

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA “TOR VERGATA”



FACOLTÀ DI INGEGNERIA

TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

Analisi Strutturale del Mozzo di un Kart da Noleggio CRG e Ottimizzazione mediante Mesh Morphing

Relatore:

Marco Evangelos
Biancolini

Correlatore:

Stefano Porziani
Marco Urbinati

Candidato:

Lorenzo Mazzaferro

Anno Accademico 2017/2018

ABSTRACT

One of the most important industries in the production of Kart is CRG, infact among its files it can count some of the most successful pilots of Formula 1, like Michael Schumacher and Lewis Hamilton.

This company has assigned me the study of a particular of a rental Kart: the rear hub. It is a fundamental component to allow the rotation between the driving shaft and the tire and that during its motion is subjected to high loads.

The purpose of this work is carrying out a structural analysis of the rear hub and optimizing its performances by reducing internal stresses, using the RBF Morph software.

The hub presented a fatigue failure in the seat of the screw head for tightening (Figure 1), likely caused by the excessive clamping force, that the screw exerts on the hub itself.



Figure 1

The analysis was realized using the Ansys software (student version), the basic steps to be performed are the indroduction of:

- Internal contacts, in particular a Frictional was inserted between axle and hub and two Bonded between screw and hub (in threaded area) and between the screw head and the surface where it rests
- External constraints, inserted on the axle where the bearing is present
- External loads such as weight force, centrifugal force and friction force with respective transport moments from the contact area between tire and asphalt to the center of the hub.

From the analysis carried out a stress concentration emerged in the critical area, in particular on the internal fitting, where, likely, the crack that was generated has led the piece to break down (Figure 2).

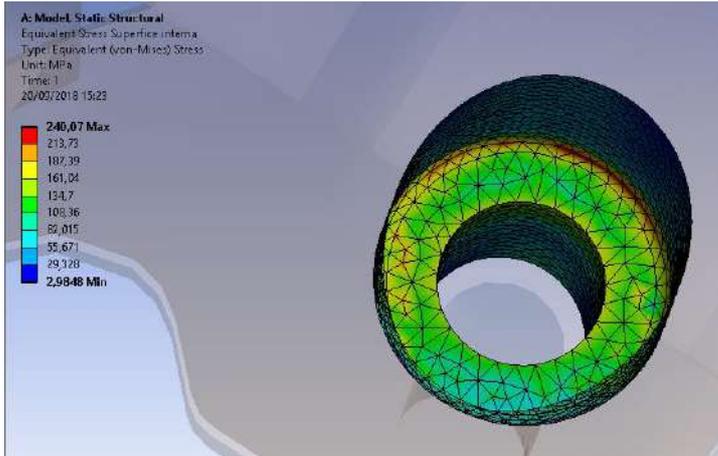


Figure 2

The same analysis was also replaced on a submodel (Figure 3), that is a small part of the whole model, because this version of Ansys has a notable limit on the number of nodes which could be used to generate the mesh. In this way, with the submodel, the size of the nodes can significantly be reduced and a results closer to reality could be obtained. In fact it has gone from a maximum value about 240 MPa to a value of 305 MPa.

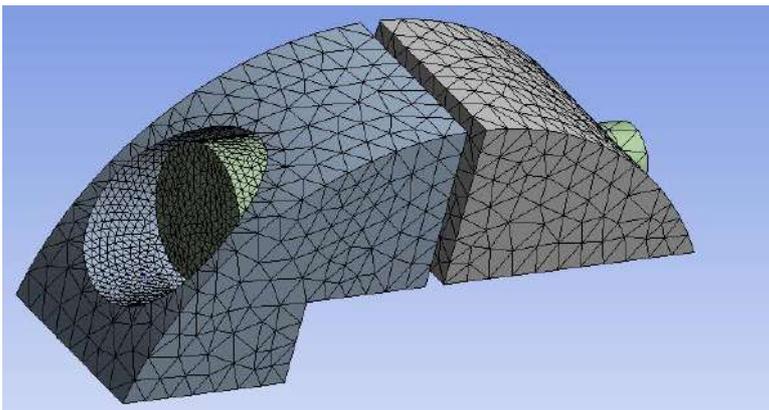


Figure 3

To try to improve the fatigue life of the hub, shape modifications were made using an Ansys extension, RBF Morph. These modifications have been exclusively limited to the critical area where the fracture is generated, keeping the external geometry unchanged.

The three possible modifications (Figure 4) found were:

- 1) An increase of the fitting radius, through the Surface Offset
- 2) A translation of the axis of the screw hole
- 3) A translation of the surface where the head of the screw rests.

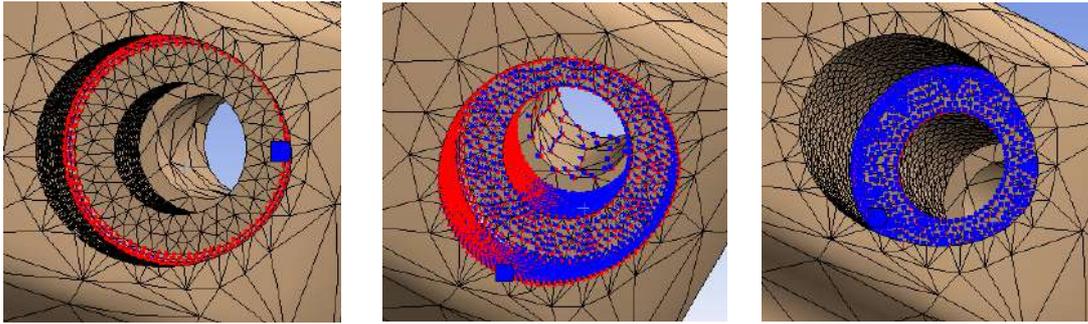


Figure 4

All the three changes have led to substantial reductions in internal stress, the value of the change and the reduction obtained are clearly visible in the table below:

N°	Type	Value (mm)	Maximum Stress (MPa)	Reduction (%)
1	Surace Offset	0,2	223,66	7
2	Traslation (y)	0,2	231,32	3,3
3	Traslation (z)	0,3	239,58	0,3

Combinations between the three has also been tried to see which leads to a longer life fatigue. Among the three, the best certainly was the union between the increase of the internal fitting radius and the translation of the surface where the head of the screw rests.

In fact, through this modification the stress has considerably decreased on the model (up to 15%). Applying this change to the submodel has been managed to achieve a reduction of 27%, from about 305 MPa to 223 MPa (Figure 5).

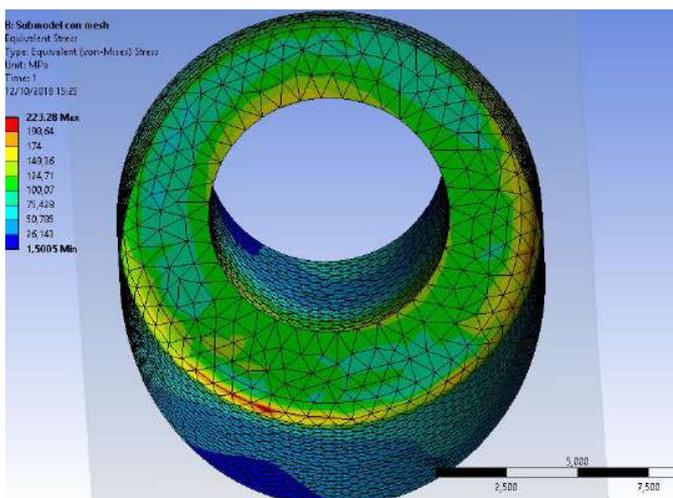


Figure 5

Sommario

Introduzione	6
1 Strumenti utilizzati	8
1.1 Metodo agli Elementi Finiti o FEM	8
1.1.1 Generalità.....	8
1.1.2 Fasi principali	9
1.2 Ansys.....	10
1.2.1 Generalità.....	10
1.2.2 Studio dei Sotto modelli o Submodeling.....	11
1.3 SpaceClaim.....	12
1.4 RBF Morph.....	13
1.4.1 Generalità.....	13
1.4.2 Breve Esempio del Morphing	14
2 Analisi Strutturale del Mozzo	15
2.1 Componente Analizzato	15
2.2 Geometria del Mozzo	16
2.2.1 CAD Originale.....	16
2.2.2 CAD Modificato.....	18
2.3 Analisi Strutturale	20
2.3.1 Materiali.....	20
2.3.2 Contatti.....	21
2.3.3 Discretizzazione della geometria o Mesh.....	23
2.3.4 Static Structural	26
2.3.5 Soluzione	33
2.4 Submodeling.....	39
3 Ottimizzazione Mediante Mesh Morphing	42
3.1 Prima Modifica	43
3.2 Seconda Modifica	46
3.3 Terza Modifica.....	48
3.4 Tentativo di Combinare le Varie Modifiche.....	50
3.4.1 Surface Offset e Traslazione lungo z.....	50
3.4.2 Surface Offset e Traslazione lungo y.....	51
3.4.3 Traslazione lungo z e lungo y.....	52
3.4.4 Offset, Traslazione lungo y e lungo z	54
3.5 Soluzione Ottimale.....	55
Conclusioni	54
Indice Bibliografico	Errore. Il segnalibro non è definito.
Ringraziamenti	60

INTRODUZIONE

Il Karting, che prende il nome dal vocabolo inglese “cart” (carretto), è una specialità dello sport motoristico, nacque ufficialmente negli Stati Uniti nell’estate del 1956 grazie ad Art Ingels, un tecnico della Kurtis Kraft, che realizzò un primo modello assemblando del materiale extra con un motore di una falciatrice. Ebbe immediatamente un enorme successo, infatti al tempo le auto da corsa avevano un notevole costo ed il karting sanò in parte la situazione, avendo delle spese molto più contenute e dando comunque delle sensazioni vicine a quelle delle auto da corsa.

In Italia il Karting prese piede all’inizio del 1957, grazie a Nicolò Donà Delle Rose che decise di avviare una produzione in piccola serie, dopo aver acquistato un modello a Londra. Anche in Italia ebbe un



immediato successo ed i primi esemplari prodotti andarono a ruba, così Donà decise di promuovere tale sport e di realizzare macchine completamente italiane, fondando la Italkart.

Il Karting è anche propedeutico ad una carriera da pilota automobilistico, infatti alcuni dei più grandi piloti di formula 1, come Michael Schumacher, Ayrton Senna e Lewis Hamilton, sono stati Kartisti a livelli internazionali.



Negli anni i Kart hanno avuto notevoli miglioramenti tecnologici, i materiali si sono evoluti, le forme si sono affinate, le lavorazioni meccaniche hanno innalzato il livello di precisione, carburanti e lubrificanti hanno aumentato il livello in prestazioni e gli pneumatici hanno innalzato il livello di tenuta. Ma, sicuramente, ciò che è rimasta invariata negli anni è l’idea iniziale, cioè la filosofia

dell’essenziale- Infatti anche oggi i Kart sono molto semplici rispetto alle altre auto da corsa, sono formati esclusivamente da un telaio nudo in tubi, un motore di piccola cilindrata, ruote posteriori prive di differenziale e totale assenza di qualsiasi sistema di sospensioni.

Le principali case costruttrici del mondo sono la CRG, Tony Kart e Birel Art, la nostra collaborazione è stata con la CRG, azienda leader a livello mondiale coronata da grandi successi sportivi con innumerevoli vittorie sulle piste di tutto il mondo fin dagli anni '70, partendo dal primo titolo italiano nella classe 125cc avvenuto nel 1979.

La CRG negli anni è stata una vera e propria fabbrica di campioni, infatti moltissimi piloti sono poi approdati in Formula 1 tra cui Michael Schumacher, Alessandro Zanardi, Giancarlo Fisichella, Jos Verstappen, Nico Rosberg, Lewis Hamilton, Kimi Raikkonen, Robert Kubica e molti altri.



La CRG, oltre a sviluppare Kart da competizione, si occupa anche di Kart da noleggio, di cui l'ultima serie uscita è la Centurion, il cui obiettivo principale è quello di offrire un prodotto che soddisfi i più rigorosi criteri tecnici di sicurezza, robustezza e prestazioni che le piste indoor e outdoor richiedono.

In questa tesi si va a proporre un'analisi statica attraverso il software "Ansys" di un componente del Kart da noleggio CRG, in particolare il mozzo della ruota posteriore.

1 STRUMENTI UTILIZZATI

1.1 METODO AGLI ELEMENTI FINITI O FEM

1.1.1 GENERALITÀ

Per l'analisi strutturale è stato utilizzato il Metodo agli Elementi Finiti (FEM, dall'inglese Finite Element Method) che fin dagli anni '70 è il miglior strumento di supporto per la maggior parte delle analisi ingegneristiche.

E' una tecnica numerica atta a cercare soluzione approssimate di problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendole ad un sistema di equazioni algebriche. Viene utilizzato principalmente per risolvere problemi di tipo lineare, come i problemi di sforzi, ma si può analizzare anche il comportamento di materiali con caratteristiche di non-linearità

Tale metodo si applica a corpi fisici di cui si cerca di costruire un modello matematico, ovvero un modello che abbia tutte le caratteristiche, fisiche e cinematiche, del nostro sistema tralasciando alcune variabili che non sono di interesse per l'analisi stessa. La caratteristica principale in un'analisi FEM è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia, o mesh, composta da un certo numero di elementi finiti di forma poligonale (tetraedrica, cubica, ottaedrica, dodecaedrica o icosaedrica), caratterizzati da nodi, punti precisi dell'elemento che ne individuano la geometria e che possiedono 6 gradi di libertà.

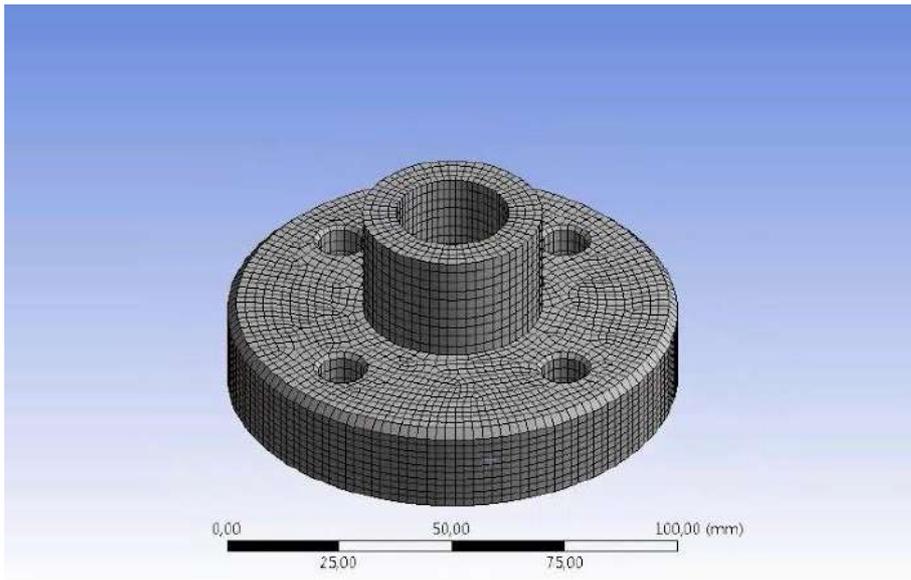


Figura 1.1

Questo metodo dunque presenta molti vantaggi, ma anche svariati svantaggi. Tra i vantaggi, sicuramente, troviamo la possibilità di trattare problemi su geometrie molto complesse anche con condizioni di vincolo o di carico difficoltose e di poter trattare, così come accennato precedentemente, una larga varietà di quesiti ingegneristici (di meccanica dei solidi, dei fluidi, del calore, ecc.). Tra gli svantaggi troviamo principalmente l'approssimazione della soluzione causata da errori di discretizzazione della forma mediante gli elementi finiti, errori di interpolazione della soluzione all'interno di ogni elemento finito, l'uso di procedure numeriche approssimate per il calcolo di quantità integrali, errori nei calcoli per il numero limitato di cifre significative con cui può lavorare un computer e anche per i semplici errori che l'utente può commettere nella modellazione.

1.1.2 FASI PRINCIPALI

Le fasi principali per effettuare un'analisi FEM sono:

- Creazione di un modello semplificato del corpo fisico;
- Settare i materiali presenti nel modello in “Engineering Data”;
- Discretizzare il modello attraverso la mesh;
- Inserire eventuali vincoli e carichi esterni (Forze, Momenti o Pressione);
- Inserire degli output (Stress Equivalente alla Von Mises) interessanti per l'analisi del componente;
- Risolvere l'analisi

1.2 ANSYS

1.2.1 GENERALITÀ

Ansys è un software agli elementi finiti usato nei più diversi ambiti dell'ingegneria, infatti è in grado di simulare un'ampia gamma di fenomeni fisici e fornisce una vasta serie di modelli di materiale, di tipologie di contatto e possiede una fornita libreria di elementi.



Figura 1.2

Aperto il Workbench di Ansys, come visibile nella Figura 1.3, si ha a disposizione un ricco menù, attraverso il quale si possono svolgere diversi tipi di analisi:

- Analisi statica strutturale, anche in grandi spostamenti e con non linearità di materiale e di contatto
- Analisi transitoria strutturale
- Analisi di scambio termico per conduzione, convezione e irraggiamento
- Analisi strutturale modale e armonica
- Analisi di buckling strutturale
- Analisi magnetostatica
- Analisi magnetica armonica e transitoria

In questo lavoro abbiamo utilizzato esclusivamente l'analisi strutturale (Static Structural) per andare a vedere l'andamento delle deformazioni e degli stress presenti all'interno del nostro modello.

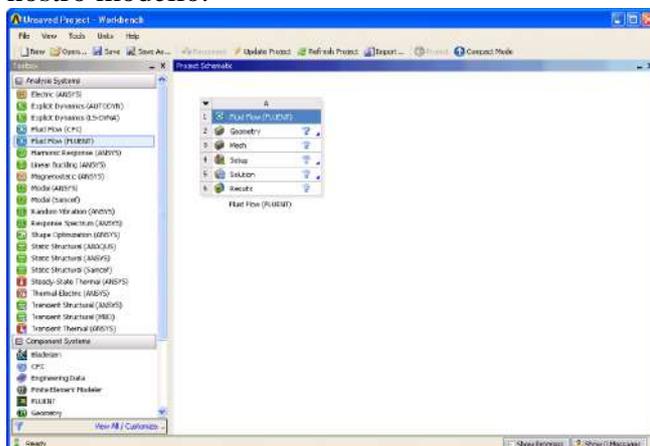


Figura 1.3

1.2.2 STUDIO DEI SOTTO MODELLI O SUBMODELING

Tra le numerose funzioni presenti in Ansys, sicuramente, una delle più importanti è il Submodeling, cioè un'analisi che non viene effettuata sull'intero modello costruito dall'utente, ma, ritagliando il CAD nella zona di maggior interesse, si può andare ad analizzare esclusivamente questo sotto modello.

Questa funzione è stata utilizzata anche in questa tesi per fare un'analisi più accurata della sola zona che presenta una criticità.

Come ben visibile nella Figura 1.4, per effettuare questo tipo di analisi bisogna connettere la soluzione trovata nel modello intero, nel setup del sotto modello. Inoltre nelle zone dove abbiamo effettuato il taglio della geometria, all'interno del submodel, dobbiamo importare le condizioni a contorno (cut boundary condition) dal modello.

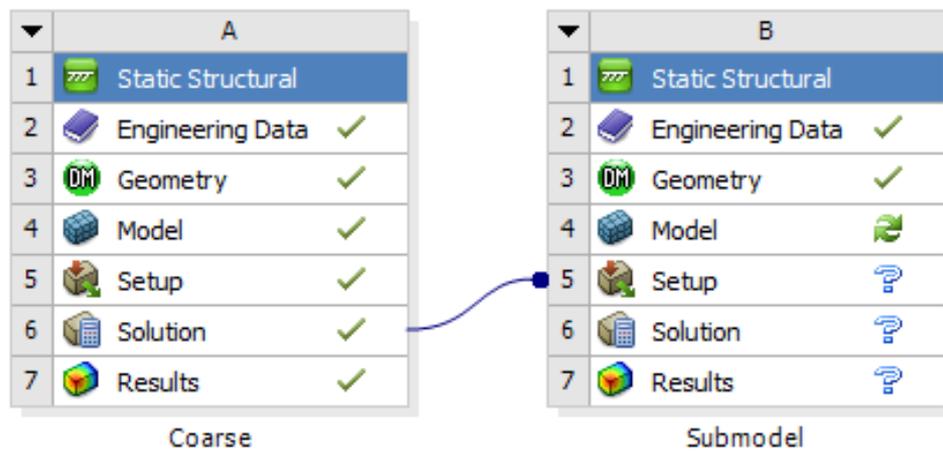


Figura 1.4

1.3 SPACECLAIM

All'interno di Ansys abbiamo due diversi software per poter modificare o creare geometrie, questi sono DesignModeler e SpaceClaim. In questa tesi abbiamo deciso di usare SpaceClaim, un software di modellazione di solidi CAD sviluppato dalla SpaceClaim Corporation ed acquistato poi da Ansys solo nel 2014.

