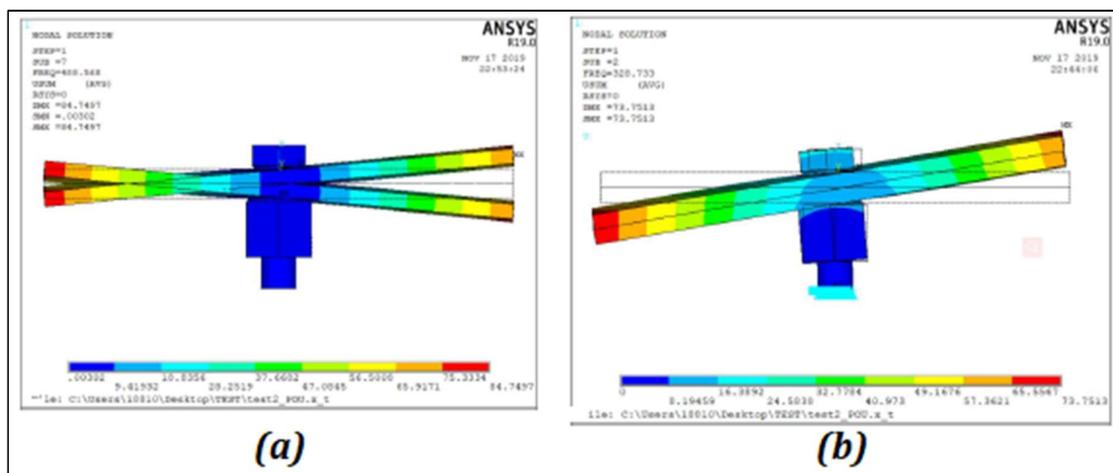


Figura 179: Schema F, frequenza naturale a flessione del primo ordine (a) in Free mode e (b) in Constrained mode

Inizialmente sono stati analizzati lo stato del contatto (Figura 182a) e lo spostamento delle piastre (Figura 182b).

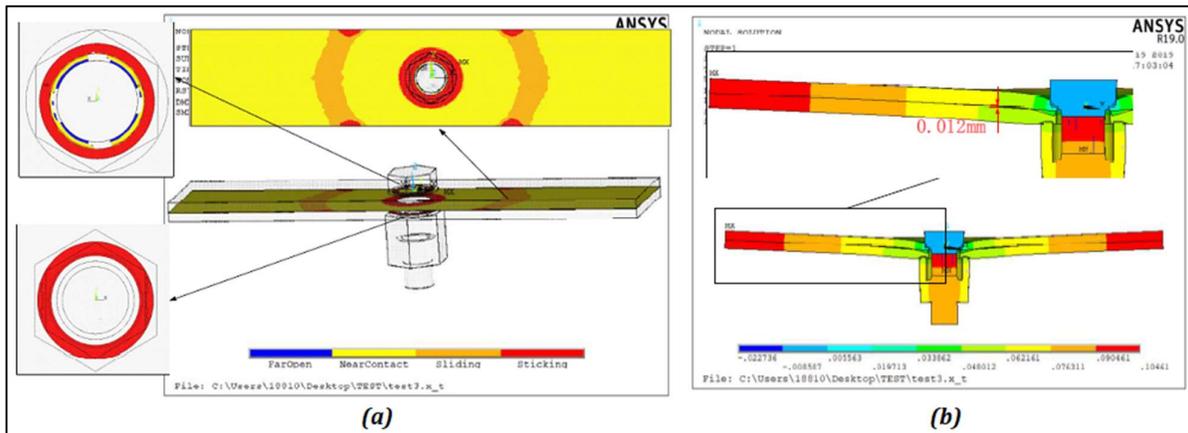


Figura 182: Schema M, (a) lo stato del contatto e (b) sezione della struttura con il relativo spostamento

Dai risultati ottenuti si può notare che:

1. Lo stato di adesione appare anche al di fuori dell'area intorno al bullone;
2. Le piastre sono compresse nell'intorno del bullone e hanno del gioco vicino all'area compressa. Il gioco non aumenta lungo le piastre e in un'area, con un diametro di 4/5 volte il diametro del bullone, si azzerava e le piastre tornano in contatto o presentano uno scorrimento l'una con l'altra.

In seguito, è stata eseguita un'analisi modale senza vincoli (free modal) e sono stati analizzati i modi e le loro frequenze naturali (Figura 183). Il modo di interesse, il quale rappresenta più verosimilmente un comportamento reale della struttura, è il secondo modo a flessione delle piastre (nello Schema B era il terzo).

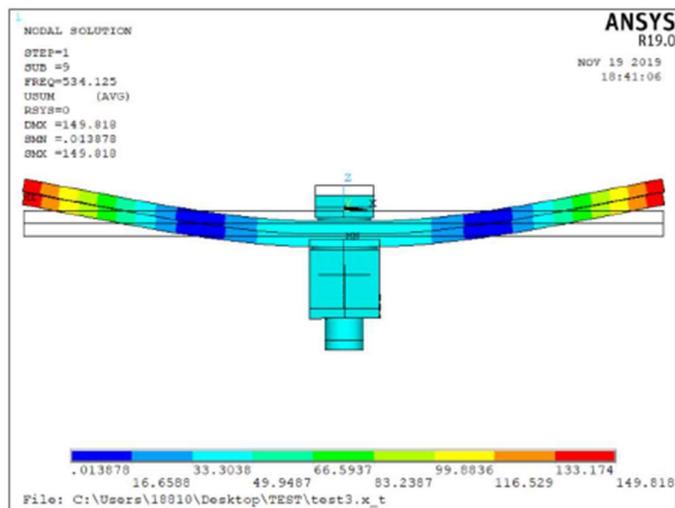


Figura 183: Schema M, secondo modo a flessione delle piastre

I risultati ottenuti mostrano che i modi, dello Schema M, sono simili a quelli dello Schema B ma le frequenze naturali diminuiscono. Nel modo in esame si passa da 653 Hz a 534 Hz.

5.3.2 Schema N

Questo Schema deriva dallo Schema F, di conseguenza ha le sue stesse dimensioni a eccezione dello spessore (Figura 184).

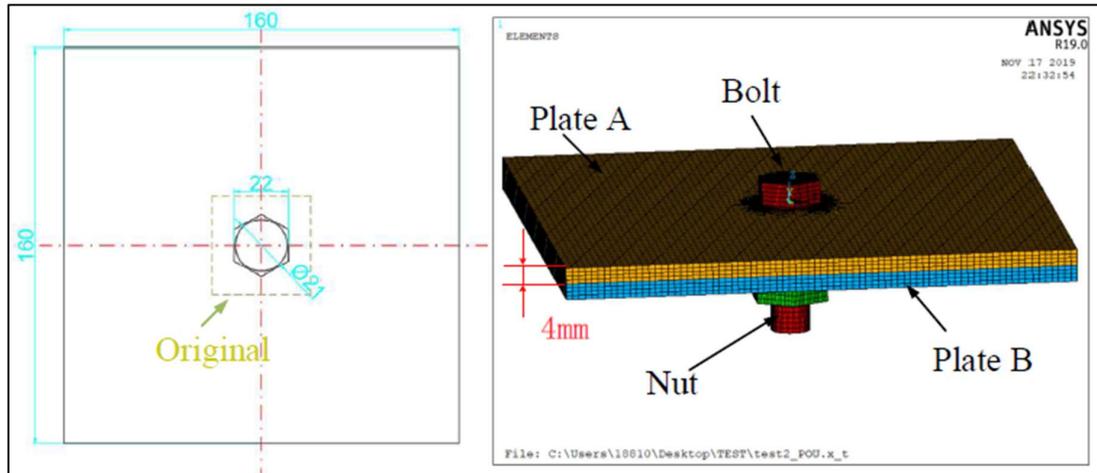


Figura 184: Schema N, dimensioni della vista dall'alto e sezione del modello FE

Inizialmente sono stati analizzati lo stato del contatto (Figura 185a) e lo spostamento delle piastre (Figura 85b).

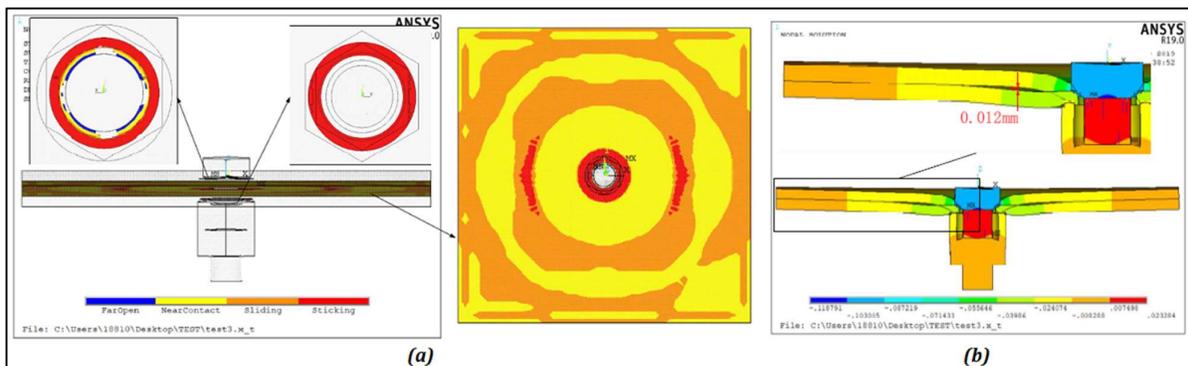


Figura 185: Schema N, (a) lo stato del contatto e (b) sezione della struttura con il relativo spostamento

Dai risultati ottenuti si può notare che:

1. Lo stato di adesione appare anche al di fuori dell'area intorno al bullone e l'area di scorrimento è molto più estesa di prima;
2. Le piastre sono compresse nell'intorno del bullone e hanno del gioco vicino all'area compressa. Il gioco non aumenta lungo le piastre e in un'area, con un diametro di 4/5 volte il diametro del bullone, si azzerava e le piastre tornano in contatto o presentano uno scorrimento l'una con l'altra.

In seguito, è stata eseguita un'analisi modale senza vincoli (free modal) e sono stati analizzati i modi e le loro frequenze naturali (Figura 186). Il modo di interesse è il quinto modo a flessione delle piastre (come nello Schema F).

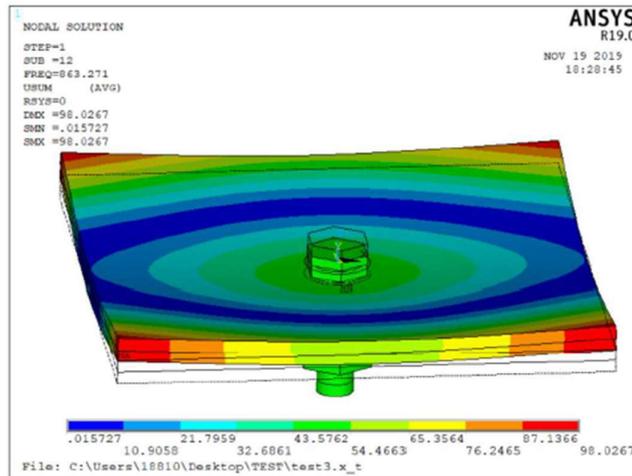


Figura 186: Schema N, quinto modo a flessione delle piastre

I risultati ottenuti mostrano che i modi, dello Schema N, sono simili a quelli dello Schema F ma le frequenze naturali diminuiscono. Nel modo in esame si passa da 1038 Hz a 863 Hz.

5.4 Seconda modifica dell'impronta di contatto del dado

La terza e ultima modifica riguarda nuovamente il dado. In modo da avere simmetria tra dorso e ventre della struttura si è cercato di eguagliare l'area di contatto tra sottotesta e piastra A e l'area di contatto tra dado e piastra B. Al fine di non ricadere nei problemi della tensione descritti in precedenza si è diminuito il diametro interno della parte non filettata del dado. Inoltre, le dimensioni esterne del dado sono state eguagliate a quelle della testa della vite, la lunghezza del dado e quella della vite sono aumentate (Figura 187). Lo spessore delle piastre è rimasto di 4 mm.