Le possibili modifiche sono effettuabili principalmente con quattro strumenti:

- Pull: utile per effettuare una serie di operazioni sulle superfici del solido, come quelle di arrotondamento di un bordo o di creazione da una superficie di un solido;
- Move: utile per spostare nelle tre direzioni o ruotare solidi, superfici o piani;
- Fill: Utile, principalmente per rimuovere smussi o fori dal modello;
- Combine: Utile per separare o unire due solidi.

Ci sono, naturalmente, molte altre funzioni all'interno di SpaceClaim e si ha anche un elenco di tutte le parti che compongono il componente, dove è possibile anche sopprimerle.

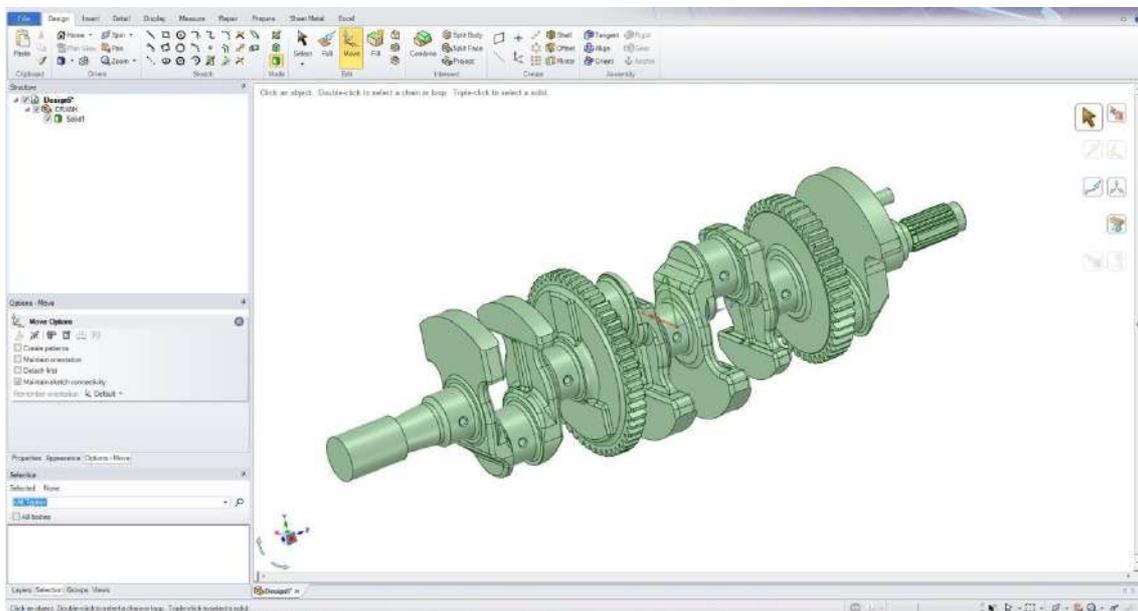


Figura 1.5

1.4 RBF MORPH

1.4.1 GENERALITÀ

Il software RBF Morph è un sistema di morphing e ottimizzazione della forma su misura per Ansys, combina un controllo accurato dei parametri geometrici con una deformazione della mesh estremamente veloce.



Figura 1.6

Viene utilizzato principalmente come estensione di Ansys ed è possibile visualizzarlo nel Workbench. Questo software è di fondamentale importanza nell'analisi e progettazione di componenti, in quanto ci permette di effettuare delle modifiche di forma di alcune zone critiche (raccordi, smussi, riduzioni di sezione, ecc.) automaticamente e anche parametricamente, senza dover intervenire a mano sulla geometria, quindi con un notevole risparmio di tempo nell'analisi.

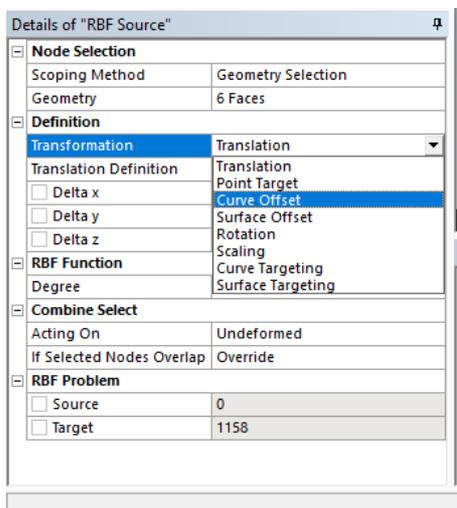


Figura 1.7

All'interno di RBF Morph abbiamo di default diversi tipi di modifiche, come visibile in Figura 1.7, che possiamo effettuare sul modello. Due di questi cambiamenti sono stati utilizzati anche in questo lavoro, in particolare la Translation e il Surface Offset. Ora ne daremo una breve panoramica:

- Translation: traslazione rigida di una superficie in una o più direzioni (x, y, z) di un certo valore imposto come input dall'utente;
- Rotation: molto simile alla Translation, ma con una rotazione intorno all'asse x, y o z sempre di un certo angolo stabilito;
- Curve o Surface Offset: variazione di forma di una superficie o di una curva di una quantità che può essere fissa (fixed value) o variabile (driven value) all'interno dell'area stessa a seconda di un valore di riferimento (threshold), dunque se in quella zona il valore è minore viene tolto del materiale, mentre se è maggiore viene aggiunto;
- Curve o Surface Targeting: spostamento rigido di una superficie o di una curva da una posizione di partenza ad una posizione finale scelta dall'utente.

1.4.2 BREVE ESEMPIO DEL MORPHING

Qui proponiamo un piccolo esempio per far comprendere meglio al lettore il funzionamento vero e proprio del RBF Morphing. Partiamo da una lastra intagliata fissata su un estremo e sottoposta ad un carico assiale sull'estremo opposto, naturalmente la tensione massima si troverà all'apice dell'intaglio, lì dove abbiamo una netta riduzione della sezione ortogonale al carico, Figura 1.8.

Se vogliamo ridurre questo stress dobbiamo agire direttamente sulla geometria e variare alcuni parametri, ad esempio si può pensare di ridurre il diametro dell'intaglio e con questo software questo tipo di modifica è molto semplice e veloce da effettuare.

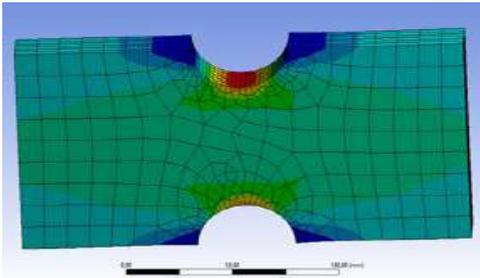


Figura 1.8

Per prima cosa impostiamo come Target l'intero modello che dobbiamo andare a modificare e poi creiamo delle Source all'interno del Target.

Nella prima Source andiamo a selezionare delle superfici del corpo che devono rimanere fisse, ad esempio per vincoli di grandezza che dobbiamo rispettare, in questo caso andiamo a selezionare le superfici esterne della piastra per

non renderla più larga o lunga rispetto alle dimensioni di partenza.

Nella seconda Source andiamo a selezionare, invece, la superficie che deve essere modificata, in questo caso l'interno dell'intaglio su cui andiamo a selezionare il Surface Offset. Al suo interno andiamo ad impostare un fixed value di 2 mm per ridurre il diametro dell'intaglio. Come si può notare in Figura 1.9, la grandezza del foro è notevolmente diminuita e si potrebbe anche impostare un'analisi parametrica facendo variare il fixed value, ad esempio partendo da 0 mm fino a 10 mm, andando a vedere di quanto diminuisce lo stress.

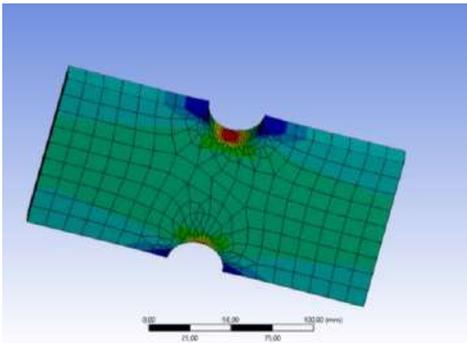


Figura 1.9

Con tale modifica si può notare come lo stress, nella zona in cui era massimo, si è leggermente abbassato (di circa il 3,5%), da 15,5 MPa a 15 MPa.

2 ANALISI STRUTTURALE DEL MOZZO

2.1 COMPONENTE ANALIZZATO

L'argomento di questa tesi, che mi è stato affidato dall'azienda CRG, riguarda il mozzo posteriore di Kart da noleggio.

Con il termine mozzo si indica un organo meccanico che può essere calettato su un albero motore o condotto, in particolare è fondamentale per il moto della ruota di un autoveicolo, in quanto permette all'organo che gli viene montato sopra di ruotare.

Una delle caratteristiche principali dei Kart è la totale assenza di sospensioni, dunque le ruote e gli pneumatici sono collegati rigidamente al telaio, che insieme ai due mozzi funge da sospensione, seppure estremamente rigida. La rigidità, cioè la capacità di opporsi ad una forza che tende a deformare la struttura, è una caratteristica molto importante per migliorare le prestazioni dei kart, infatti in commercio esistono diversi mozzi con lunghezze variabili, più è lungo più il sistema mozzo assale diventa rigido.



Figura 2.1



Figura 2.2

Il mozzo è soggetto ad elevate forze durante il suo moto, come ad esempio forza peso, d'attrito e centrifuga, inoltre a causa della continua rotazione intorno al proprio asse è sottoposto ad uno sforzo a fatica.

Questa tesi cerca di risolvere una problematica presente nel mozzo, una frattura che si genera nella sede della testa della vite, Figura 2.2 e 2.3, che serve per serrare il mozzo sull'assale.

Durante l'analisi che segue cerchiamo di capire qual è la causa principale che ha portato all'innescarsi della frattura.



Figura 2.3

2.2 GEOMETRIA DEL MOZZO

2.2.1 CAD ORIGINALE

L'azienda CRG ci ha rilasciato il CAD del mozzo su cui poi poter andare a fare l'analisi strutturale, come visibile nella Figura 2.4, e di cui ora andremo a descrivere brevemente i componenti. Questo CAD è stato aperto e modificato attraverso il software SpaceClaim di cui abbiamo già accennato precedentemente.

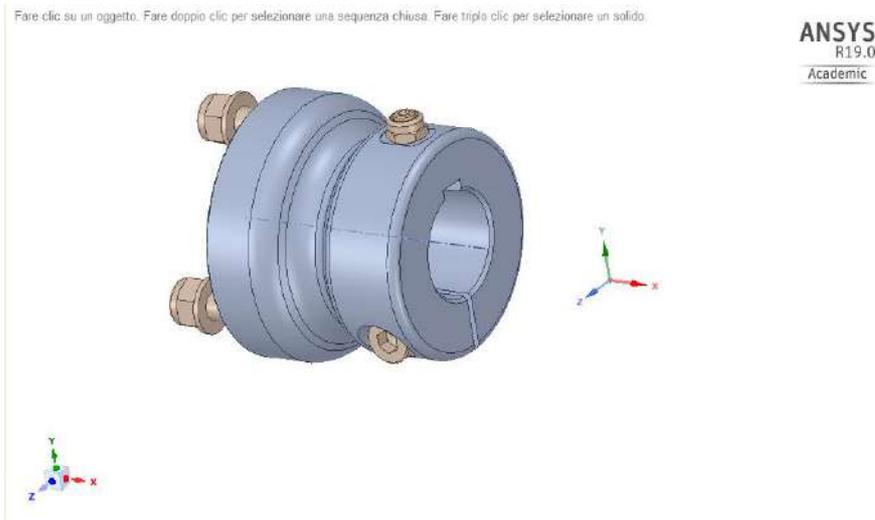


Figura 2.4

Il materiale di cui è fatto il mozzo è una lega di alluminio, presenta un diametro interno, dove poi entrerà l'assale posteriore del Kart, di 30 mm con la presenza di una sede per una linguetta ribassata, utile per trasmettere la rotazione dell'assale al mozzo e quindi alla ruota. La linguetta è anche bloccata, sulla parte superiore, da una vite (ISO 4029) M6 con coppia di serraggio di 20 Nm e un bullone (ISO 10511) per evitare la traslazione assiale del mozzo rispetto all'albero stesso.



Figura 2.5

La Forma del mozzo presenta tre zone principali: due esterne più grandi e una zona centrale raccordata di diametro inferiore. Le due zone esterne presentano, quella di attacco della ruota un diametro di 74 mm, mentre quella opposta un diametro leggermente inferiore di 64 mm. Mentre al centro abbiamo una riduzione di diametro fino ad un minimo di 54 mm. Il mozzo presenta queste variazioni di diametro per poter alleggerire il pezzo, rispetto ad un unico blocco cilindrico di diametro 74 mm, senza però creare delle zone con concentrazioni di tensioni troppo elevate.

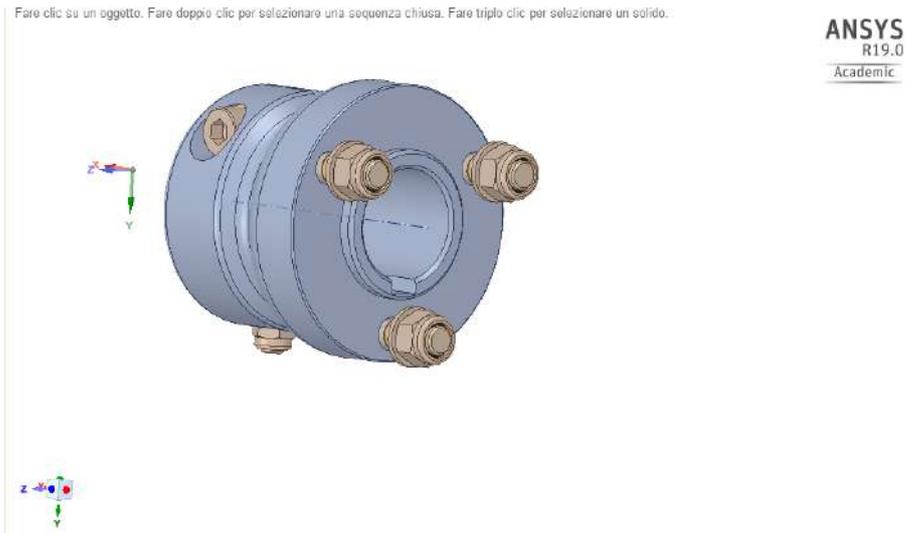


Figura 2.6

La ruota del Kart si attacca al mozzo sulla faccia più esterna di diametro maggiore e il serraggio è garantito dalla presenza di tre viti prigioniero M8x36, tre dadi (ISO 7040) M8 e tre rosette.

Dalla geometria, Figura 2.5, è ben visibile anche la presenza di un taglio lungo l'asse del mozzo che occupa quasi tutta la lunghezza stessa. Questo intaglio, lungo circa 47,5 mm e largo 2 mm, è di fondamentale importanza poiché permette la chiusura del mozzo sull'assale per creare forzamento tra i due componenti.

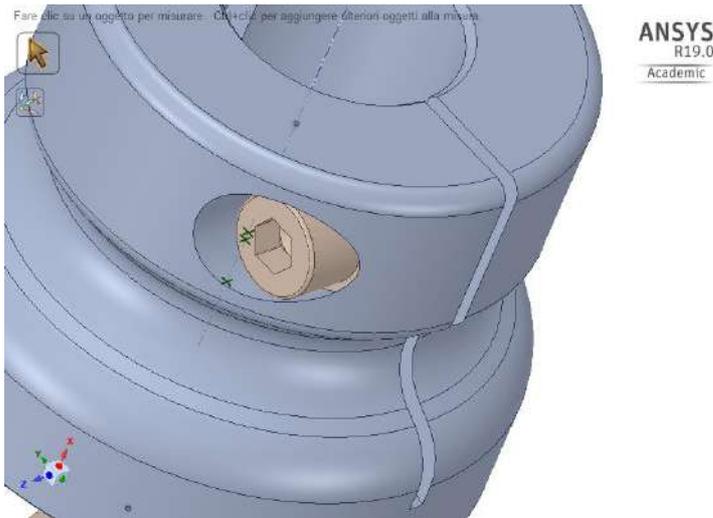


Figura 2.7

Tale chiusura è garantita dalla presenza di una vite (ISO 4762) M8x35 con coppia di serraggio di 35 Nm con testa esagonale interna. Proprio la sede dove poggia la testa della vite sul mozzo è di particolare importanza, poiché, come abbiamo già visto precedentemente, è proprio da lì che parte la frattura che porta a rottura il pezzo. Dunque è proprio in quella zona dove poniamo il nostro interesse durante l'intera analisi e durante il tentativo di ottimizzazione del pezzo mediante il Mesh Morphing.

2.2.2 CAD MODIFICATO

Il CAD, così come ci è stato fornito, non può essere caricato su Ansys e analizzato, poiché abbiamo utilizzato la versione Student, che presenta numerose limitazioni, che vedremo anche in seguito. In particolare una di queste è il numero di facce presenti nella geometria, che in quella di partenza superava abbondantemente il limite permesso (300 facce e 50 corpi). Dunque abbiamo effettuato un lungo lavoro di rimozione di piccoli componenti che non sono interessanti per l'analisi che abbiamo effettuato per cercare di ridurre il più possibile questo numero.

Le principali modifiche che sono state effettuate sono, principalmente, l'eliminazione delle tre vite per il serraggio della ruota con il mozzo, della vite per il bloccaggio assiale della linguetta e dei rispettivi dadi e rosette. In questo modo il numero di facce è notevolmente sceso e ciò ci ha permesso di introdurre un ulteriore componente fondamentale per capire il giusto comportamento del mozzo sotto carico. Tale componente è l'assale del Kart di lunghezza 245 mm e spessore di 2 mm, entra all'interno del mozzo non della sua intera lunghezza ma solo per 45 mm, cioè la lunghezza della linguetta ribassata (40 mm) e un piccolo margine.

Fare clic su un oggetto. Fare doppio clic per selezionare una sequenza chiusa. Fare triplo clic per selezionare un solido.

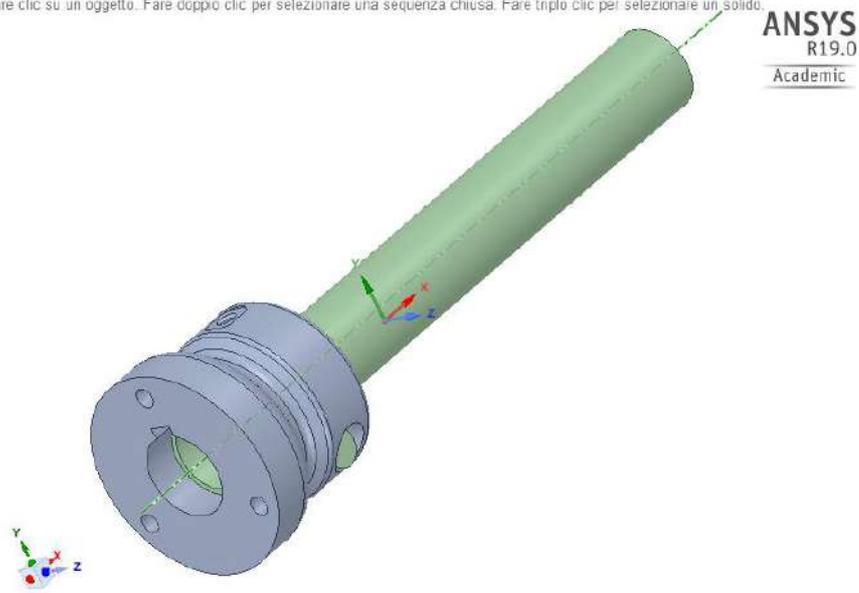


Figura 2.8

Nella zona dove abbiamo la vite che garantisce il forzamento tra mozzo e albero, le modifiche sono state minori, in quanto la vite stessa non è stata eliminata, poiché molto utile per effettuare in seguito un'adeguata analisi, ma è stata semplicemente sostituita da un semplice perno con testa cilindrica da noi opportunamente creato.