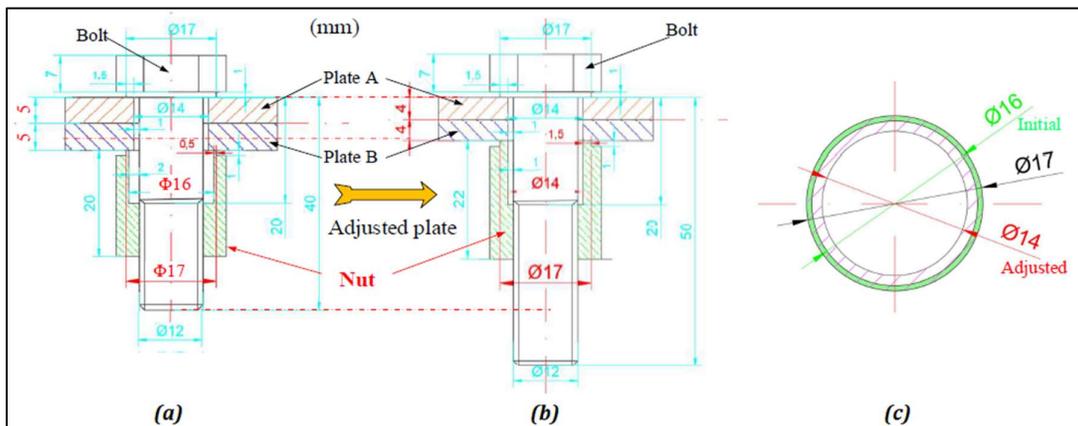


Figura 187: Dimensioni (a) del design iniziale e (b) del design con le nuove dimensioni; (c) Area di contatto

I due schemi analizzati derivano nuovamente dallo Schema M e dallo schema N.

5.4.1 Schema P

Questo Schema deriva dallo Schema M, di conseguenza ha le sue stesse dimensioni a eccezione delle dimensioni del dado e del gambo della vite (Figura 188).

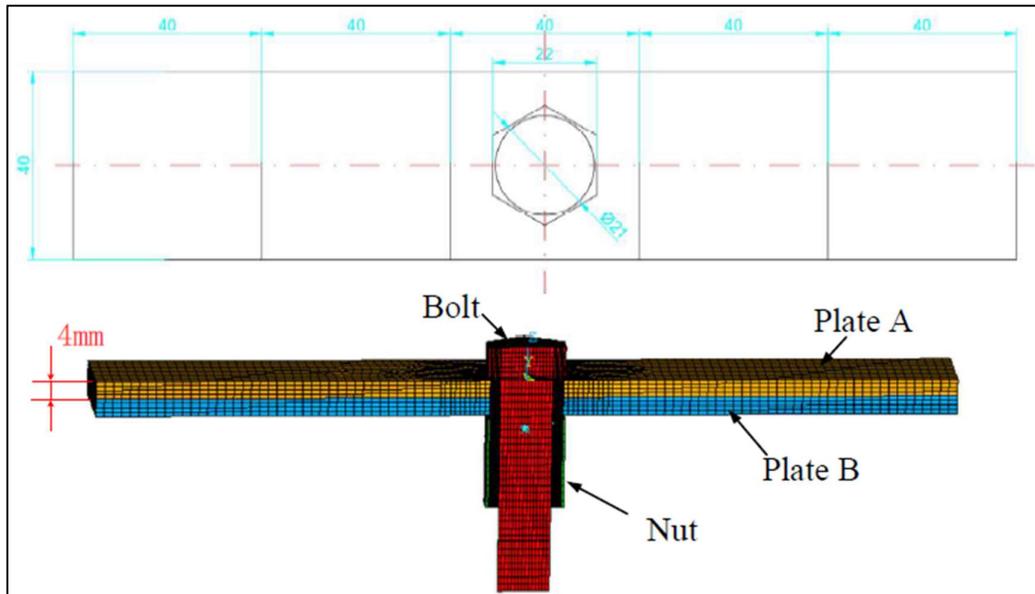


Figura 188: Schema P, dimensioni della vista dall'alto e sezione del modello FE

Inizialmente, come nello Schema M, sono stati analizzati lo stato del contatto (Figura 189a) e lo spostamento delle piastre (Figura 189b).

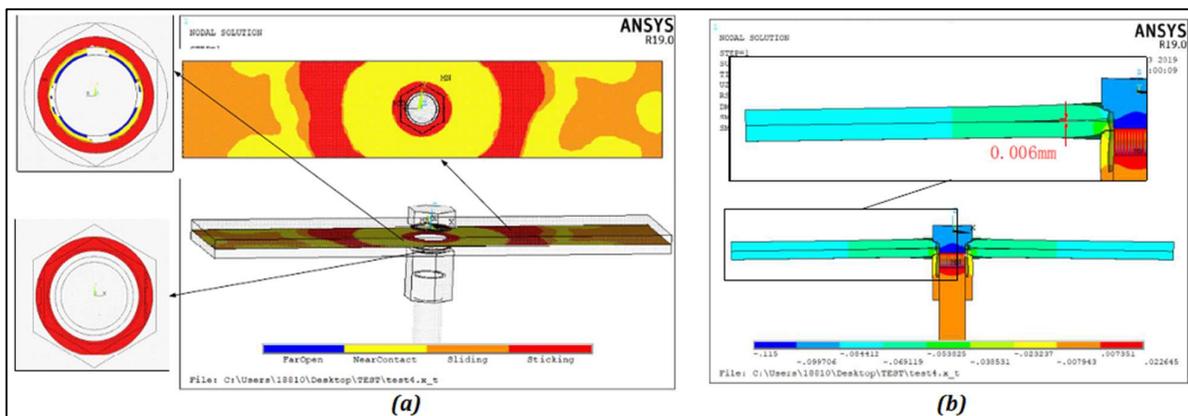


Figura 189: Schema P, (a) lo stato del contatto e (b) sezione della struttura con il relativo spostamento

I risultati ottenuti mostrano che la regione di adesione, non nell'intorno del bullone, è aumentata e sono comparse delle aree di scorrimento agli estremi delle piastre. Lo spostamento è diminuito e mantiene lo stesso, strano, comportamento riscontrato nello Schema M.