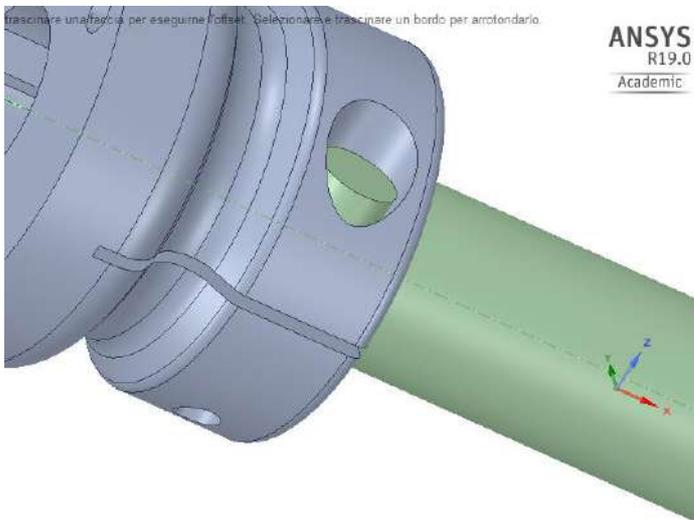


Figura 2.9

Il CAD, così modificato, ora ha le giuste caratteristiche per essere caricato su Ansys e per poter iniziare l'analisi strutturale.

2.3 ANALISI STRUTTURALE

2.3.1 MATERIALI

Una volta sistemato il CAD e importato all'interno di Ansys, dobbiamo per prima cosa inserire i materiali presenti nel componente, nel nostro caso Lega d'Alluminio (Aluminium Alloy) e Acciaio (Structural Steel). All'interno di Ansys abbiamo una fornita libreria di materiali dalla quale abbiamo trovato quelli di nostro interesse in questo lavoro, se un materiale non è disponibile nell'elenco lo si può anche direttamente creare inserendo a mano le varie caratteristiche meccaniche.

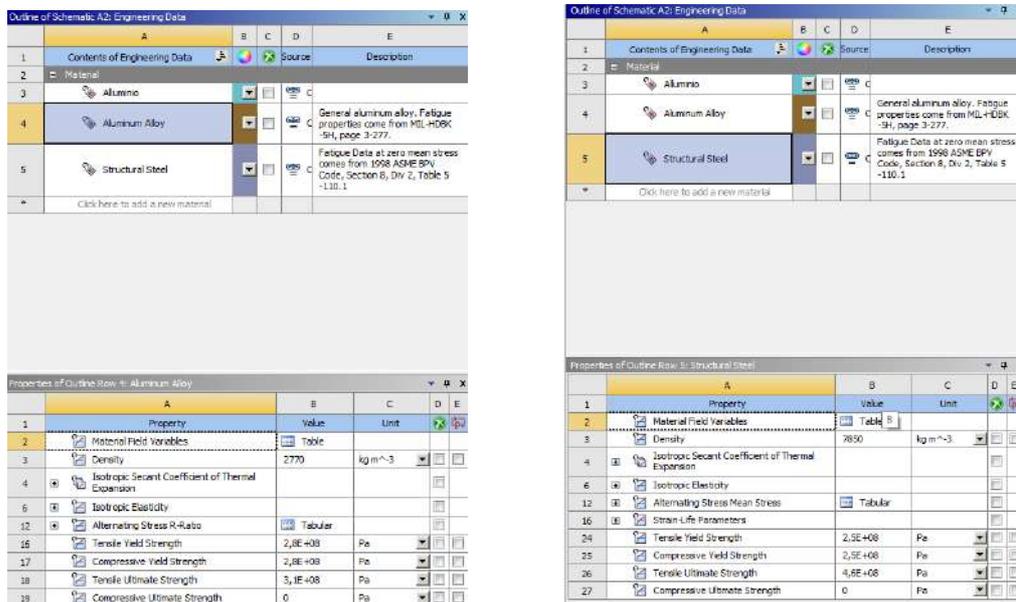


Figura 2.10

Inseriti i materiali possiamo iniziare la vera e propria analisi strutturale aprendo il Mechanical di Ansys nel quale andremo a inserire nel componente tutti i carichi e vincoli esterni ed interni e andremo a trovare la soluzione. Nella Figura 2.11 possiamo vedere come si presenta l'interfaccia del Mechanical con tutte le funzioni nella parte superiore e laterale dell'immagine.

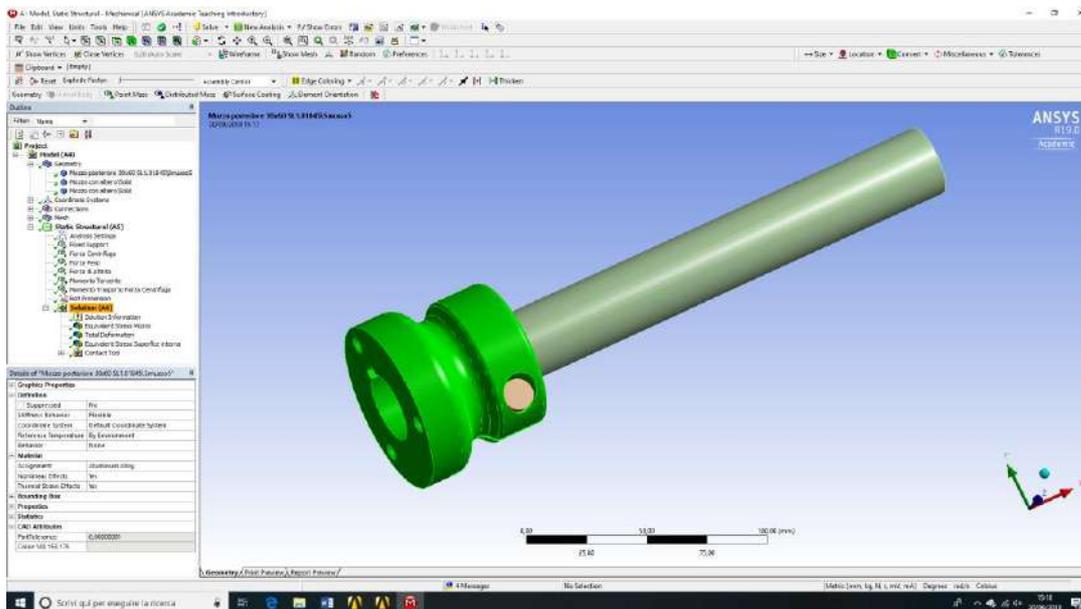


Figura 2.11

Il primo passo, una volta aperta l'interfaccia, è quello di andare ad assegnare ad ogni componente della geometria un materiale, nel nostro caso il mozzo è fatto in Alluminio, mentre l'assale e la vite sono entrambi fatti di Acciaio.

2.3.2 CONTATTI

Molto importante per una buona analisi è inserire in maniera corretta i contatti che si vanno a generare tra i vari elementi all'interno del componente. In Ansys abbiamo ampia scelta dei possibili contatti per non allontanarsi troppo dal caso reale, quest'ultimi si dividono in due grandi gruppi: contatti lineari e non lineari.

- Bonded (Vincolato): è un contatto lineare sia normale che tangenziale, dunque non permette né scorrimento né separazione fra i due corpi. E' come se i due corpi fossero incollati tra di loro;
- No Separation (Senza Separazione): è un contatto lineare solo normale, ma non tangenziale, infatti permette ai due corpi di scorrere senza, però, separarsi;
- Frictionless (Senza Attrito): è un contatto non lineare molto simile al No Separation in quanto anch'esso permette esclusivamente lo scorrimento tra i due corpi senza presenza di attrito;
- Rough (Rugoso): è un contatto non lineare sia normale che tangenziale, dunque come il Bonded non permette né lo scorrimento né la separazione tra due corpi;
- Frictional (Con Attrito): è un contatto non lineare sia normale che tangenziale fino al limite di attrito, successivamente si comporta come attrito dinamico.

In questa tesi abbiamo utilizzato solamente due tipi di contatti, che ora andremo a vedere nello specifico, il Bonded e il Frictional.

Le uniche zone di contatto presenti nella nostra geometria sono tra l'assale e il mozzo, tra la testa della vite e la superficie dove poggia e tra il gambo della vite e la parte del mozzo dove è mordente e dove sono presenti le filettature.

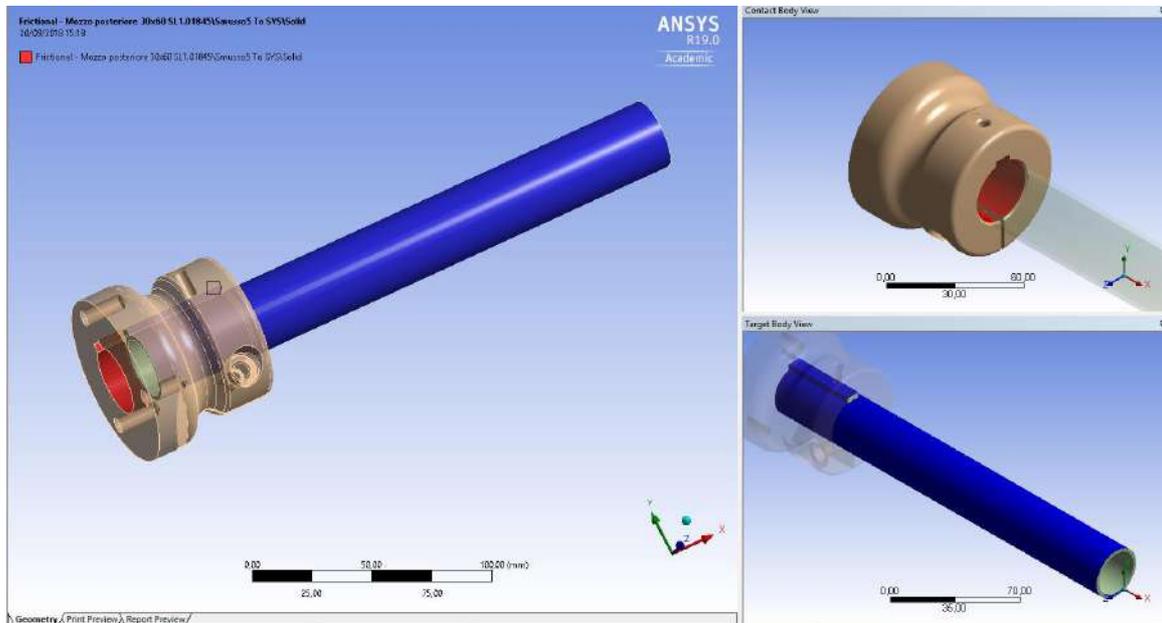


Figura 2.12

Tra Assale e Mozzo, come visibile nella Figura 2.12, abbiamo messo come tipologia di contatto un Frictional, in questo caso è buona norma cambiare alcune impostazioni all'interno del contatto, in particolare bisogna inserire il coefficiente di attrito che abbiamo tra i due materiali (Acciaio-Alluminio), cambiare l'impostazione del Behaviour (comportamento) da Program Controlled, come di default, a Asymmetric ed infine cambiare l'impostazione del Detection Method da Program Controlled a On Gauss Point.

Gli altri due contatti sono di natura diversa rispetto a quello analizzato precedentemente, infatti tra testa della vite e superficie dove poggia e tra gambo della vite e mozzo i due corpi sono costantemente a contatto, come fossero incollati tra loro, infatti li abbiamo messo un Bonded, come si può vedere nella Figura 2.13. In questo tipo di contatto non ci sono impostazioni da dover cambiare, in quanto è di tipo lineare ed è il più classico tra i contatti.

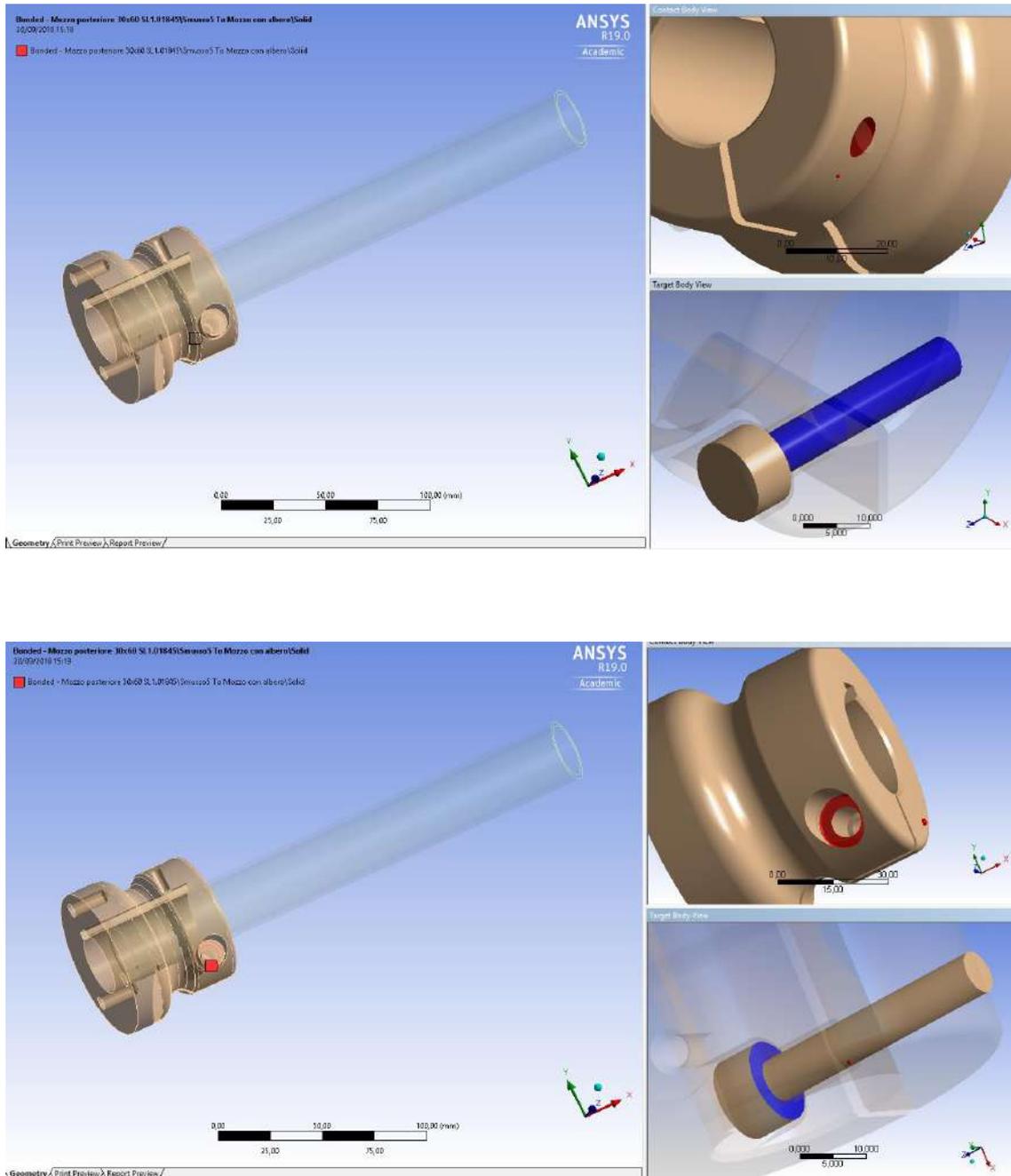


Figura 2.13

2.3.3 DISCRETIZZAZIONE DELLA GEOMETRIA O MESH

Una delle parti fondamentali per una buona analisi è sicuramente andare a creare un'adeguata Mesh, in modo tale da non far allontanare troppo la soluzione dalla realtà dei fatti. La mesh (maglia/rete) è un reticolo che definisce un oggetto, composto da vertici, spigoli e facce. Per avere dei buoni risultati la dimensione di ogni singolo elemento deve essere il più possibile piccola, ma, purtroppo, la versione che abbiamo noi a disposizione,

cioè Ansys Students, anche qui ha delle grosse limitazioni, in particolare nel numero di nodi (32000 nodi al massimo), punti caratteristici di ogni elemento della mesh, che non ci permette di poter infittirla troppo e di trovare così un risultato molto impreciso.

Dopo aver provato diverse tipi di combinazione di Mesh tra i vari corpi, abbiamo trovato la condizione ottimale che ci permette di avere una Mesh abbastanza fitta e non superare il limite di nodi permesso. Ai solidi, in generale, abbiamo cercato una combinazione di mesh abbastanza grossolana, mentre sulle superfici di particolare interesse abbiamo infittito la mesh per avere dei risultati accurati proprio in quelle zone. Infatti, come si può notare dalla Figura 2.14, l'albero ha una mesh di 15 mm, il mozzo con la vite di 10 mm, la superficie del mozzo a contatto con la testa della vite di 1 mm e infine la superficie esterna della vite a contatto col mozzo di 2 mm.

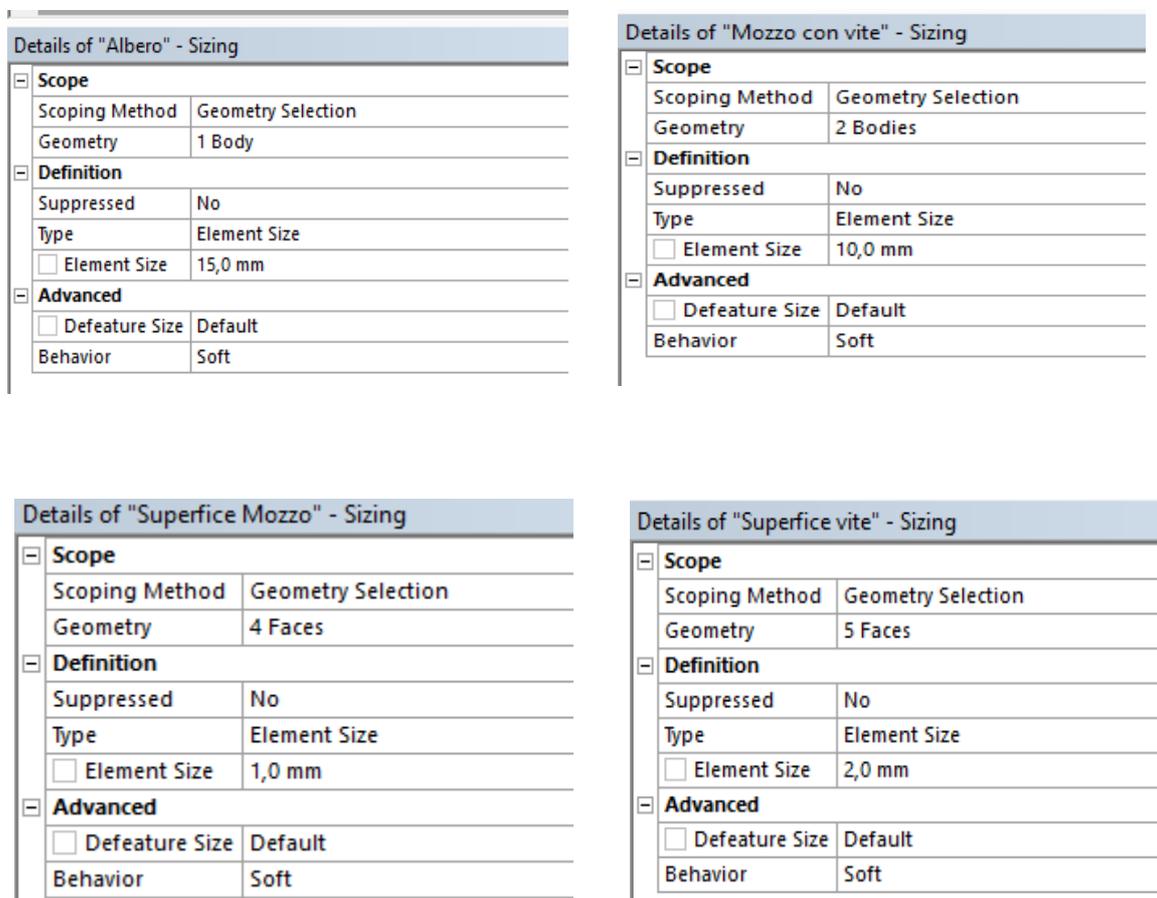


Figura 2.14

Nella Figura 2.15 si può vedere come diviene il solito discretizzato, dunque una volta aver generato la mesh, in particolare si può notare la miglior accuratezza nella zona dove si aveva l'inizio della rottura del pezzo.