In seguito, è stata eseguita l'analisi modale senza vincoli (free modal) e sono stati analizzati i modi e le loro frequenze naturali (Figura 190). Il modo di interesse è il secondo modo a flessione delle piastre (come nello Schema M).

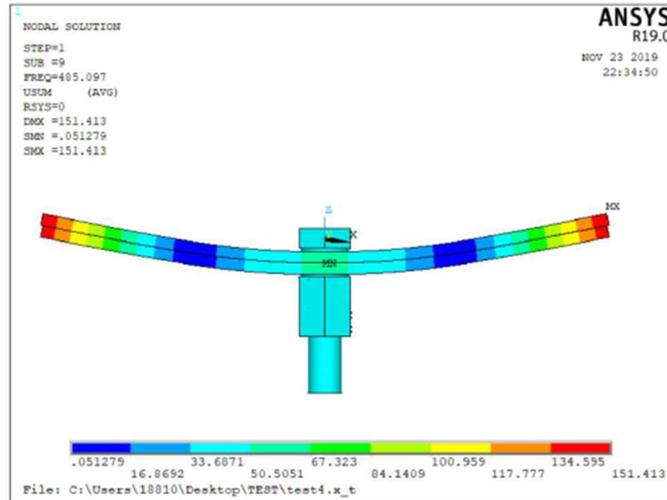


Figura 190: Schema P, secondo modo a flessione delle piastre

I modi, dello Schema P, sono simili a quelli dello Schema M ma le frequenze naturali diminuiscono. Nel modo in esame si passa da 534 Hz a 485 Hz.

5.4.2 Schema Q

Questo Schema deriva dallo Schema N, di conseguenza ha le sue stesse dimensioni a eccezione delle dimensioni del dado e del gambo della vite (Figura 191).

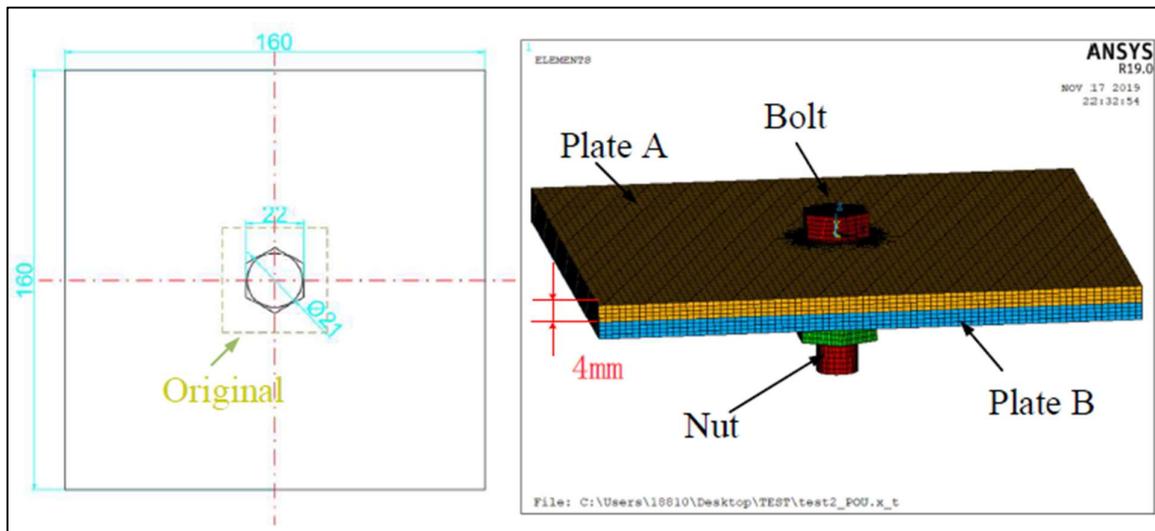


Figura 191: Schema Q, dimensioni della vista dall'alto e sezione del modello FE

Inizialmente, come nello Schema M, sono stati analizzati lo stato del contatto (Figura 192a) e lo spostamento delle piastre (Figura 192b).

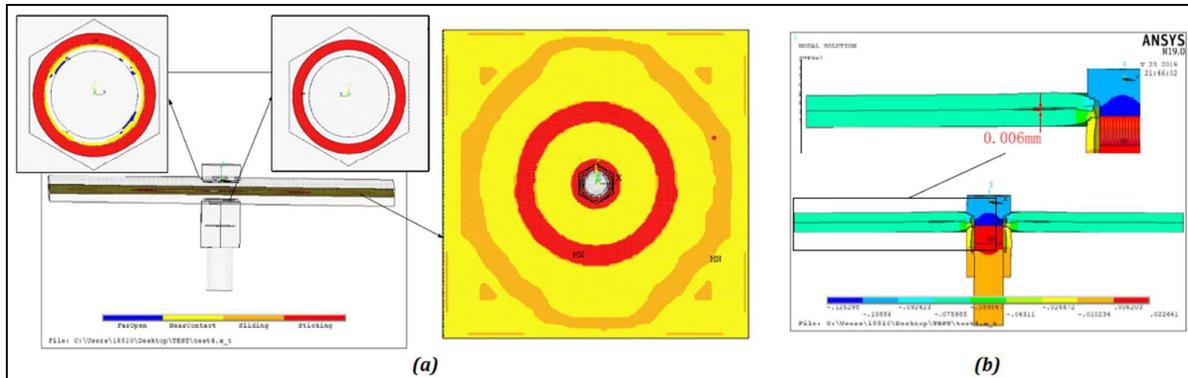


Figura 192: Schema Q, (a) lo stato del contatto e (b) sezione della struttura con il relativo spostamento

La regione di adesione, non nell'intorno del bullone, è diventata più definita ma è aumentata. L'area di scorrimento è diminuita concentrandosi in una corona circolare con un diametro simile alla lunghezza delle piastre. Lo spostamento è quasi del tutto sparito.

L'analisi modale senza vincoli (free modal) mostra che i modi, dello Schema Q, sono simili a quelli dello Schema N ma le frequenze naturali sono minori. Il modo di interesse è il quinto modo a flessione delle piastre (come nello Schema N) e, in questo caso, la frequenza diminuisce da 863 Hz a 815 Hz.