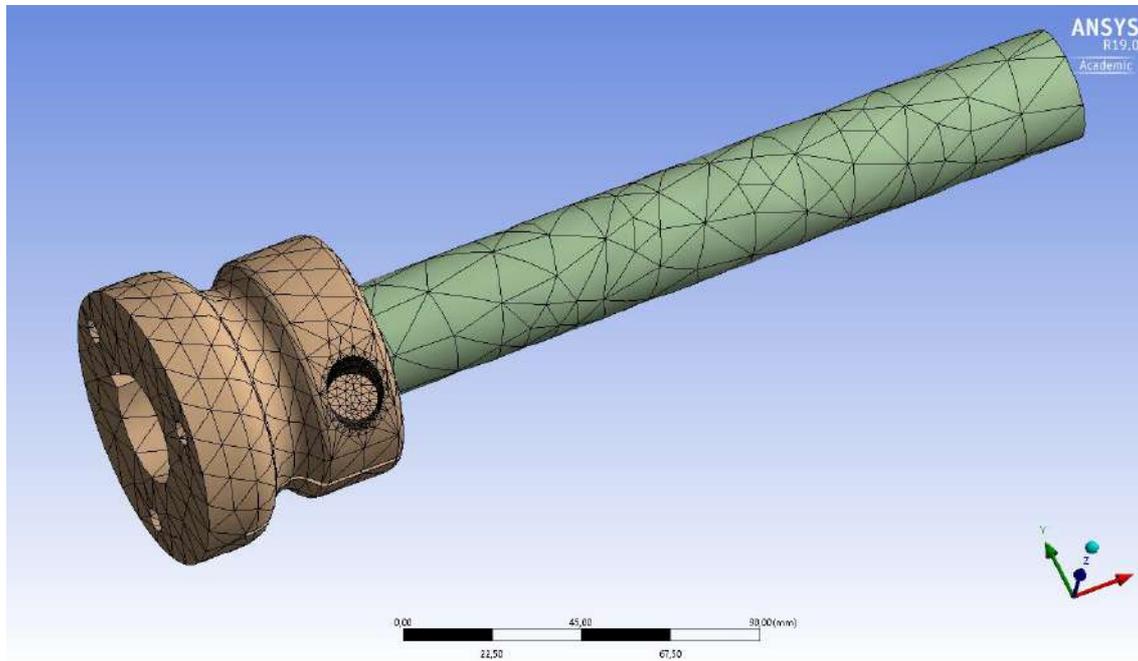


Figura 2.15

2.3.4 STATIC STRUCTURAL

Un'altra parte fondamentale per l'analisi strutturale è proprio ciò che bisogna inserire all'interno dello Static Structural. Per prima cosa dobbiamo andare a settare tutti i parametri di come il computer deve effettuare l'analisi all'interno dell'Analysis Settings.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
[-] Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
[+] Rotordynamics Controls	
[+] Restart Controls	
[+] Nonlinear Controls	
[+] Output Controls	
[+] Analysis Data Management	
[+] Visibility	

Figura 2.16

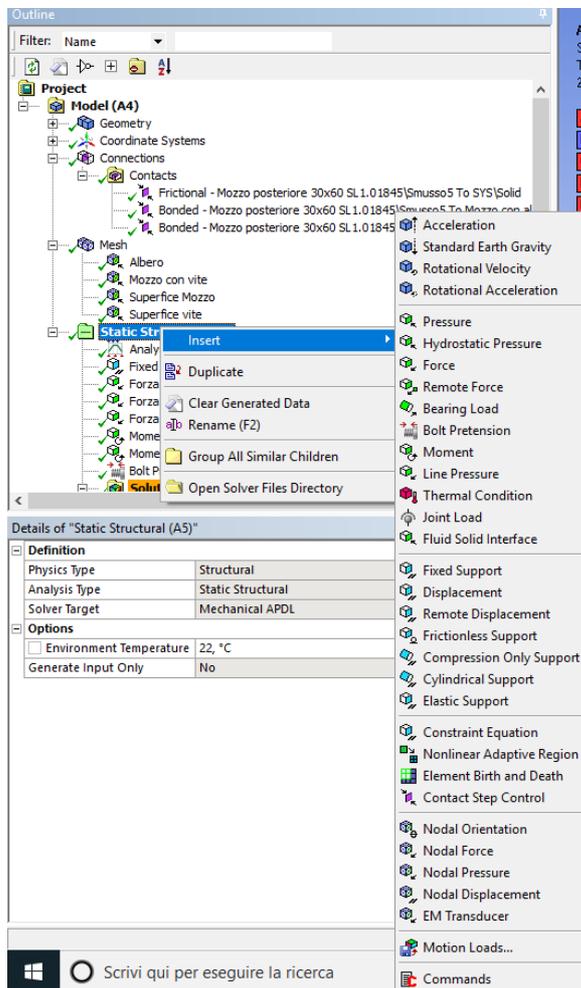
Principalmente dobbiamo agire su queste due impostazioni, come nella Figura 2.16, il Step Controls ed il Solver Controls.

In particolare nel primo possiamo settare il numero di steps o substeps che deve fare il computer per completare l'analisi, quindi se vogliamo analizzare cosa succede ad un corpo sottoposto ad una certa combinazione di forze che non agiscono nel medesimo istante, ad esempio inizialmente abbiamo una forza in direzione x, poi una forza in direzione z ed infine un momento torcente, dobbiamo andare ad aumentare il numero di steps da 1 a 3. Mentre se vogliamo che una forza arrivi al suo valore massimo in modo incrementale

dobbiamo cambiare l'Auto Time Stepping in by substeps ed inserire un numero di sottopassaggi che ci serve. Nel nostro caso non dobbiamo cambiare niente poiché ci interessa un'analisi sul corpo con le forze che agiscono immediatamente e contemporaneamente.

Nel Solver Controls, invece, un'impostazione molto importante è sicuramente la Large Deflection (grandi spostamenti) che va messo su On principalmente in caso di analisi non lineari. Nel nostro caso è stato attivato poiché tra albero e mozzo è stato messo un tipo di contatto non lineare, dunque è importante inserirlo per avere un risultato più accurato possibile.

Nello Static Structural vanno inseriti anche tutti i carichi esterni, i vincoli esterni e spostamenti presenti nel corpo, anche in questo caso abbiamo un fornito elenco, come visibile in Figura 2.17, per rappresentare al meglio la condizione reale del pezzo.



Nel nostro caso l'attenzione in particolare è caduta sul Fixed Support (Vincolo Fisso), da assegnare a quelle superfici che non devono spostarsi dalla posizione di partenza e che quindi sono fisse, sulla Force (Forza), nel nostro caso sono forze che agiscono sulla ruota e che poi andiamo a spostare sulla superficie del mozzo a contatto con la ruota stessa, sul Moment (Momento), sono dei momenti di trasporto che si generano per l'aver spostato le forze dal punto di contatto ruota-asfalto alla superficie del mozzo, e sul Bolt Pretension (Pressione di serraggio della vite), nel nostro caso è fondamentale poiché si trova proprio nella zona critica del pezzo.

Figura 2.17

Andiamo dunque a vedere quali forze agiscono sul nostro componente e come queste forze sono state inserite all'interno del Mechanical di Ansys.

Per prima cosa ci siamo dedicati al Fixed Support, fondamentale per l'analisi poiché dobbiamo per forza andare a vincolare un corpo in modo da non farlo spostare nello spazio. Questo vincolo è stato messo sull'albero del kart, come visibile in Figura 2.18, e non direttamente sul mozzo per attenerci maggiormente alla realtà, dove l'assale posteriore è sostenuto esclusivamente da 2 o 3 cuscinetti. Considerando la lunghezza dell'assale di circa un metro, abbiamo posto il vincolo ad una distanza dal mozzo di circa 200 mm, lì dove, in linea teorica, dovrebbe essere posizionato il primo cuscinetto.

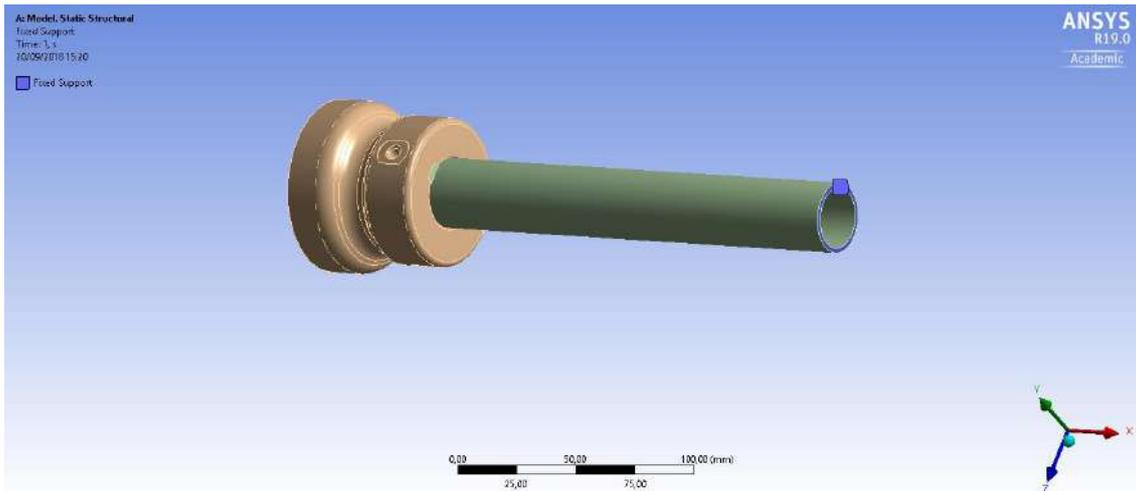


Figura 2.18

Per il calcolo delle forze abbiamo preso una combinazione di carico il più possibile svantaggiosa per il mozzo, in maniera tale di andare a vedere la massima tensione agente su quest'ultimo. In particolare abbiamo analizzato il Kart mentre si trova in percorrenza di una curva dove agiscono, oltre alle classiche forze peso e forze di attrito che troviamo in qualunque punto del tracciato, anche due tipi diverse di forze, una forza apparente e una forza reale. Le forze reali sono causate dall'azione di un corpo su un altro, nel nostro caso è la forza centripeta causata dall'attrito tra ruota e asfalto, mentre quella apparente è la forza centrifuga d'inerzia che porta la macchina verso l'esterno della curva, in quanto la macchina tende a conservare il suo moto rettilineo. Queste due forze solitamente si equivalgono e la macchina riesce ad eseguire la curva, ma se ad esempio la strada è ghiacciata e non c'è attrito, la forza centripeta viene a mancare e così la macchina esce di strada.

La prima forza inserita è la reazione che la singola ruota esercita contro la Forza Peso totale del kart, questa è stata calcolata molto facilmente come il peso totale del sistema Kart più pilota (circa 180 kg) diviso le 4 ruote. Questa forza è stata inserita, come visibile in Figura 2.19, sulla superficie più esterna del mozzo, lì dove si aggancia con la ruota. Dunque:

$$F_p = \frac{M \cdot g}{4} = \frac{180 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{4} = 441,45 \text{ N}$$

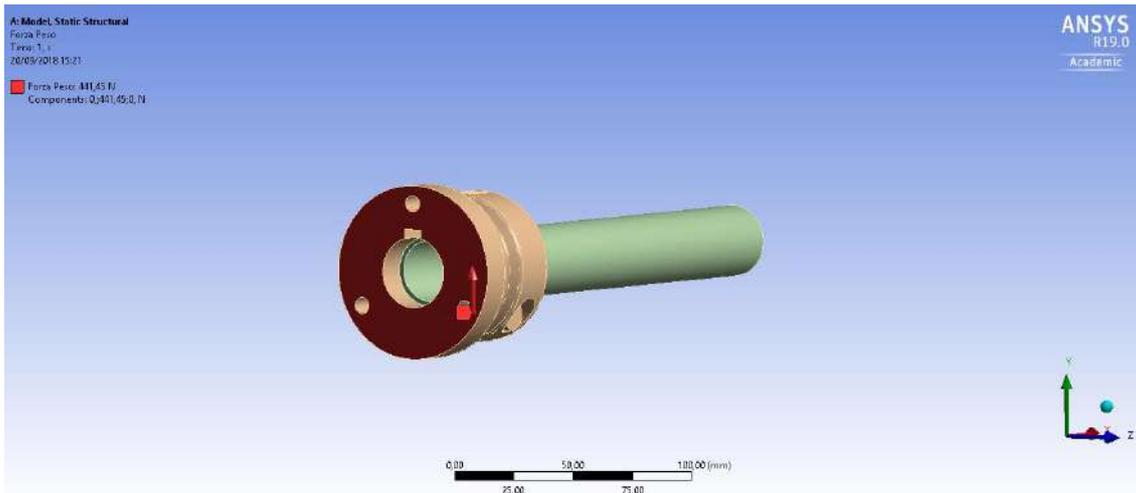


Figura 2.19

Il Kart, in curva è sottoposto anche alla forza centrifuga che tende a far sbandare il veicolo, dunque le ruote generano, anche in questo caso, una reazione per mantenere quest'ultimo sulla giusta traiettoria. Per il calcolo di questa forza, però, dobbiamo considerare che il Kart, in curva, non poggia interamente sulle 4 ruote, ma la ruota posteriore interna alla curva si alza e non tocca l'asfalto. Dunque abbiamo considerato che la massima accelerazione che può subire un Kart mentre percorre una curva è di circa 2/3 volte l'accelerazione di gravità (per il calcolo è stata usata 2,5g), moltiplicando per la massa totale e dividendo per il numero di ruote si ottiene il valore della reazione che esercita ogni singola ruota e quindi quello che risente il mozzo.

$$F_{cent} = \frac{M \cdot 2,5 \cdot g}{3} = \frac{180kg \cdot 2,5 \cdot 9,81m/s}{3} = 1471,5 N$$

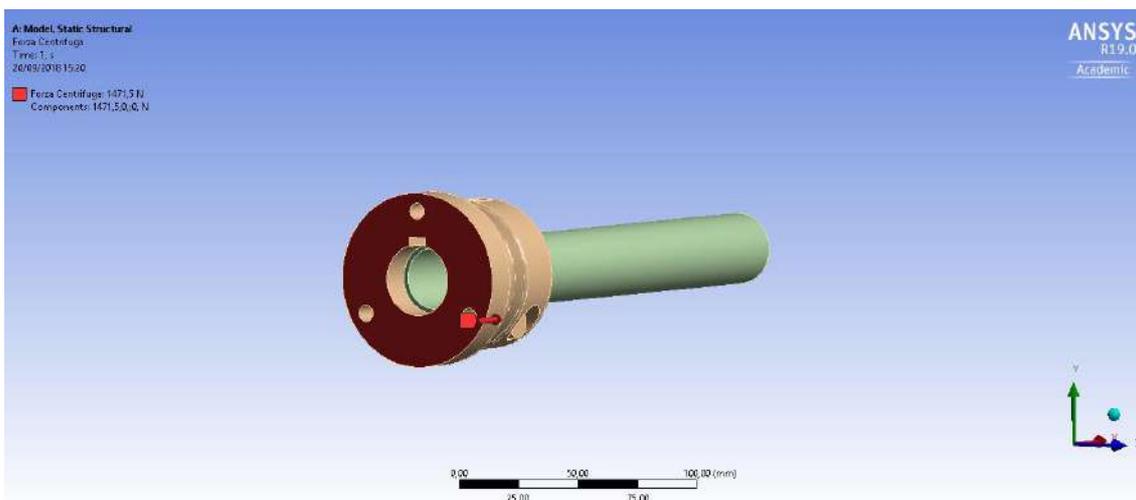


Figura 2.20

Un' altra forza molto importante che agisce sul mozzo è la forza di attrito statico che si genera tra lo pneumatico che rotola e l'asfalto. Questa forza varia a seconda della miscela che si sceglie per la ruota, come ben sappiamo ci sono delle gomme più morbide, che quindi hanno un'aderenza maggiore ed un'usura peggiore, e più dure, con un'aderenza nettamente inferiore rispetto alle altre, ma una durata migliore. Nel nostro caso abbiamo preso un coefficiente di attrito di 2,5 poiché questo valore deve essere uguale alla forza centrifuga che si genera in curva, infatti il Kart non deve sbandare quando sottoposta a tale forza. Dunque la Forza di Attrito è:

$$F_{att} = F_p \cdot \mu = 441,45 \text{ N} \cdot 2,5 = 1103,625 \text{ N}$$

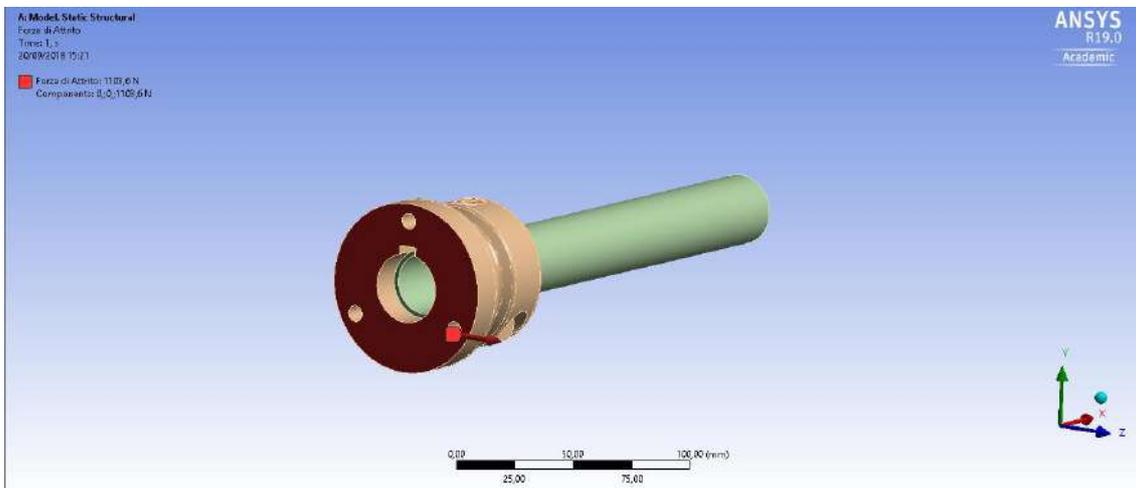


Figura 2.21

Come già accennato precedentemente queste forze sono delle reazioni della ruota, dunque le abbiamo spostate dal punto di contatto gomma-asfalto al centro della superficie del mozzo. Ciò genera dei momenti di trasporto, come si può notare nella Figura 2.22, sul mozzo stesso, in particolare la forza di attrito, che genera un Momento Torcente, e la forza centrifuga, che genera un Momento Flettente, considerando un diametro della ruota di 280 mm e dunque una distanza dal punto di applicazione della forza di 140 mm, mentre per la forza peso abbiamo assunto una distanza dal punto di applicazione nulla, poiché agisce al centro della ruota e circa sulla stessa verticale del mozzo stesso.

$$M_{tor} = F_{att} \cdot d = 1103,625 \text{ N} \cdot 140 \text{ mm} = 154507,5 \text{ Nmm}$$

$$M_f = F_{cent} \cdot d = 1471,5 \text{ N} \cdot 140 \text{ mm} = 206010 \text{ Nmm}$$

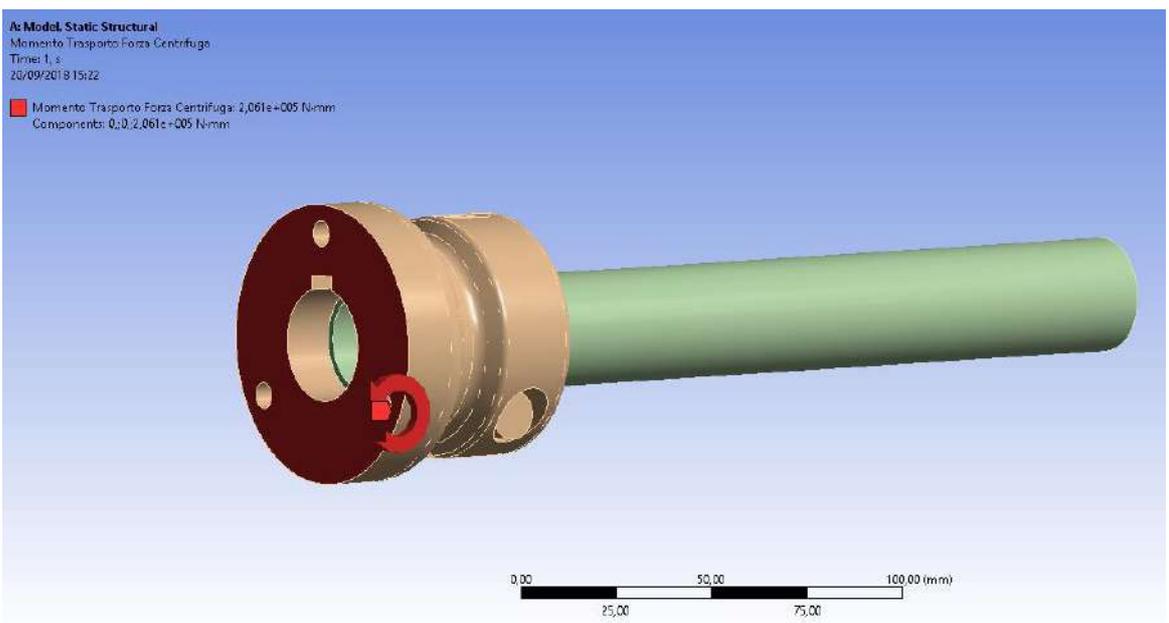
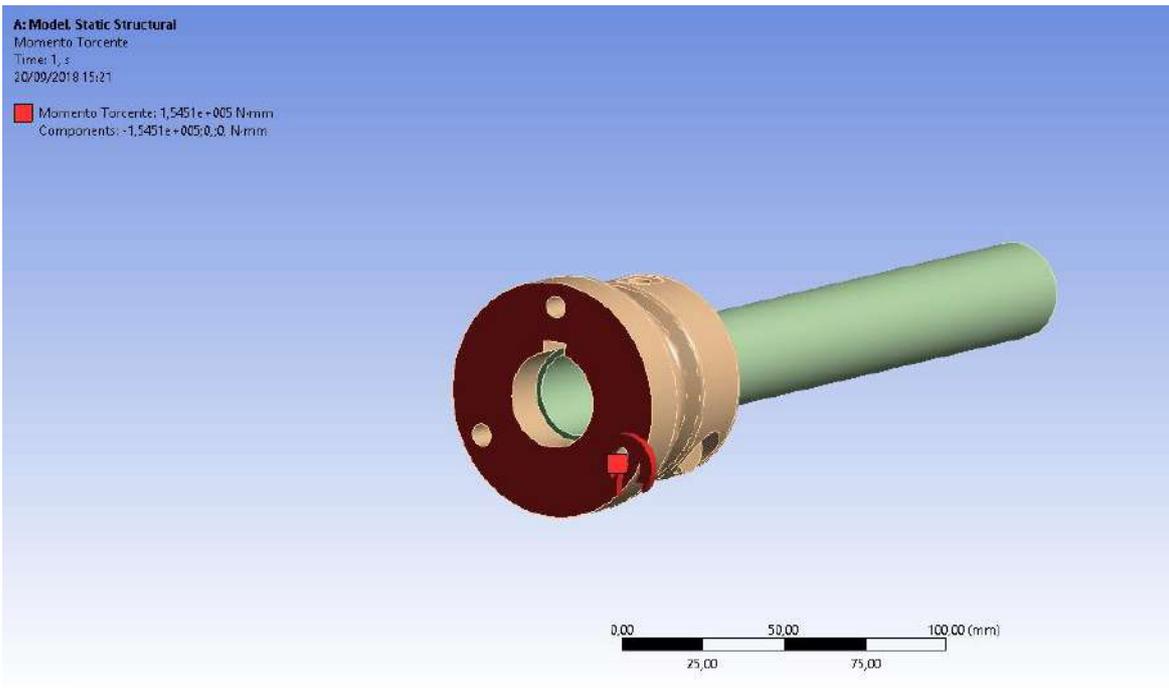


Figura 2.22

L'ultimo carico esterno, inserito per una corretta analisi, è il più importante ed è la forza di serraggio che esercita la vite nello stringere il mozzo intorno l'assale, creando il forzamento adeguato sia per trasmettere il momento torcente sia per assicurare il bloccaggio assiale del mozzo rispetto l'albero.

La vite usata, come già accennato precedentemente, è una ISO 4762 M8x35 con una classe di resistenza 8.8. Inerente a tale classe e ad una coppia di serraggio di 35 Nm, dai vari cataloghi si può trovare il valore che esercita sul componente (15000 N).

Nello Static Structural abbiamo una funzione che simula direttamente questo serraggio ed è il Bolt Pretension. Come si può vedere dalla Figura 2.23, viene applicato direttamente su un Body (corpo), nel nostro caso la vite, ma è di fondamentale importanza creare un sistema di riferimento nel centro della zona di serraggio, noi lo abbiamo posizionato al centro dell'intaglio presente sul mozzo.

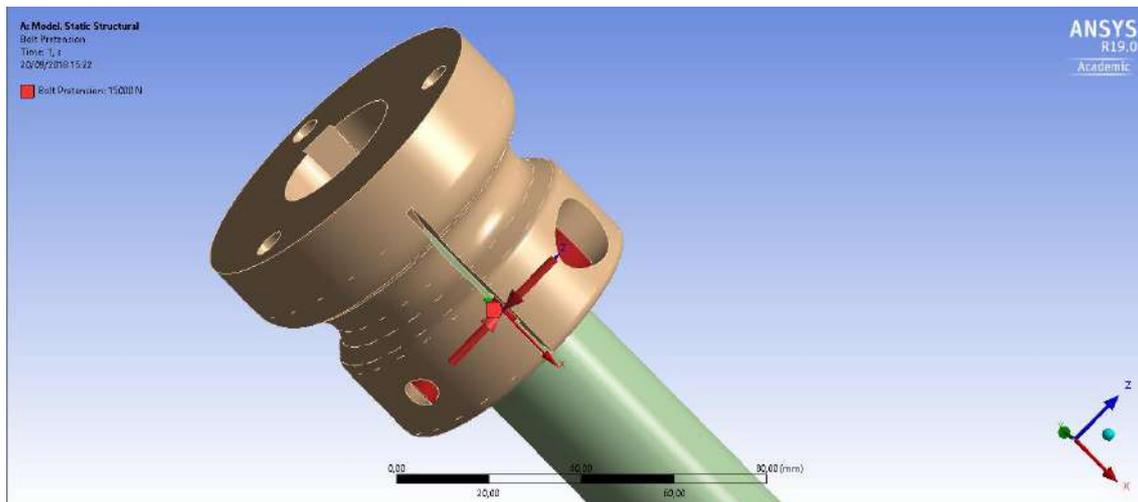


Figura 2.23

2.3.5 SOLUZIONE

Una volta impostati tutti i carichi e i vincoli esterni possiamo ora, finalmente, generare la soluzione (premendo il tasto Solve) e visionare i risultati ottenuti per confrontarli con il comportamento reale del mozzo.

Ansys dispone di un fornito elenco di Output tra cui scegliere per visionare al meglio tutte le caratteristiche che ci interessano del modello sotto sforzo. Nel nostro caso abbiamo scelto come parametri da visionare l'Equivalent Stress, la Total Deformation (di poco interesse) e dei Contact Tool tra cui Pressure (pressione di contatto) e Frictional Stress (sforzo generato dalla frizione dei due componenti a contatto).

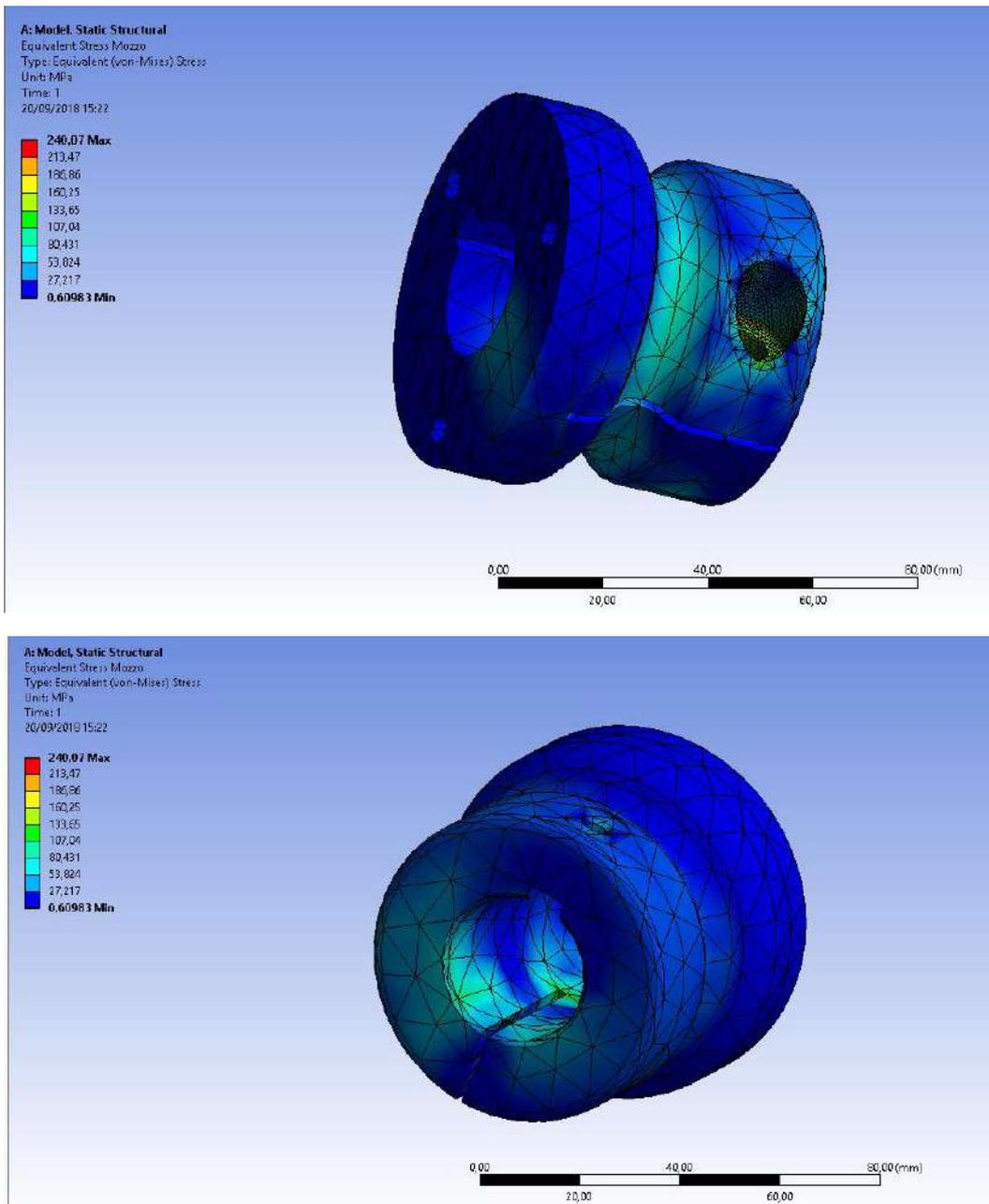


Figura 2.24

Dalla Figura 2.24 si può osservare l'andamento dello stress all'interno del mozzo, ben visibile dalla colorazione da blu a rosso con aumento dello stress interno. I risultati ottenuti sono conformi a ciò che ci aspettavamo in linea teorica, infatti si può vedere come ci sia un leggero aumento nella zona centrale dello smusso, dove abbiamo una brusca diminuzione di diametro e quindi una diminuzione di materiale resistente. Inoltre nel foro centrale, lì dove si trova l'albero c'è un picco di stress all'inizio dell'intaglio centrale, poiché abbiamo la presenza degli spigoli vivi che, come sappiamo da teoria, generano delle grosse intensificazioni.

La zona con uno stress minore è, naturalmente, quello dove il mozzo si aggancia alla ruota per la combinazione di due effetti molto importanti. Il primo è la presenza di un diametro maggiore e quindi di maggior materiale che ne fa notevolmente abbassare il valore, mentre il secondo è il fatto che proprio su quella superficie, come visto precedentemente, sono applicate tutte le forze esterne agenti, dunque ha una distanza dal punto di applicazione nulla e ciò comporta totale assenza di momento flettente. Infatti allontanandoci da quella zona la distanza va sempre più ad aumentare e ciò comporta un incremento nel valore dello stress.

La nostra attenzione è focalizzata però, principalmente, sulla zona critica del mozzo dove parte la frattura e dove durante la discretizzazione, infatti, abbiamo infittito notevolmente la mesh.

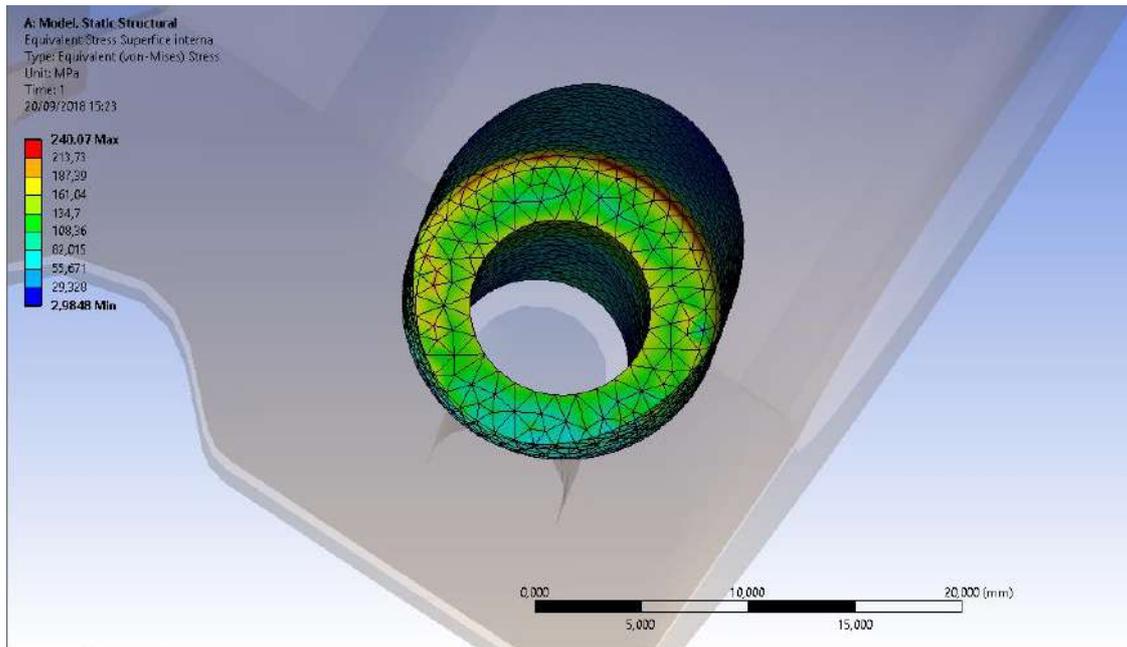


Figura 2.25

Come visibile dalla Figura 2.25, si nota che la zona è molto più caricata rispetto alle restanti parti del mozzo e in particolare lungo tutto lo smusso interno, visibile dal colore rosso, si ha il picco maggiore di stress, circa 240 MPa. Questa situazione è quella che ci

aspettavamo dall'inizio dell'analisi, poiché è proprio in quei punti da dove è partita la cricca che ha portato poi alla successiva rottura del pezzo.

Questo valore di pressione che abbiamo riscontrato non è sicuramente il valore reale poiché la mesh che abbiamo generato non è abbastanza fitta, soprattutto nelle zone intorno a questa del mozzo e della vite, ma ci fa capire immediatamente che dobbiamo agire proprio in quella zona per poter ridurre le concentrazioni di tensione. Molto probabilmente la vite usata per il serraggio genera una forza troppo elevata, quindi si potrebbe pensare o di usare una vite con classe di resistenza minore, quindi che generi una forza più bassa di 15000 N, o di usare per il mozzo un materiale maggiormente resistente rispetto alla lega di Alluminio usata. In questa tesi però ci concentriamo principalmente su delle modifiche di forma da effettuare sul modello, lasciando inalterati i componenti che ci hanno fornito.

Attraverso i Contact Tool, invece andiamo ad analizzare il comportamento del contatto che avviene tra assale e mozzo per capire meglio come si trasmette il moto tra questi due elementi. Prima di vedere i risultati ottenuti abbiamo effettuato dei calcoli a mano per vedere se il forzamento che si genera tra albero e mozzo è sufficiente a trasmettere sia il momento torcente si ad evitare la traslazione assiale del mozzo. Per valutare ciò abbiamo usato due formule ricavate dai test:

$$F_{m.torcente} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \mu \cdot d} = \frac{4 \cdot 154507,5 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 0,61 \cdot 30\text{mm}} = 10754,9 \text{ N}$$

Dove T è il momento torcente trasmissibile, μ è il coefficiente di attrito tra alluminio e acciaio pari a 0.61 e d è il diametro interno del mozzo pari a 30 mm.

$$F_{tras.ass.} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 1471,5 \text{ N}}{\pi \cdot \mu} = 1536,5 \text{ N}$$

Dove F è la forza assiale che agisce sul mozzo.

Si può notare come la forza di serraggio che esercita la vite, pari a 15000 N, è sufficiente in entrambi i casi, però, mentre per la traslazione assiale è sufficiente anche una vite con una classe di resistenza inferiore, per il momento torcente da trasmettere siamo al limite con questa vite e dunque non può essere cambiata.

Attraverso questi calcoli si può notare come la linguetta presente è solo ed esclusivamente un dispositivo di sicurezza e non da alcun contributo alla trasmissione del moto, ciò deve essere visionato anche dai risultati ottenuti dall'analisi con totale assenza di pressione nella sede della linguetta.

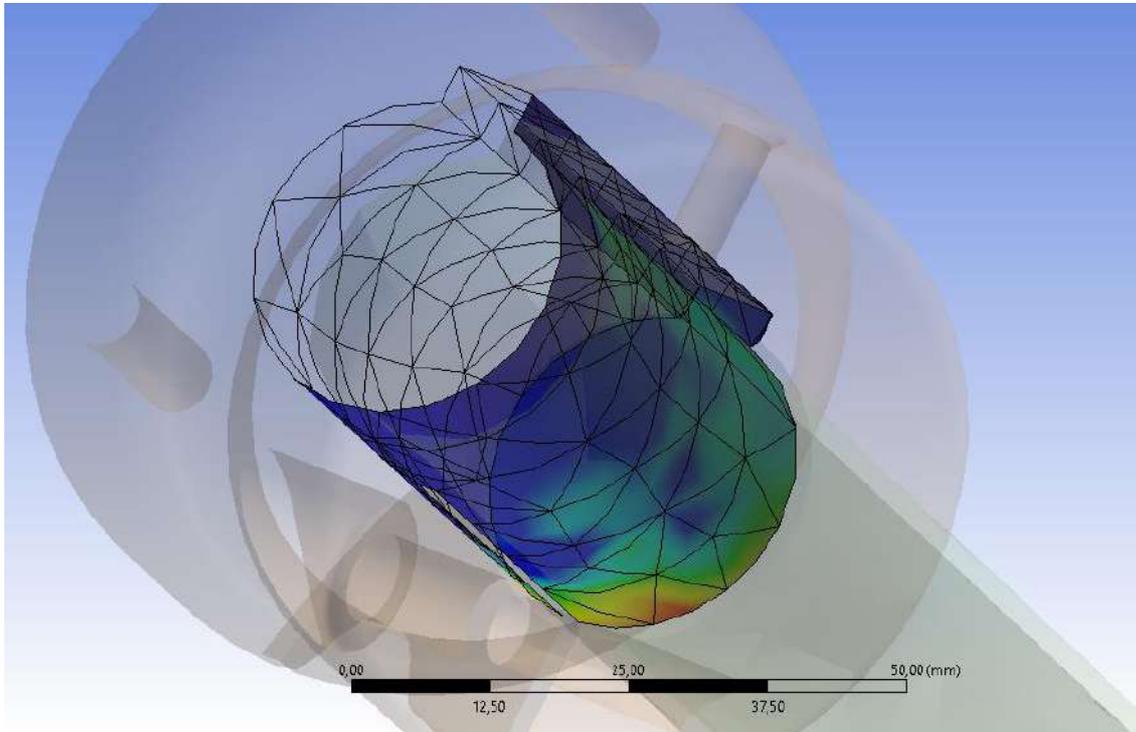


Figura 2.26

La Figura 2.26 mostra l'andamento della pressione di contatto che si genera sul mozzo. Naturalmente la pressione è massima nella zona iniziale, lì dove la vite stringe il mozzo sull'albero e dove dunque le due superfici vanno maggiormente a contatto. Allontanandoci da quella zona la pressione diminuisce man mano fino ad azzerarsi nella zona finale dove non abbiamo l'intaglio e dunque non c'è contatto tra albero e mozzo.