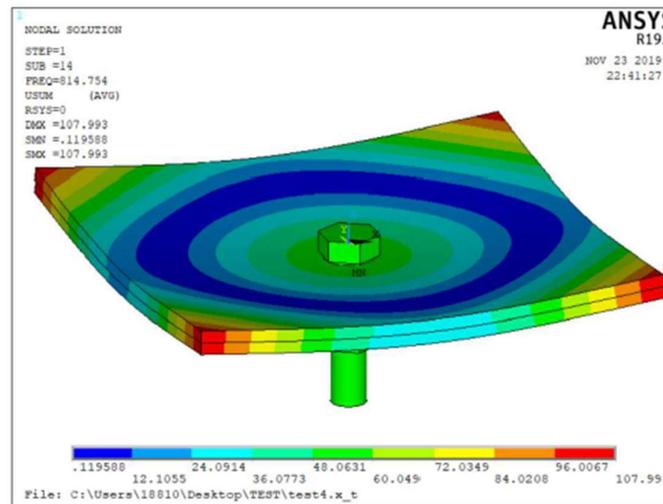


Figura 193: Schema Q, secondo modo a flessione delle piastre

Conseguentemente ai test svolti e ai dati ottenuti si è deciso di condurre l'esperimento su una struttura simile a quella nello Schema P.

5.5 Realizzazione delle piastre e del bullone

Le piastre sono state realizzate a partire da un pezzo di alluminio di dimensioni $300 \times 200 \times 4 \text{ mm}$ (*Larghezza \times Lunghezza \times Spessore*). Dal pezzo di partenza sono state ricavate quattro piastre di dimensioni $43 \times 200 \times 4 \text{ mm}$. In seguito, al centro delle piastre, sono stati realizzati dei fori passanti, di diametro 14 mm su due piastre e 18 mm sulle due restanti. Infine, i pezzi ricavati sono stati puliti con l'uso di cartavetro, passando da una grana 150 a una 320 a una da 1000 in modo da eliminare le impurità superficiali e rendere le piastre il più lisce possibili (Figura 194).

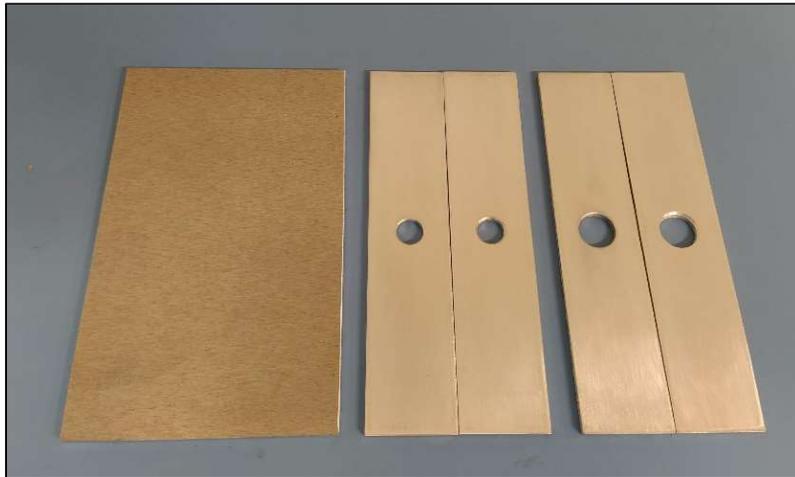


Figura 194: Piastra prima e dopo le lavorazioni

I bulloni utilizzati saranno gli stessi delle prove statiche con l'aggiunta di un foro M6 alla base della vite (Figura 195) il quale consentirà di avvitare la cella di carico a contatto con lo shaker.

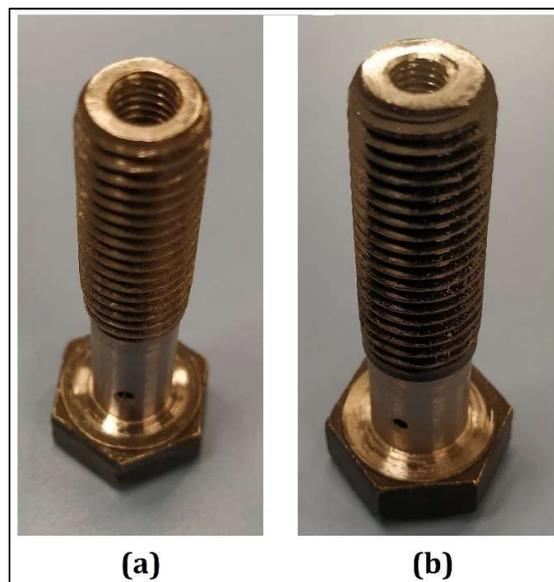


Figura 195: Dettaglio foro M6 alla base della vite (a) M12 e (b) M16

5.6 Modalità di serraggio ed eccitazione del provino

Il serraggio della vite per ogni prova dinamica avverrà sfruttando il bancone del laboratorio. Si avviteranno 5 viti M6 al bancone creando un incastro per le piastre. In seguito, si potrà serrare il bullone senza che il provino slitti e subisca una rotazione. La realizzazione di questo banco di prova è mostrata nella Figura 196.

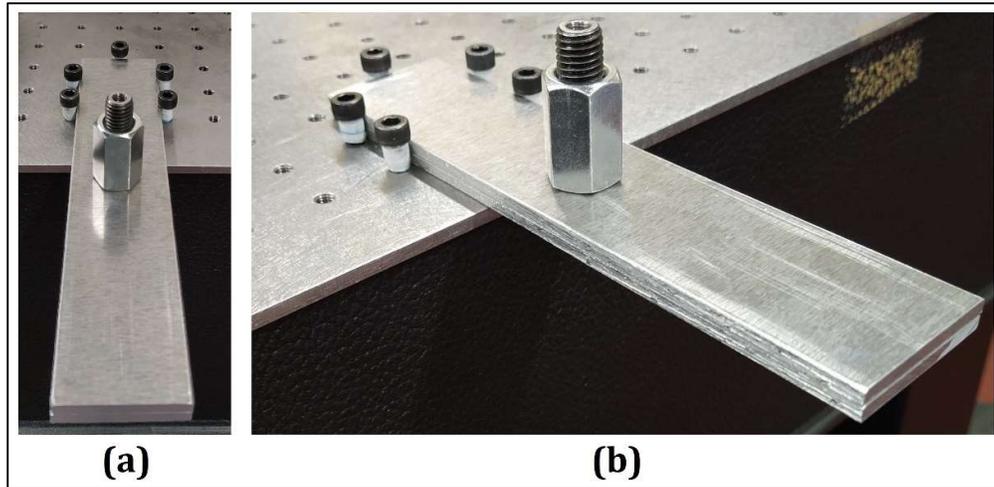


Figura 196: Provino con configurazione B12

Una volta applicato il precarico il provino verrà montato, con la cella di carico, sullo shaker il quale trasmetterà una frequenza di eccitazione scelta alla struttura. La realizzazione di questo banco prova si può vedere attraverso il modello CAD in Figura 197