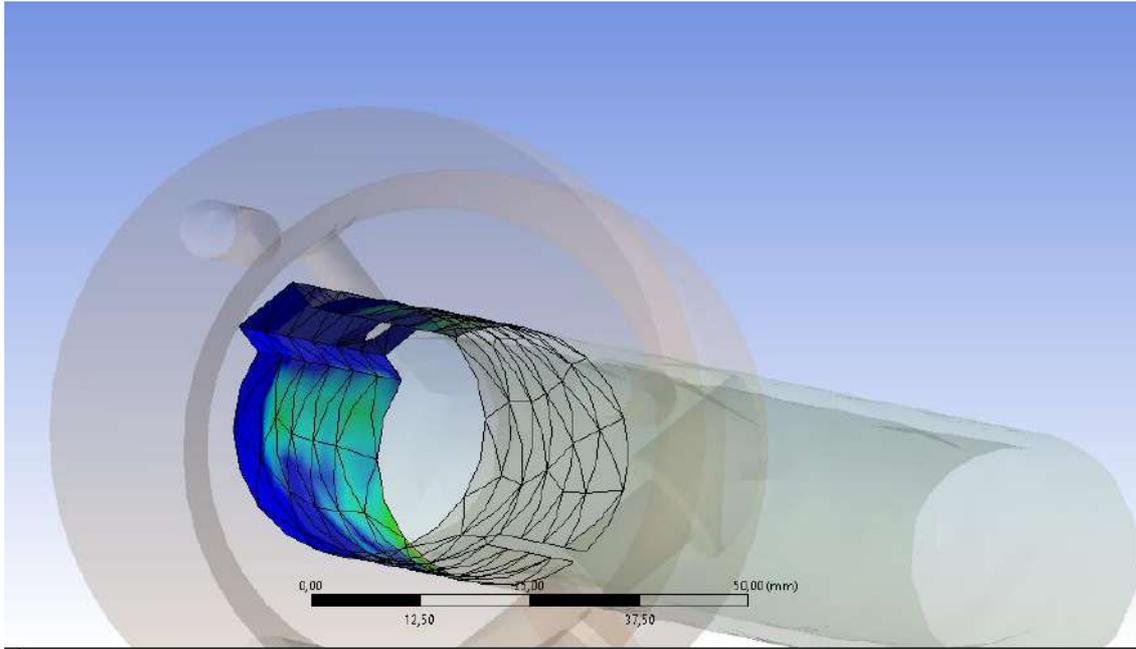


Figura 2.27

Nella Figura 2.27 possiamo vedere ciò che abbiamo analizzato precedentemente, cioè il fatto che nella zona di alloggiamento della linguetta la pressione è nulla, poiché questa non va mai a contatto con le superfici esterne della sede. Questo risultato è molto importante perché ci conferma il fatto che l'analisi è stata effettuata in maniera corretta e il comportamento del mozzo è inerente a ciò che succede nella realtà.

Altra conferma del fatto che il momento torcente è trasmesso esclusivamente dal forzamento assiale-mozzo la si può vedere in Figura 2.28. Quest'immagine mostra la forza di attrito che si genera tra i due componenti causati dal tentativo di scorrimento sia assiale che rotazionale del mozzo rispetto l'albero.

Anche in questo caso lo stress generato dall'attrito è massimo nella zona iniziale del mozzo dove c'è un maggiore contatto tra le due superfici interne, mentre diminuisce allontanandoci fino ad arrivare ad un valore nullo nella parte finale.

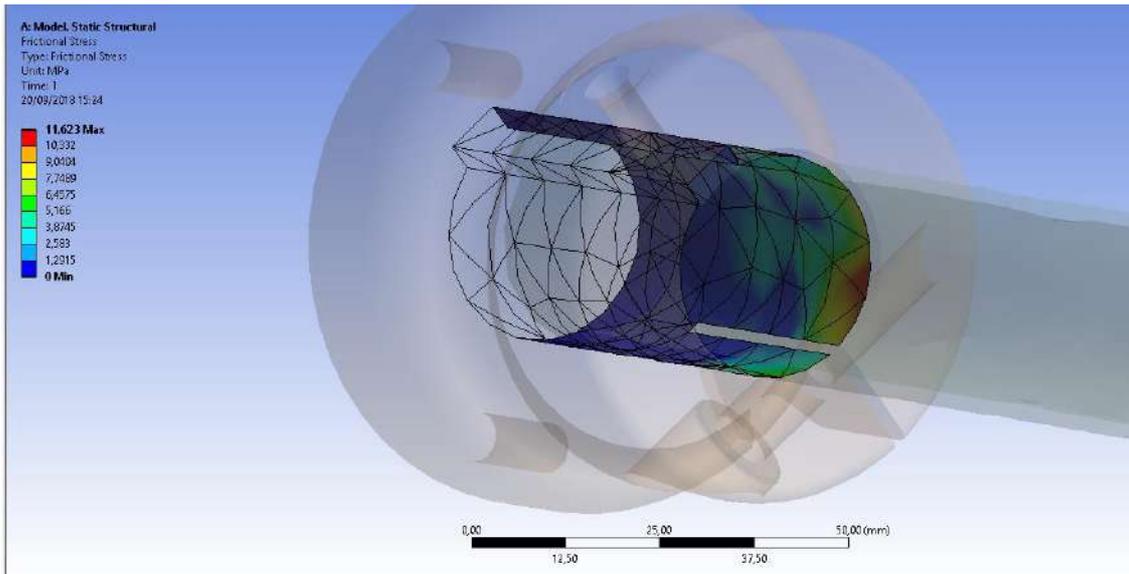


Figura 2.28

2.4 SUBMODELING

Come abbiamo già detto precedentemente, i risultati che abbiamo ottenuto sono affetti da errori causati da una discretizzazione fatta del modello troppo poco accurata. Dunque possiamo applicare il submodeling per cercare di andare ad analizzare meglio la sede della testa della vite e riuscire a capire che tipo di stress massimo si avverte in quella zona.

All'interno del Workbench di Ansys apriamo due caselle Static Structural in parallelo, come visibile in Figura 2.29, dove nella prima abbiamo il modello completo, mentre nella seconda il sotto modello, e poi andiamo a collegare l'Engineering Data (i materiali) dal Model al Submodel, e la Solution del Model con il Setup del Submodel.

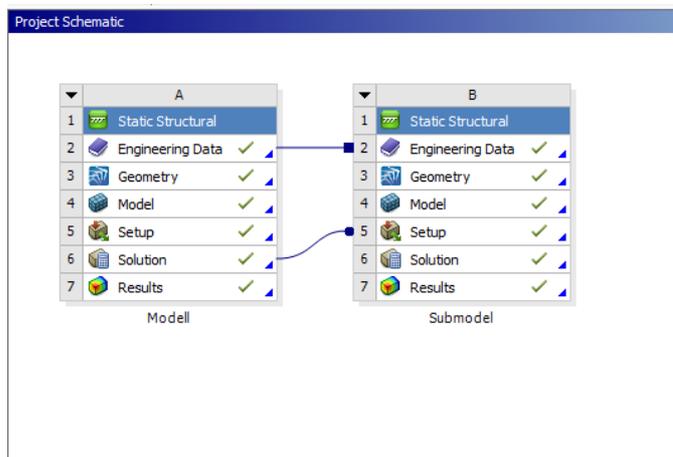


Figura 2.29

La geometria presente all'interno del Submodel è, naturalmente, solo una piccola parte del modello completo e in Figura 2.30 possiamo notare che abbiamo scelto esclusivamente la zona che circonda la vite di serraggio, cioè quella che vogliamo analizzare, andando a fare dei tagli del componente all'interno di SpaceClaim.

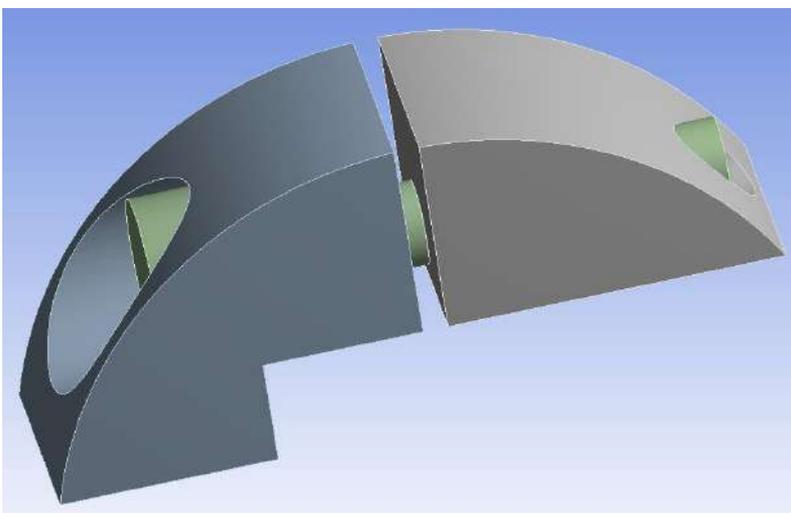


Figura 2.30

Avendo effettuato questo ritaglio della geometria iniziale, abbiamo potuto infittire di molto la mesh. Dopo svariati tentativi di combinazione per cercare di rimanere all'interno dei limiti di 32000 nodi, siamo riusciti a trovare il giusto compromesso, infatti, per quanto riguarda il mozzo, siamo passati da una mesh di 10 mm ad una di 2 mm, mentre nella superficie interna della sede della testa della vite l'abbiamo diminuita da 1 mm a 0,75 mm (sembra una modifica molto ridotta, ma ha un'influenza molto elevata). Nella Figura 2.31 è mostrata la mesh finale con queste modifiche apportate.

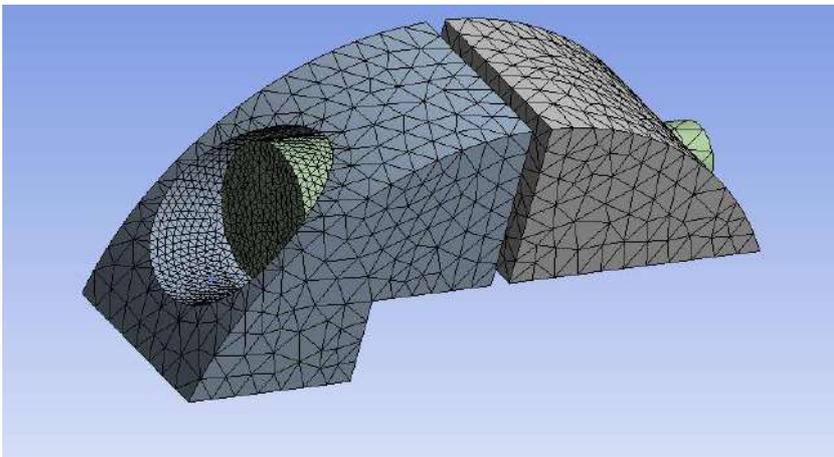


Figura 2.31

Durante questo tipo di analisi, nello Static Structural, compare automaticamente una casella, Submodeling, nel quale dobbiamo andare a inserire le Cut Boundary Constraint, Figura 2.32.

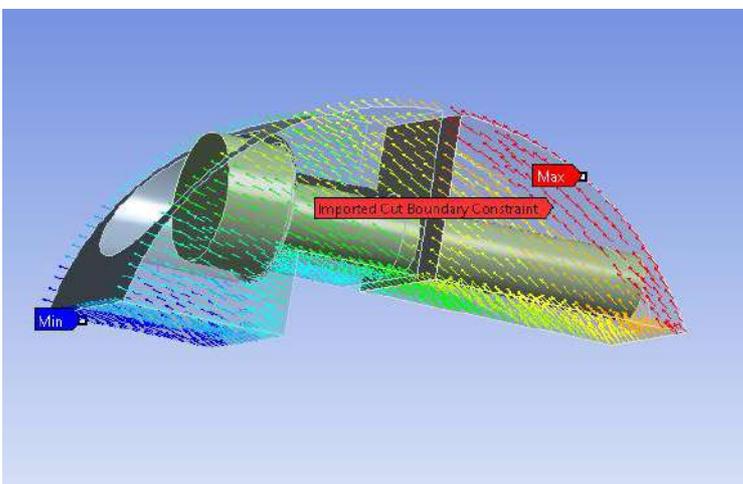


Figura 2.32

Questa funzione ci permette di importare gli spostamenti dal modello intero al sotto modello, in particolare si vanno ad applicare alle superfici dove abbiamo effettuato un taglio. Possiamo quindi andare a confrontare gli spostamenti presenti nel sotto modello con gli spostamenti del modello in quelle stesse zone di taglio per capire se le informazioni siano state importate correttamente.

Con una mesh molto più fitta ci aspettiamo un incremento generale dello stress, ma a noi interessa esclusivamente la sede della testa della vite nel mozzo, in particolare lo smusso, dove nel modello lo stress era massimo. Infatti come Output della Solution abbiamo chiesto esclusivamente l'Equivalent Stress alla Von Mises nella zona prima citata. Dalla Figura 2.33 si può notare che effettivamente la tensione interna è incrementata notevolmente, di circa il 30%, dai circa 240 MPa di partenza ai 305 MPa. Tale cifra, anche se nettamente maggiore non supera ancora il limite di snervamento e tantomeno quello di rottura della lega di alluminio usata che sono circa 520 MPa e 590 MPa rispettivamente.

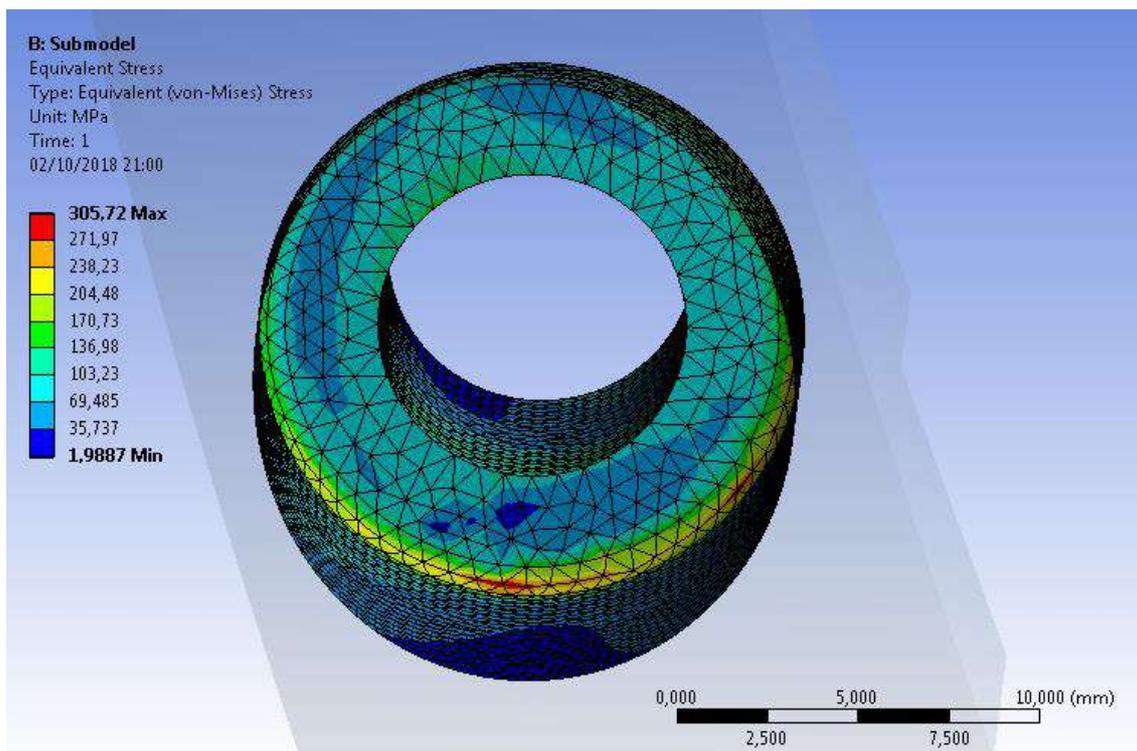


Figura 2.33

3 OTTIMIZZAZIONE MEDIANTE MESH MORPHING

Dall'analisi strutturale fatta precedentemente abbiamo capito che lo stress massimo, che porta a rottura il componente, si trova all'interno della sede della testa della vite e, in particolare, sullo smesso interno. Dunque ciò che proponiamo in questo terzo capitolo è un tentativo di di modifica della forma per cercare di diminuire il più possibile lo stress e, così, garantire una vita a fatica del mozzo più lunga rispetto a quella di partenza.

Durante questa ottimizzazione abbiamo provato svariate modifiche possibili, cercando però di rispettare alcuni vincoli in particolare non abbiamo mai modificato l'ingombro del pezzo, quindi sia lunghezza che larghezza, ma anche i diametri delle due zone esterne e il foro della vite dove abbiamo la parte filettata per garantire il collegamento. La nostra attenzione si è così concentrata esclusivamente sulla superficie critica del mozzo, non stravolgendo tutto ciò che c'è intorno.

Tale ottimizzazione, come già accennato nel capitolo 1, è stata effettuata con l'ausilio di un'estensione di Ansys, cioè RBF Morph. Questo software ti permette di apportare delle modifiche su superfici e curve automaticamente seguendo alcuni semplici passaggi:

- Installare ed attivare l'estensione sul Workbench di Ansys;
- Cliccare sul Mechanical l'icona RBF, all'interno del Model si aprono automaticamente due nuove funzioni, RBF morph generator e RBF corpo;
- All'interno di RBF morph inserire un Target, selezionando il corpo dove si vogliono apportare delle modifiche;
- Dal Target inserire delle Source, dove si possono applicare tutte le varie modifiche disponibile sulle superfici da noi selezionate;
- Da RBF morph generator generare la modifica, che sarà visibile sulla geometria di destra;
- Trovare la soluzione, premendo Solve, e vedere se i cambiamenti hanno portato i vantaggi desiderati.

Nel trovare la soluzione ottimale abbiamo usato anche un'altra funzione interna di Ansys, cioè l'analisi parametrica. Infatti all'interno del Mechanical si possono impostare diversi parametri, sia in input che in output, e nel Workbench si attiveranno automaticamente due nuove funzionalità Parameter e Parameter Set. All'interno di quest'ultima possiamo visionare i parametri scelti e andare a variare manualmente i parametri di input vedendo

come variano quelli di output. Tra i valori di input si può scegliere quello che ci ha dato un risultato migliore, cliccando su Set as Current, in maniera tale da aprire sul Mechanical la versione da noi selezionata.

3.1 PRIMA MODIFICA

Andiamo dunque a vedere quali sono state le modifiche da noi apportate.

Come prima cosa abbiamo cercato di modificare lo smusso, dove appunto lo stress era massimo, in particolare abbiamo ampliato il raggio di curvatura utilizzando la funzione Surface Offset.

Questa modifica è stata effettuata poiché sappiamo che più il raccordo ha un raggio di curvatura piccolo, più si ha una concentrazione di tensione elevata, poiché si arriva ad una condizione di spigolo vivo.

Come prima cosa abbiamo impostato il Target, Figura 3.1, esclusivamente sul mozzo, escludendo dunque sia assale che vite, poiché ci interessa lasciare inalterati quest'ultimi, impostando come trasformazione Traslation con tutti i parametri fissati su 0. Questo Target sarà comune in tutte le modifiche che abbiamo effettuato quindi non verrà citato successivamente.

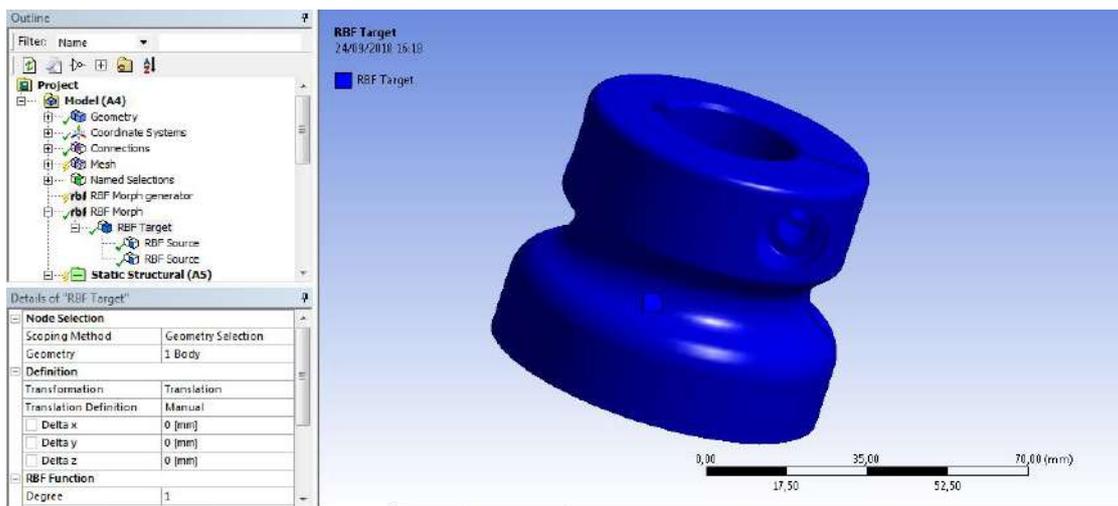


Figura 3.1

Successivamente abbiamo impostato il primo Source, Figura 3.2, in cui va inserito le superfici che durante la modifica devono restare fisse. Nel nostro caso, seguendo i vincoli progettuali, tali superfici sono tutte quelle esterne del mozzo, escludendo solamente le superfici interne del foro dove passa la vite. Anche qui si impone la Translation nulla in tutte e tre le direzioni (x, y, z). Oltre il Target, anche questa prima Source è comune a tutte le modifiche.