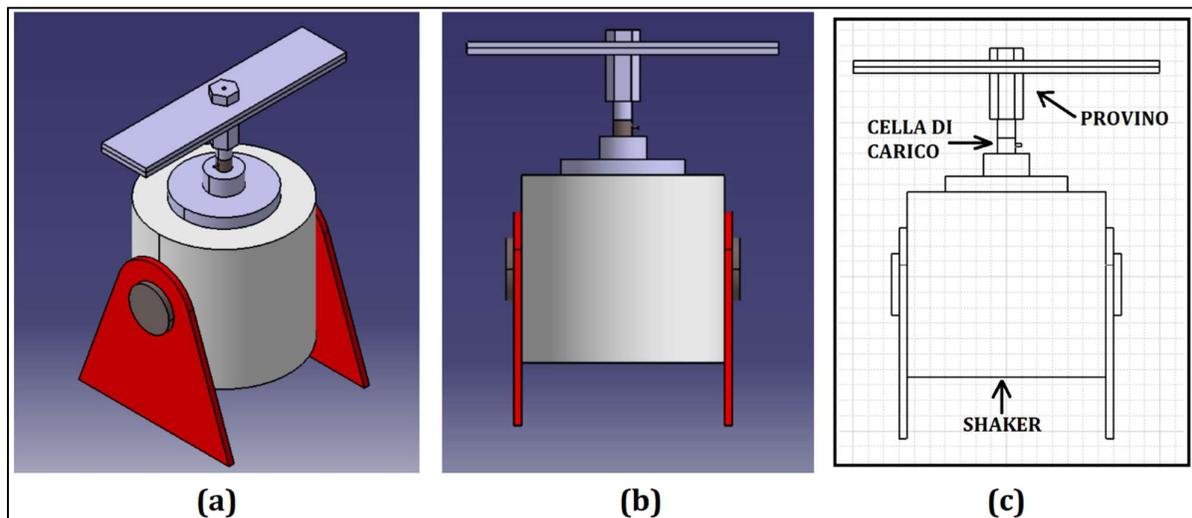


Figura 197: (a) Vista in assonometria e (b) vista frontale. (c) Dettaglio in vista 2D

Grazie ai collegamenti descritti nelle prove statiche si potrà monitorare il precarico e grazie ad un accelerometro si potrà studiare la risposta dinamica alle vibrazioni della struttura.

6 Conclusioni

Il precarico di un bullone è una delle caratteristiche fondamentali per la caratterizzazione di un giunto, bisogna quindi trovare un modo per studiarlo. I test statici dimostrano che il collegamento estensimetrico, a mezzo ponte di Wheatstone, presentato è più affidabile nel bullone M16 che in quello M12. Il bullone M16 consente di avere un'area più ampia dove posizionare l'estensimetro. Quest'ultimo, infatti, necessita, per avere delle buone misure, di una superficie la più piana possibile, caratteristica che nel bullone M12 non è del tutto possibile. Di conseguenza, il bullone M16, nelle sue varie configurazioni, consente una buona ripetibilità delle misure comparabili con i precarichi teorici. Al fine di avere delle buone misurazioni bisogna:

- Mantenere i collegamenti elettrici i più isolati possibili tra loro e con le superfici metalliche del bullone in modo da non avere cortocircuito;
- Evitare il contatto degli estensimetri con le pareti del foro al fine di non romperli e di evitare misurazioni errate dovute allo schiacciamento degli estensimetri stessi;
- Posizionare i provini sempre nello stesso modo e ripetere, prima di una misurazione, sempre gli stessi passaggi. Questo permette di ottenere una verifica di ripetibilità dell'esperimento;
- Evitare il più possibile la flessione del bullone;
- Impedire lo scorrimento tra sottotesta della vite e pezzo. Quando insorge questo fenomeno si registra un rilassamento del precarico sul bullone.

Grazie alla simulazione modale si è riusciti a progettare un provino che permetta di svolgere dei test dinamici in un range di frequenze ottimale per la strumentazione da usare e che minimizzi il rumore durante l'esperimento. Queste simulazioni hanno mostrato che:

- Se l'area di contatto diminuisce le tensioni aumentano e, nel peggiore dei casi, superano i limiti di snervamento del materiale;
- Quando la lunghezza delle piastre aumenta le frequenze naturali diminuiscono (Schema A e Schema B);
- Aumentando sia la larghezza sia la lunghezza (in egual misura) delle piastre le frequenze naturali diminuiscono (Schema D, Schema E e Schema F);
- Diminuendo lo spessore delle piastre le frequenze naturali diminuiscono ma nascono delle zone di adesione e scorrimento in aree lontane dal bullone (Schema M e Schema N);
- Negli schemi analizzati (Schema P e Schema Q), quando l'area di contatto del ventre e quella del dorso sono simmetriche le frequenze naturali diminuiscono (non considerevolmente) e le

zone di adesione aumentano in entrambi gli schemi. Nello Schema P le zone di scorrimento aumentano e nello Schema Q diminuiscono ma si concentrano in una corona circolare.