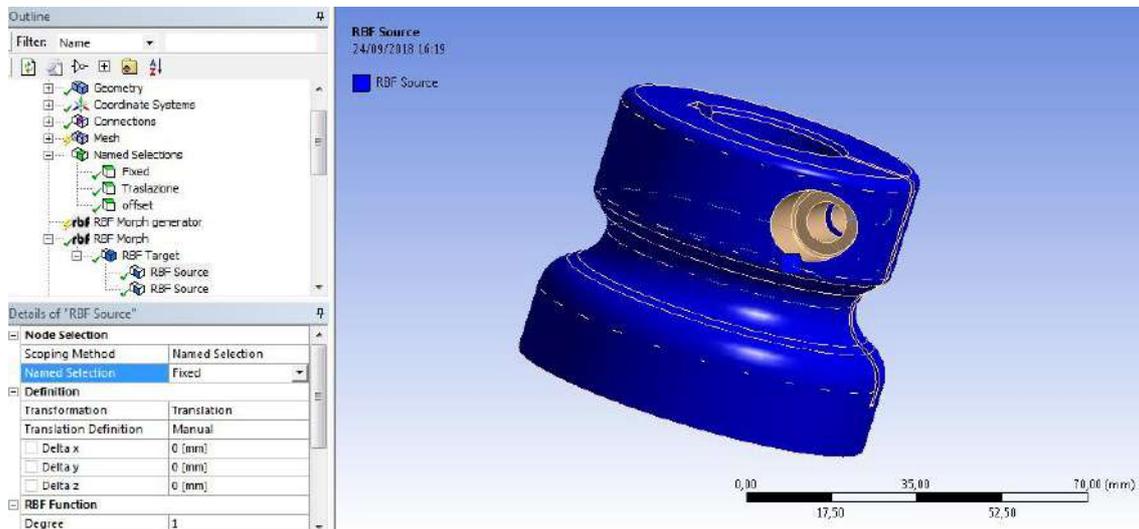


Figura 3.2

Il secondo Source è impostato sulla superficie sulla quale deve essere fatta la modifica. In questo caso abbiamo selezionato lo smusso con, come trasformazione, il Surface Offset, Figura 3.3. Il valore è stato messo parametrico cliccando sul quadrato vicino Fixed Value, visibile dalla lettera P che compare.

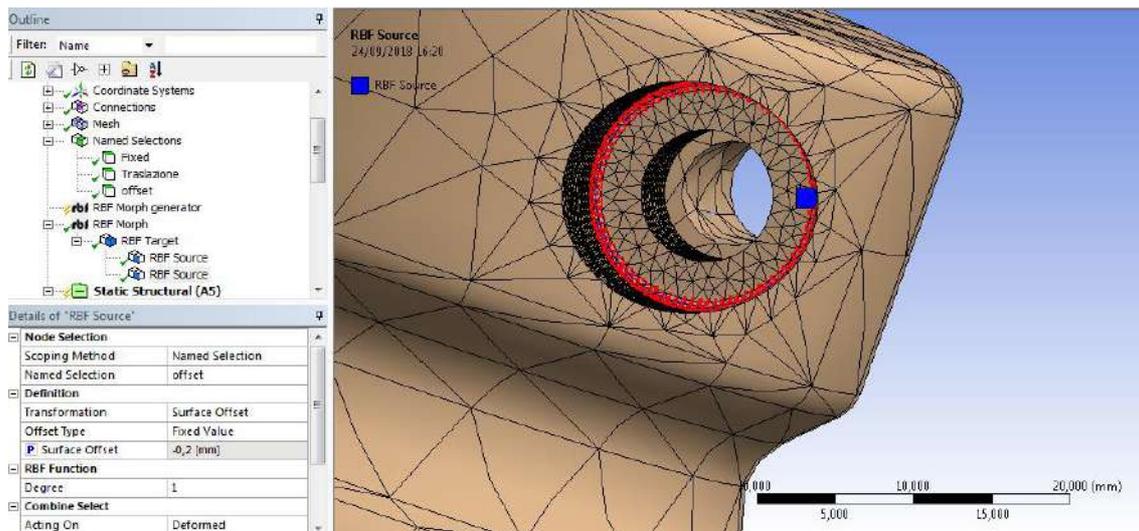


Figura 3.3

Nell'analisi parametrica abbiamo fatto variare l'input, incrementando lo smusso man mano di 0,05 mm, di 0,1 mm, di 0,15 mm e 0,2 mm, andando a vedere come output lo stress equivalente massimo sulla sede della testa della vite (Figura 3.4).

Siamo arrivati ad un massimo si 0,2 mm poiché oltre il programma non ci generava la soluzione a causa dell'eccessiva modifica.

Table of Design Points			
	A	B	C
1	Name	P6 - RBF Source Surface Offset	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	MPa
3	DP 0	0	240,07
4	DP 1	-0,05	235,75
5	DP 2	-0,1	231,21
6	DP 3	-0,15	227,25
7	DP 4 (Current)	-0,2	223,66
*			

Figura 3.4

Si può notare come lo stress diminuisce costantemente passando da 240,07 fino ad arrivare a 223,66 MPa. Dunque abbiamo settato come Current il secondo Design Point per andare a vedere la soluzione all'interno del Mechanical. Come visibile nella Figura 3.5, l'andamento dello stress è rimasto pressoché lo stesso del caso no modificato ma con una sostanziale riduzione di circa il 7%.

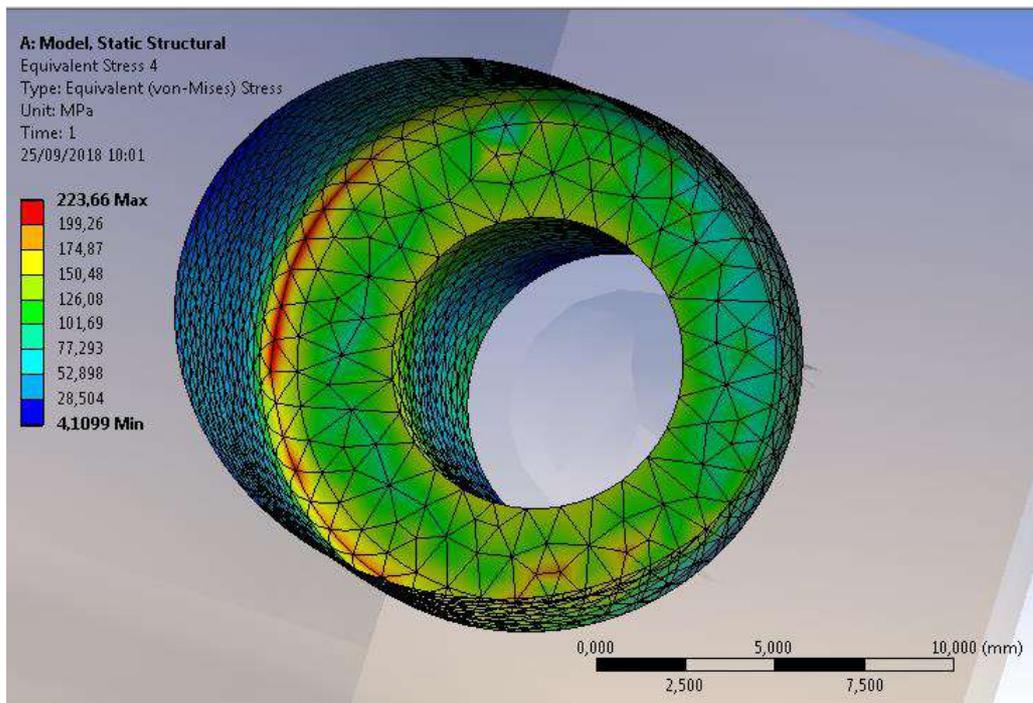


Figura 3.5

3.2 SECONDA MODIFICA

Il secondo tentativo di modifica per l'ottimizzazione del componente è la traslazione del foro della vita verso il centro del mozzo. Questa modifica è stata effettuata selezionando come Source la superficie di cui sopra abbiamo parlato e come trasformazione la Translation lungo la direzione y (Figura 3.6).

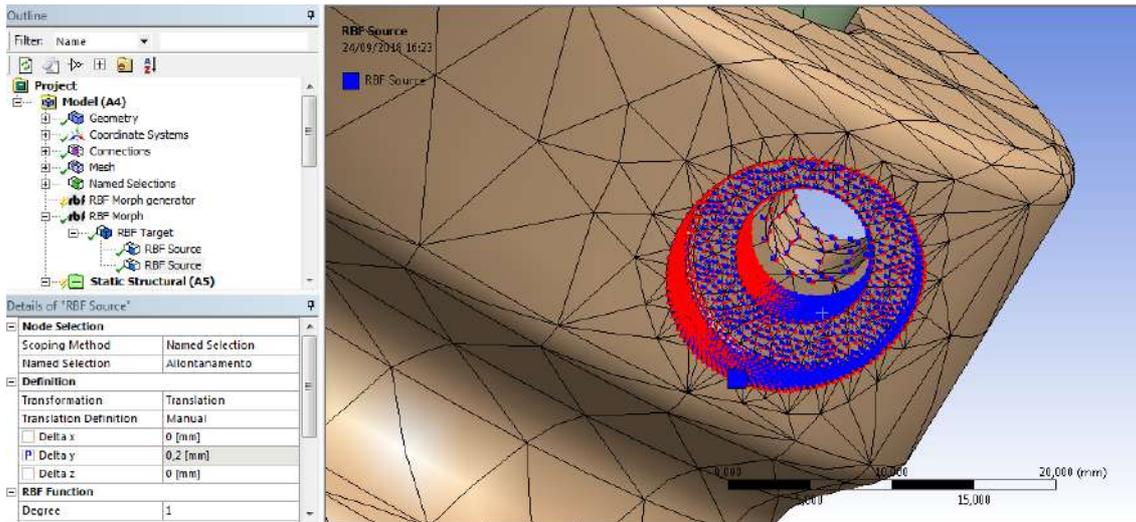


Figura 3.6

Anche in questo caso la traslazione è stata posta come parametro e fatta variare sempre di 0,05 mm, di 0,1 mm, di 0,15mm e di 0,2 mm rispetto alla posizione di partenza (Figura 3.7), anche in questo caso provando a spostare maggiormente il foro il programma non ci generava la soluzione. Anche in questo caso, il parametro di output, rimasto invariato rispetto alla modifica precedente, si abbassa gradualmente da 240,07 MPa fino ad arrivare ad un valore di 231,32 MPa.

Table of Design Points			
	A	B	C
1	Name	P6 - RBF Source Delta y	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	MPa
3	DP 0	0	240,07
4	DP 1	0,05	235,4
5	DP 2	0,1	234,05
6	DP 3	0,15	232,87
7	DP 4 (Current)	0,2	231,32
*			

Figura 3.7

Anche in questo caso l'andamento dello stress (Figura 3.8) è molto simile rispetto a quello del componente non modificato, ma la riduzione, in questo caso, è leggermente inferiore rispetto al caso precedente, infatti si ferma a circa il 3,3%.

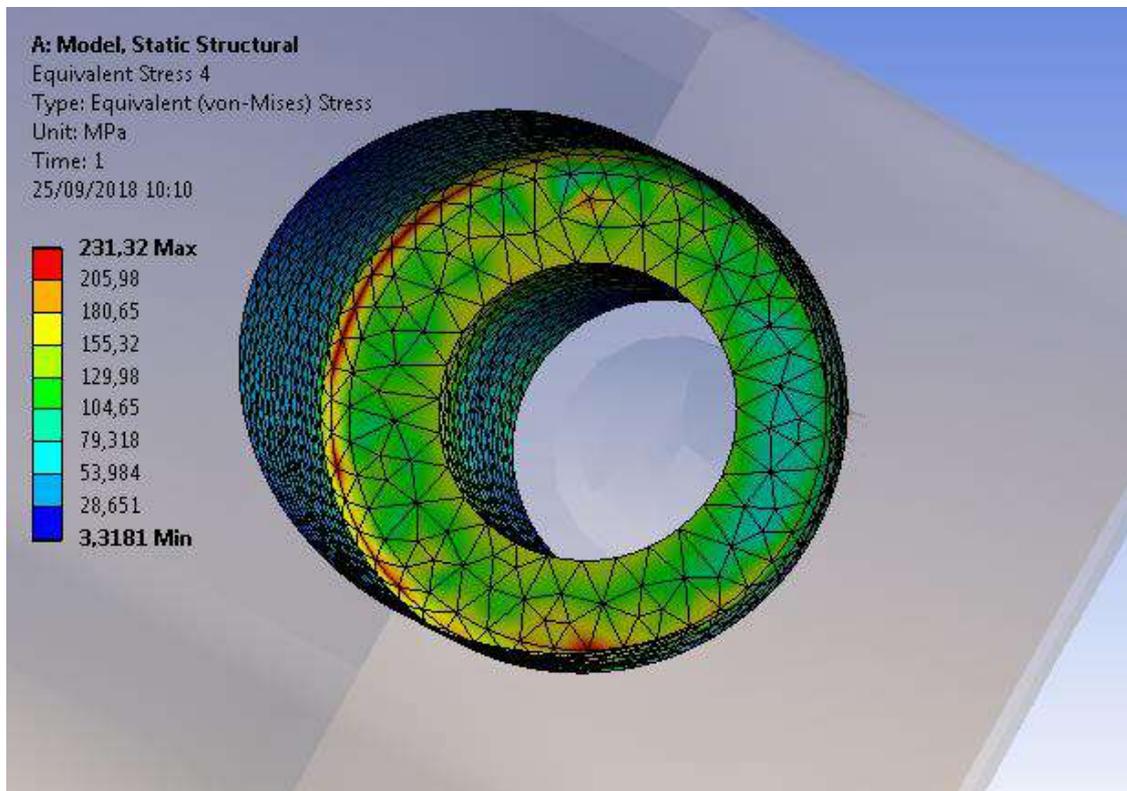


Figura 3.8

3.3 TERZA MODIFICA

L'ultima modifica che abbiamo provato ad effettuare riguarda l'alzare la superficie dove poggia la testa della vite. Come Source dunque abbiamo impostato tale superficie con una traslazione verso la direzione z positiva.

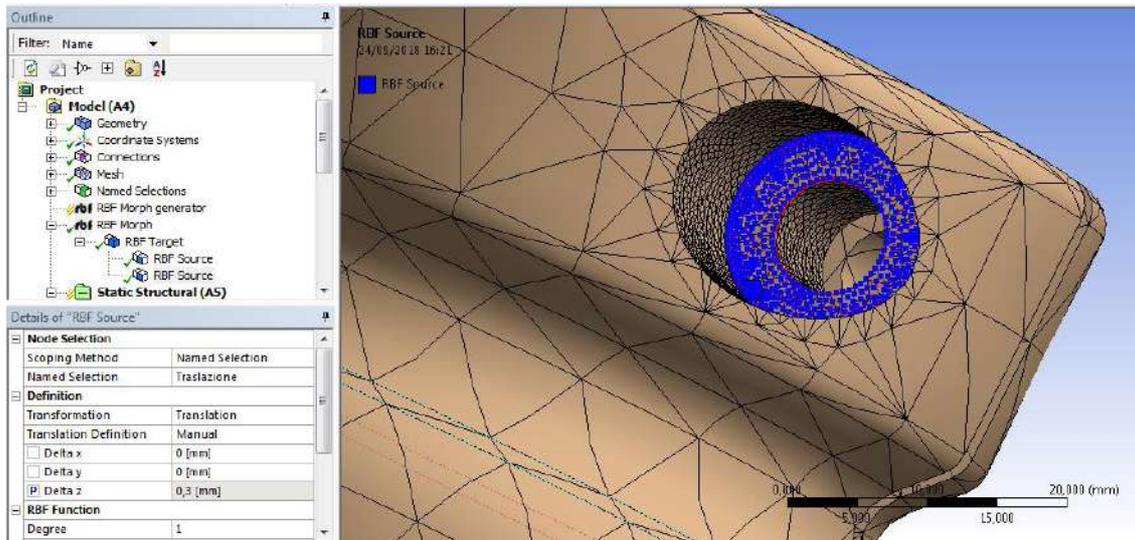


Figura 3.9

Anche qui lo spostamento è sempre molto ridotto, a causa del piccolo movimento che possiamo effettuare con le superfici selezionate, infatti il parametro è stato fatto variare partendo da un valore di 0,05 mm fino ad un valore di 0,3 mm (Figura 3.10) andando sempre a controllare la riduzione dello stress equivalente alla Von Mises massimo.

Table of Design Points			
	A	B	C
1	Name	P6 - RBF Source Delta z	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	MPa
3	DP 0	0	240,07
4	DP 1	0,05	239,26
5	DP 2	0,1	239,94
6	DP 3	0,15	239,94
7	DP 4	0,2	239,84
8	DP 5	0,25	239,83
9	DP 6 (Current)	0,3	239,58
*			

Figura 3.10

Come Current abbiamo impostato il Design Point 3, con uno spostamento dunque di 0,3 mm al quale corrisponde una riduzione di stress molto ridotta rispetto alle altre due modifiche, quasi ininfluenza, da 240,07 MPa a 239,58 MPa (circa lo 0,3%). Dunque questo terzo ed ultimo tentativo è sicuramente quello meno consigliato, ma in combinazione con le altre due modifiche potrebbe far ridurre ulteriormente lo stress, lo andremo a vedere nei prossimi paragrafi nei quali analizziamo proprio le combinazioni fra le 3 modifiche.

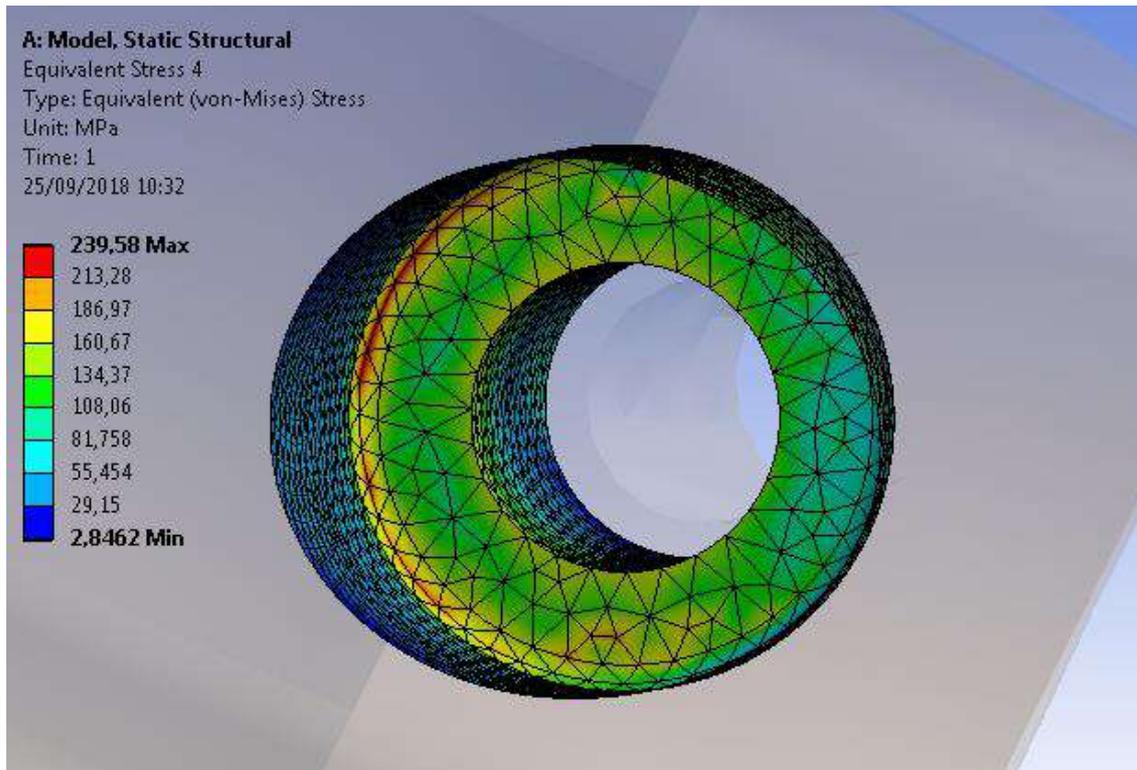


Figura 3.11

3.4 TENTATIVO DI COMBINARE LE VARIE MODIFICHE

Fatta l'analisi singola di ogni modifica, andiamo ora a cercare di combinarle tra loro per vedere se danno delle riduzioni di concentrazione dello stress inferiori. In sequenza vedremo prima tutte le possibili modifiche a due a due ed infine tutte e 3 contemporaneamente. Naturalmente ci aspettiamo che il Surface Offset sullo smusso possa dare un contributo maggiore rispetto alle altre due modifiche, in particolare rispetto alla traslazione lungo z (terza modifica), poiché, come visto precedentemente, dava una riduzione nettamente maggiore.