7 Bibliografia e sitografia

- [1] G. Jacazio, S. Pastorelli, “Meccanica applicata alle macchine”, Levrotto&Bella, 2001;
- [2] Tesi “Simulazione dinamica non lineare di superfici estese collegate mediante contatto per attrito”, Luca Rossetti, 2018;
- [3] A.Fasana, S.Marchesiello, “Meccanica delle vibrazioni”, CLUT 2006;
- [4] Tesi “Valutazione del sistema di misura di un banco di prova per giunti bullonati”, A.Zingarelli, 2018;
- [5] H.Y. Wang, Z.Y. Qin, F.L. Chu, “Effect of Bolt Number on Joint Stiffness of Disc and Drum Connected by Bolted Joints, Automation and Mechanical Engineering”, 2015, pp 165-167;
- [6] S. Bograd, P. Reuss, A. Schimdt, L. Gaul, M. Mayer, “Modeling the dynamics of mechanical joints”;
- [7] L. Gaul, R. Nitsche, R., “The role of friction in mechanical joints”, ASME, Applied Mechanics Reviews 54 (2001) 93–106;
- [8] K. Willner, L. Gaul, “A penalty approach for contact description by FEM based on interface physics”, 1995;
- [9] L. Gaul and J. Lenz, “Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints”, Acta Mechanica, 1997;
- [10] M. Boeswald, M. Links, S. Meyer, M. Weiland, “Investigations on the Non-Linear Behaviour of a Cylindrical Bolted Casing Joint using High Level Base Excitation Tests”, 2002;
- [11] J.F. Ferrero, E. Yettou, J.J. Barrau, S. Rivallant, “Analysis of a dry friction problem under small displacements: application to a bolted joint”, Wear, 2004;
- [12] Marc Böswald, Michael Link, “Identification of Non-linear Joint Parameters by using Frequency Response Residuals”, ISMA, 2004;
- [13] C.J. Hartwigsen, Y. Song, D.M. McFarland, L.A. Bergman, A.F. Vakakis, “Experimental study of non-linear effects in a typical shear”, Journal of sound and vibration, 2004;
- [14] H. Ouyang, M.J. Oldfield, J.E. Mottershead, “Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load”, International Journal of Mechanical Sciences, 2006;

- [15] Hassan Jalali, Hamid Ahmadian, John E. Mottershead, "Identification of nonlinear bolted lap-joint parameters by force-state mapping", *International Journal of Solids and Structures*, 2007;
- [16] Hamid Ahmadian, Hassan Jalali, "Generic element formulation for modelling bolted lap joints", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007;
- [17] Damjan Čelič, Miha Boltežar, "Identification of the dynamic properties of joints using frequency response functions", *Journal of Sound and Vibration*, 2008;
- [18] Kumarswamy K. Nakalswamy, "Experimental and numerical analysis of structures with bolted joints subjected to impact load", *University Libraries, UNLV*, 2010;
- [19] Hassan Jalali, Hamid Ahmadian, Fatemeh Pourahmadian, "Identification of micro-vibro-impacts at boundary condition of a nonlinear beam", *Mechanical System and Signal Processing*, 2011;
- [20] Melih Eriten, Andreas A. Polycarpou, Lawrence A. Bergman, "Effects of surface roughness and lubrication on the early stages of fretting of mechanical lap joints", *Wear*, 2011;
- [21] Yu Luan, Zhen-Qun Guan, Geng-Dong Cheng, SongLiu, "A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints", *Journal of Sound and Vibration*, 2012;
- [22] J. Abad, J.M. Franco, R. Celorrio, L. Lezáun, "Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints", *Advances in Engineering Software*, 2012;
- [23] Liu Shuguo, MaYanhong, Zhang Dayi, Hong Jie, "Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012;
- [24] Melih Eriten, Chul-Hee Lee, Andreas A. Polycarpou, "Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints: Direct versus indirect contact resonance methods", *Tribology International*, 2012;
- [25] K. Asadi, H. Ahmadian, H. Jalali, "Micro/macro-slip damping in beams with frictional contact interface", *Journal of Sound and Vibration*, 2012;
- [26] O. S. Bursi, M. S. Reza, A. Kumar, F. Paolacci, "Seismic Performance of Bolted Flange Joints in Piping Systems for Oil and Gas Industries", *15° WCEE, Lisbon*, 2012;
- [27] I. Piscan, T. Janssens, C. Pupaza, "Dynamic parameter estimation of bolted assemblies", *Conferenza ISMA*, 2012;

- [28] V. Ruffini, C.W. Schwingshackl, J.S. Green, “LDV Measurement of Local Nonlinear Contact Conditions of Flange Joint”, *Topics in Nonlinear Dynamics, Volume 1: Proceedings of the 31st IMAC, A Conference on Structural Dynamics*, 2013;
- [29] Melih Eriten, Mehmet Kurt, Guanyang Luo, D.Michael McFarland, Lawrence A.Bergman, Alexander F.Vakakis, “Nonlinear system identification of frictional effects in a beam with a bolted joint connection”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013;
- [30] N. Bouchaala, N. Peyret, I. Tawfiq, J.L. Dion, M. Haddar, “Compact model and identification process for friction induced damping in a rotational joint with flawed surfaces”, *International Journal of Solids and Structures*, 2014;
- [31] J. Abad, F.J.Medel, J.M.Franco, “Determination of Valanis model parameters in a bolted lap joint: Experimental and numerical analyses of frictional dissipation”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2014;
- [32] A. delli Carri, D. Di Maio, A. Lucchetti, I.A. Sever, “Experimental model validation of a non-linear structure”, *ISMA*, 2014;
- [33] Dario DI Maio, Christoph Schwingshackl, Ibrahim A. Sever, “Development of a test planning methodology for performing experimental model validation of bolted flanges”, *Nonlinear Dynamics*, 2015;
- [34] Fengrui Liu, Jianyu Zhang, Libin Zhao, An Xin, Longwei Zhou, “An analytical joint stiffness model for load transfer analysis in highly torqued multi-bolt composite joints with clearances”, *Composite Structures*, 2015;
- [35] Stanley WF, Mccarthy MA, Lawlor VP. Measurement of load distribution in multi-bolt, composite joints, in the presence of varying clearance. *J Plast Rubber Compos* 2002;31(9):412–8;
- [36] Starikov R. Fatigue behaviour of mechanically fastened aluminium joints tested in spectrum loading. *Int J Fatigue* 2004;26:1115–27;
- [37] H. Goyder, D. Lancereau, P. Ind, D. Brown, “Friction and damping associated with bolted joints: results and signal processing”, *ISMA*, 2016;
- [38] B. Titurus, J. Yuan, F. Scarpa, S. Patsias, S. Pattison, “Impact hammer-based analysis of nonlinear effects in bolted lap joint”, *ISMA*, 2016;
- [39] Sami Daouk, François Louf, Christophe Cluzel, Oliver Dorival, Laurent Champany, Sylvie Audebert, “Study of the dynamic behavior of a bolted joint under heavy loadings”, *Journal of Sound and Vibration*, 2017;

- [40] Farhad Adel, Saeed Shokrollahi, Majid Jamal-Omidi, Hamid Ahmadian, “A model updating method for hybrid composite/aluminum bolted joints using modal test data”, *Journal of Sound and Vibration*, 2017;
- [41] Yacong Guo, Yanpeng Wei, Zhe Yang, Chenguang Huang, Xianqian Wu, Qiuyun Yin, “Nonlinearity of interfaces and force transmission of bolted flange joints under impact loading”, *International Journal of Impact Engineering*, 2017;
- [42] M. Sanati, Y. Terashima, E. Shamoto, S. S. Park, “Development of a new method for joint damping identification in a bolted lap joint”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018;
- [43] Aabhas Singh, Matthew S. Allen, Matteo Scapolan, Yuta Saito, Ben Pacini, Daniel Roettgen, Robert Kuether, “Experimental Characterization of a new Benchmark Structure for Prediction of Damping Nonlinearity”, Sandia National Lab. (SNL - NM), Albuquerque, NM (United States), 2018;
- [44] Farhad Meisami, Majid Moavenian, Aref Afsharfard, “Nonlinear behavior of single bolted flange joints: A novel analytical model”, *Engineering Structures*, 2018;
- [45] Guang Zhao, Zhiliang Xiong, Xin Jin, Longtao Hou, Wendong Gao, “Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis”, *Tribology International*, 2018;
- [46] Dean Chen, Yue Ma, Bowen Hou, Ruiqi Liu, Wei Zhang, “Tightening behavior of bolted joint with non-parallel bearing surface”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019;
- [47] Ping-Ping Yuan, Wei-Xin Ren, Jian Zhang, “Dynamic tests and model updating of nonlinear beam structures with bolted joints”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019;
- [48] S. Bograd, P.Reuss, A.Schmidt, L.Gaul, M.Mayer, “Modeling the dynamics of mechanical joints”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011;
- [49] E.L. Grimsmo, A.H. Clausen, M. Langseth, A. Aalberg, “An experimental study of static and dynamic behaviour of bolted end-plate joints of steel”, *International Journal of Impact Engineering*, 2015;
- [50] D. Di Maio, A. Bozzo, Nicolas Peyret, “Response phase mapping of nonlinear joint dynamics using continuous scanning LDV measurement method”, 2016;
- [51] Pedro Lopez-Cruz, Jeremy Laliberté, Larry Lessard, “Investigation of bolted/bonded composite joint behaviour using design of experiments”, *Composite Structures*, 2017;

- [52] Ying Li, Zhifeng Liu, Yuezhen Wang, Ligang Cai, Mingpo Zheng, “Experimental study on behavior of time-related preload relaxation for bolted joints subjected to vibration in different directions, Tribology International, 2020;
- [53] Dispense universitarie “Principi di estensimetria e applicazioni”;
- [54] <http://www.ingdemurtas.it/tabelle/coefficienti-di-atrito/>;
- [55] <https://www.bisceglia.eu/chimica/tabelle/atrito.html>;
- [56] <http://www.pasquali.org/dispense/Coefficienti%20di%20atrito.pdf>;
- [57] <https://www.nunziogrieco.it/tabella-coefficienti-di-atrito/>
- [58] <http://tabelleditrafilatura.blogspot.com/p/tabella-coefficienti-di-atrito.html>;
- [59] <http://tesi.cab.unipd.it/42455/1/TESI.pdf>;
- [60] Dispense universitarie, corso di “Costruzione di motori per aeromobili”;
- [61] Tesi “Analisi vibrazionale di due flange collegate tramite giunti a pressione”, Gennaro Gilonna, 2018;
- [62] Documento di Yongfeng Wang “Simulation of the bolted structures for testing”.

Ringraziamenti

Il mio percorso universitario è stato ricco di momenti diversi, belli, difficili, incoraggianti, deludenti e così via. Quello che sicuramente non è mai mancato è stata la possibilità di acquisire esperienza, da quella accademica a quella lavorativa a quella di semplice vita quotidiana, che mi ha permesso di diventare la persona che sono ora. Tutto questo, però, non sarebbe stato possibile da solo. Questo ultimo capitolo è riservato ai ringraziamenti, proprio, di quelle persone che mi hanno permesso di intraprendere questo percorso e che mi hanno aiutato a superarlo.

Il primo ringraziamento è rivolto al mio relatore l'Ing. Ferrone Christian Maria che, grazie alla sua disponibilità, mi ha permesso di intraprendere il percorso di tesi in laboratorio e che mi ha aiutato ad imparare molto di questo ambiente. Un grazie va anche all'Ing. Giuseppe Battiato per la sua collaborazione nella preparazione dell'esperimento. Infine, ringrazio il Dottorando Yongfeng Wang il quale è stato necessario per lo studio numerico dell'esperimento.

Un ringraziamento va a tutti i compagni/colleghi conosciuti durante questi anni. In particolare, vorrei ringraziare Chiara e Luca con i quali ho intrapreso tutta la triennale e buona parte della magistrale. Senza quei momenti di relax e divertimento passati tra bar, pause pranzo, ricerca di aule studio e ansia da esame, questi anni sarebbero stati monotoni e noiosi.

Il ringraziamento più importante va alla mia famiglia, mia mamma, mio papà e mia sorella. Senza di loro tutto questo non sarebbe stato possibile, mi hanno dato l'opportunità di intraprendere il percorso che volevo e mi hanno sempre sostenuto senza mai dubitare delle mie scelte.

La persona più importante che volevo ringraziare è la mia ragazza Pamela che mi sopporta da otto bellissimi anni. Mi è sempre stata accanto e mi ha sempre sostenuto, incoraggiandomi quando ne avevo bisogno. Senza di lei non sarei riuscito a superare questo bello, ma difficile, percorso universitario.