3.4.1 SURFACE OFFSET E TRASLAZIONE LUNGO Z

Come primo tentativo abbiamo combinato il Surface Offset dello smusso e la traslazione lungo z della superficie di appoggio della testa della vite. Anche qui abbiamo impostato un'analisi parametrica facendo variare contemporaneamente queste due modifiche e vedendo in output sempre lo stress Equivalente alla Von Mises (Figura 3.12).

Table of Design Points				
	A	B	C	D
1	Name	P6 - RBF Source Delta z	P7 - RBF Source Surface Offset	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	mm	MPa
3	DP 1	0,1	-0,2	215,36
4	DP 2	0,2	-0,2	213,18
5	DP 3	0,4	-0,2	211,08
6	DP 4	0,6	-0,2	208,46
7	DP 5	0,8	-0,2	205,73
8	DP 6 (Current)	0,9	-0,2	204,22
*				

Figura 3.12

Durante quest'analisi abbiamo notato che il Surface Offset raggiunge può raggiungere un valore massimo di soli 0,2 mm, oltre non si può andare poiché altrimenti la soluzione non viene generata a causa di un elemento della mesh che si è deformato troppo.

Invece la traslazione lungo z è stata variata partendo da un valore di 0,1 mm fino ad un valore di 0,9 mm massimo. Da notare come, presa singolarmente, la traslazione raggiungeva un valore massimo di soli 0,3 mm, mentre combinato con quest'altra modifica il valore massimo aumenta di molto. Ciò può essere spiegato dalla Mesh poco fitta che è stata generata e che quindi porta alcuni suoi elementi a distorcersi durante l'analisi, dunque sicuramente infittendola si possono raggiungere dei valori di modifica nettamente più elevati.

In questo primo tentativo si è raggiunta una riduzione molto elevata di concentrazione di tensione, passando dal valore iniziale di 240,07 MPa a 204,22 MPa, con una riduzione dunque di circa il 15%. Si può notare come il decremento ottenuto si abbassa con il primo Design Point (Offset di 0,2 mm e traslazione di 0,1 mm) immediatamente fino a 215,36 MPa (circa il 10,5%), per poi avere una riduzione, dovuta all'incremento della traslazione lungo z, sempre meno marcata. Ciò ci porta a dire, come già avevamo accennato, che il Surface Offset incide maggiormente rispetto alle altre modifiche, anche perché agisce direttamente sulla zona dove il picco di tensione è massimo.

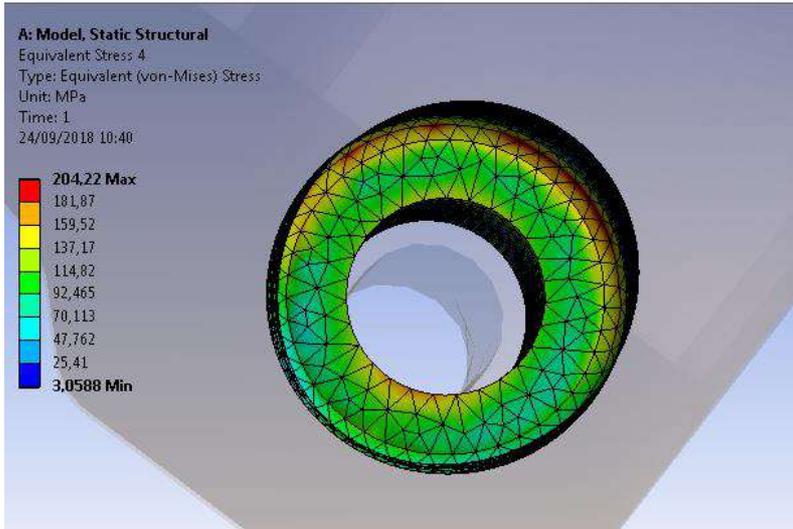


Figura 3.13

3.4.2 SURFACE OFFSET E TRASLAZIONE LUNGO Y

La seconda combinazione effettuata è tra il Surface Offset e la traslazione del foro della vite lungo la direzione y. L'analisi parametrica, qui effettuata, è stata fatta con pochi valori rispetto alla precedente poiché abbiamo avuto moltissime limitazioni, infatti l'offset lo abbiamo potuto impostare esclusivamente fino al valore di 0,1 mm, mentre la traslazione lungo y fino a 0,2 mm. Anche qui il valore dell'offset è diminuito rispetto al caso preso singolarmente, mentre per la traslazione il valore è rimasto inalterato.

Table of Design Points				
	A	B	C	D
1	Name	P6 - RBF Source Surface Offset	P7 - RBF Source Delta y	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	mm	MPa
3	DP 1	-0,1	0,1	231,74
4	DP 2	-0,1	0,15	231,52
5	DP 3 (Current)	-0,1	0,2	232,02
*				

Figura 3.14

La diminuzione di stress qui è molto più ridotta e si può notare che si ha un'immediata riduzione di circa il 3,5% al primo Design Point (Surface Offset 0,1 mm e Traslazione y 0,1 mm) mentre poi resta pressoché costante con gli altri due Design Point, anche con un inaspettato leggero aumento passando da una traslazione di 0,15 mm ad una di 0,2 mm.

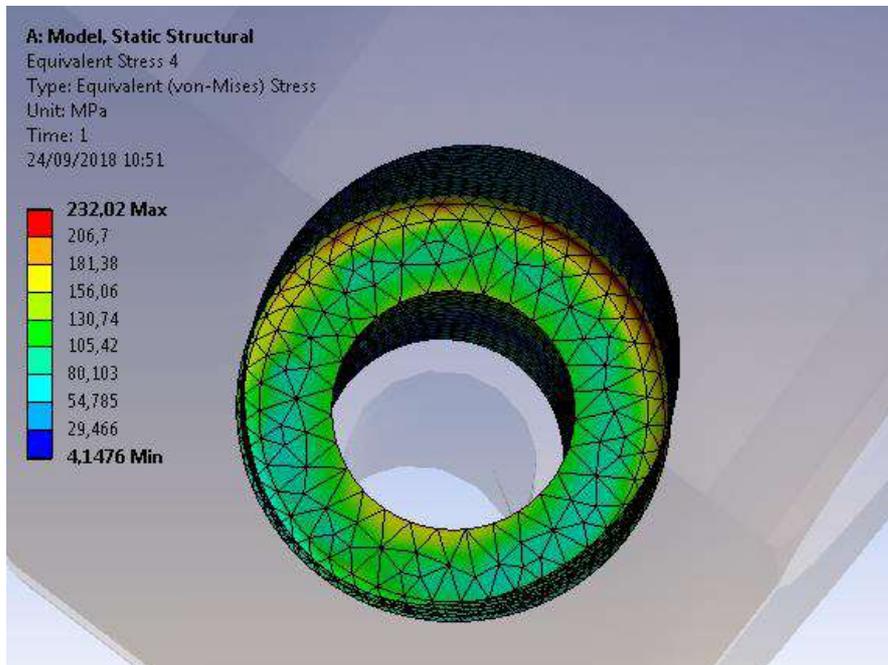


Figura 3.15

3.4.3 TRASLAZIONE LUNGO Z E LUNGO Y

L'ultima combinazione, prima di quella tra tutte e tre le modifiche, è quella tra le due traslazioni della superficie dove poggia la testa della vite lungo z e del foro della vite stessa lungo y. Anche da questa modifica ci aspettiamo una diminuzione molto bassa rispetto al primo tentativo, poiché le due, prese singolarmente, davano dei risultati molto bassi.

I valori massimi tra i due non sono variati di molto rispetto ai casi presi singolarmente e abbiamo provato ad effettuare tutte le combinazioni possibili tra le due modifiche per vedere quale delle due influisce maggiormente sulla riduzione di stress e trovare dunque la combinazione ottimale.

Table of Design Points				
	A	B	C	D
1	Name	P6 - RBF Source Delta z	P7 - RBF Source Delta y	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	mm	MPa
3	DP 0	0	0	240,07
4	DP 1	0,1	0,1	233,84
5	DP 2	0,1	0,2	231,04
6	DP 3	0,2	0,1	233,94
7	DP 4	0,2	0,2	230,7
8	DP 5	0,3	0,1	234,06
9	DP 6 (Current)	0,3	0,2	229,72
*				

Figura 3.16

Dalla Figura 3.16 si nota come la traslazione lungo y ha un'influenza maggiore rispetto alla traslazione lungo z, infatti analizzando il Design Point 2 e 3 si ha un valore inferiore aumentando la traslazione lungo y rispetto all'aumentare quella lungo z (231,04 MPa e 233,94 MPa rispettivamente). Ciò era aspettato quella lungo y dava da sola una riduzione maggiore rispetto a quella lungo z.

La riduzione massima, invece, la si ha sull'ultimo Design Point (0,3 mm lungo z e 0,2 mm lungo y) dove si raggiunge una riduzione del 4,3% (fino 229,72 MPa).

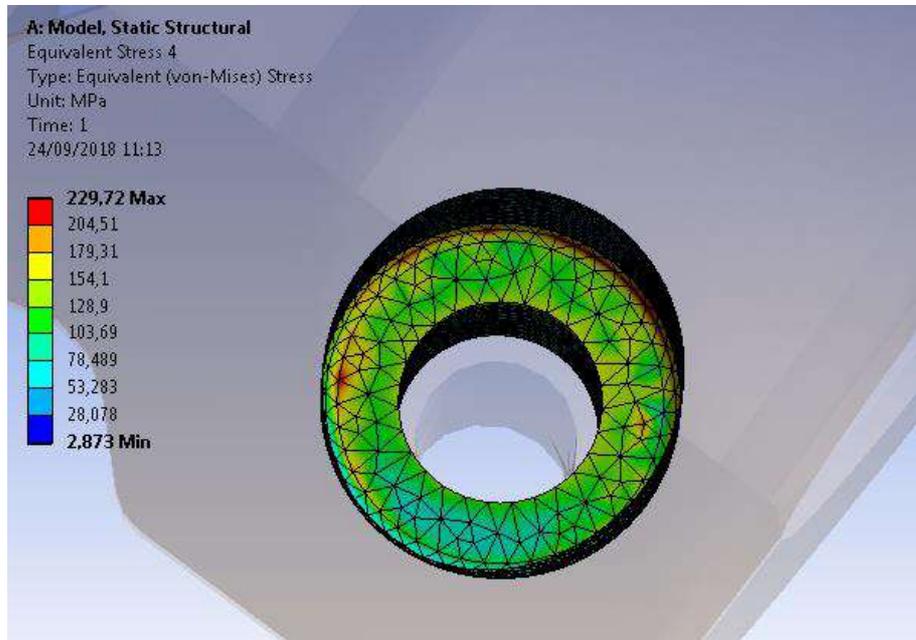


Figura 3.17

3.4.4 OFFSET, TRASLAZIONE LUNGO Y E LUNGO Z

L'ultimo tentativo effettuato è stato combinare le tre modifiche insieme cercando di vedere se si ottiene una diminuzione migliore rispetto alle altre. Durante quest'analisi parametrica però abbiamo incontrato diverse difficoltà, poiché combinarle insieme dava molti problemi non generando quasi mai la soluzione. Infatti i limiti che sono stati trovati sono notevoli, il Surface Offset ha un massimo di 0,1 mm, la traslazione lungo z di 0,2 mm e la traslazione lungo y di 0,2 mm.

Questa ha portato ad una soluzione non desiderata, poiché ci aspettavamo una riduzione nettamente maggiore di quella trovata, ma proprio per i problemi incontrati non si è potuto raggiungere i valori desiderati. Ci saremo aspettati infatti una riduzione maggiore del 15% raggiunta con la combinazione di Offset e traslazione lungo z, ma lì avevamo potuto raggiungere valori di 0,2 mm per l'offset e di 0,9 mm per la traslazione.

La riduzione ottenuta è stata, dunque, solamente del 4,5 % circa passando da 240,07 MPa a 229,5 MPa, inoltre questa soluzione ottimale è stata raggiunta nel Design Point 2 e non nel l'ultimo, cioè il quarto. L'andamento è anche qui molto rapido al primo Design Point e quasi costante, anzi aumenta leggermente, negli altri 4.

Table of Design Points					
	A	B	C	D	E
1	Name	P6 - RBF Source Delta z	P7 - RBF Source Surface Offset	P8 - RBF Source Delta y	P5 - Equivalent Stress 4 Maximum
2	Units	mm	mm	mm	MPa
3	DP 1	0,1	-0,1	0,1	230,15
4	DP 2 (Current)	0,2	-0,1	0,1	229,5
5	DP 3	0,1	-0,1	0,2	229,98
6	DP 4	0,2	-0,1	0,2	229,69
*					

Figura 3.18

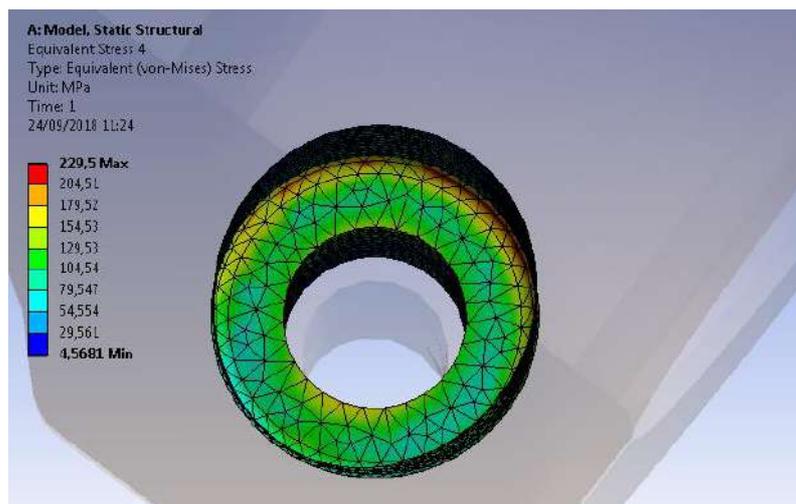


Figura 3.19

3.5 SOLUZIONE OTTIMALE

La soluzione ottimale, dove dunque abbiamo ottenuto una riduzione di stress più elevata rispetto alle altre, è quella presentata nel paragrafo 3.4.1, in cui abbiamo combinato il surface offset, applicato nella zona dove poggia la testa della vite e, in particolare, allo smusso interno, e la traslazione lungo z, applicata alla superficie dove poggia la testa della vite.

Una diminuzione abbastanza elevata con la combinazione di queste due modifiche era abbastanza attendibile, infatti una traslazione lungo la direzione z della superficie provoca un aumento di materiale che resiste alla pressione generata dalla vite e una conseguente diminuzione di tensione interna. Inoltre anche un aumento del raggio di raccordo dello smusso provoca un'ampia riduzione dello stress poiché, come si può notare con il metodo delle linee di forza in Figura 3.20, l'intensificazione è maggiore dove il raggio di raccordo è praticamente nullo rispetto al caso in cui è presente.

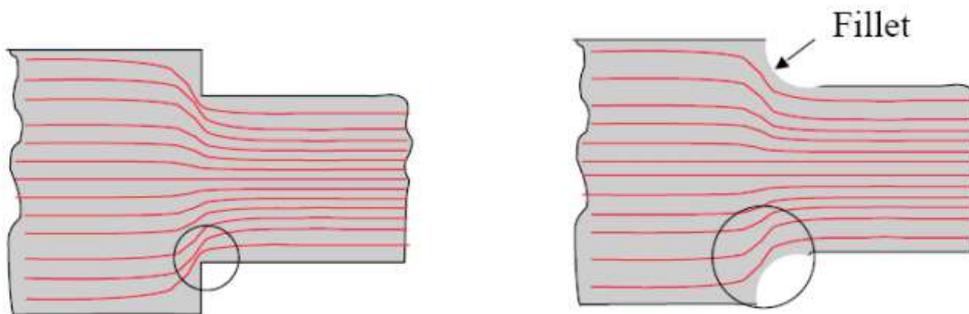


Figura 3.20

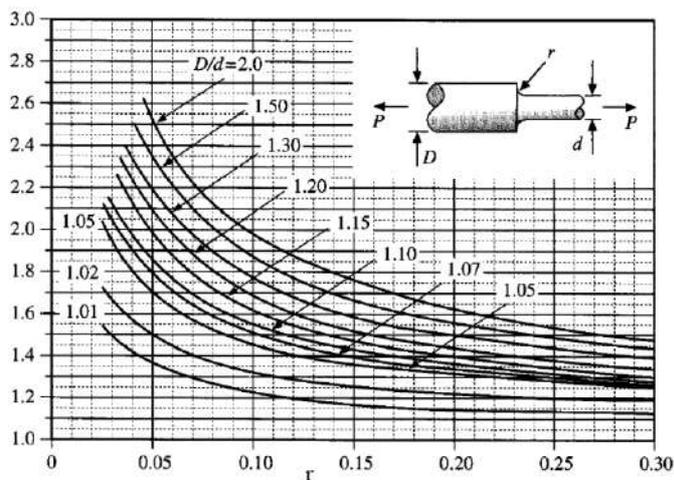


Figura 3.21

Anche la valutazione del K_t , coefficiente di intensificazione dello stress, dipende principalmente dal raggio di raccordo, infatti, come visibile in Figura 3.21, sulle ascisse abbiamo proprio tale raggio, r , e si può notare come ad una sua diminuzione corrisponde un aumento del K_t e dunque dello stress.

Questa soluzione ottimale trovata può essere applicata al submodel per vedere se la percentuale di riduzione ottenuta si mantiene costante, oppure aumenta se applicata ad una geometria con una mesh molto più fitta e con dei risultati che rispecchiano in maniera più accurata la realtà.

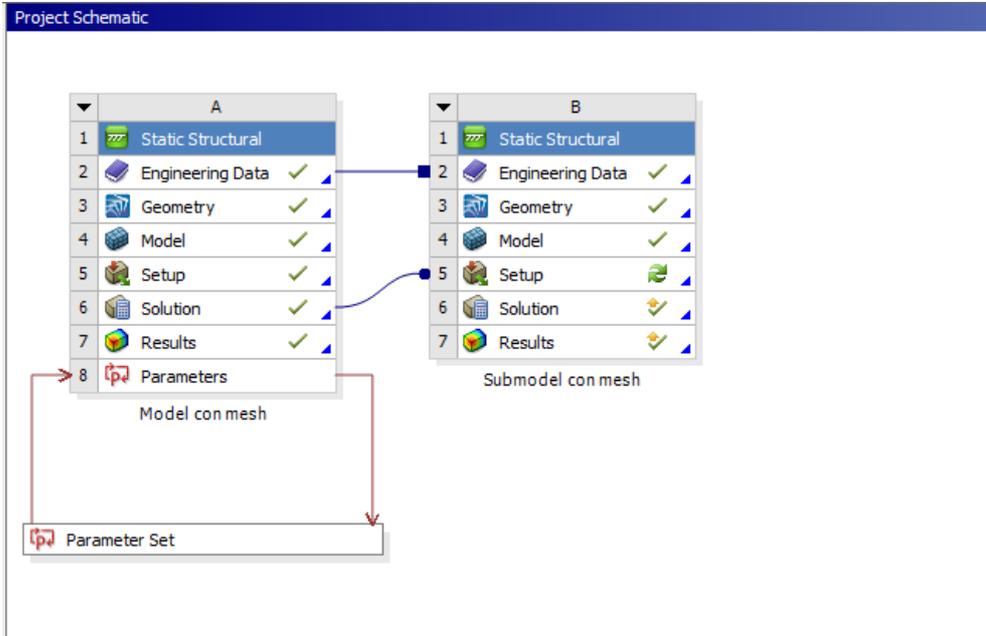


Figura 3.22

Abbiamo applicato l'RBF morph sia nel modello completo che nel sotto modello andando, come visto precedentemente, a collegare la Solution del primo con il Setup del secondo (Figura 3.22).

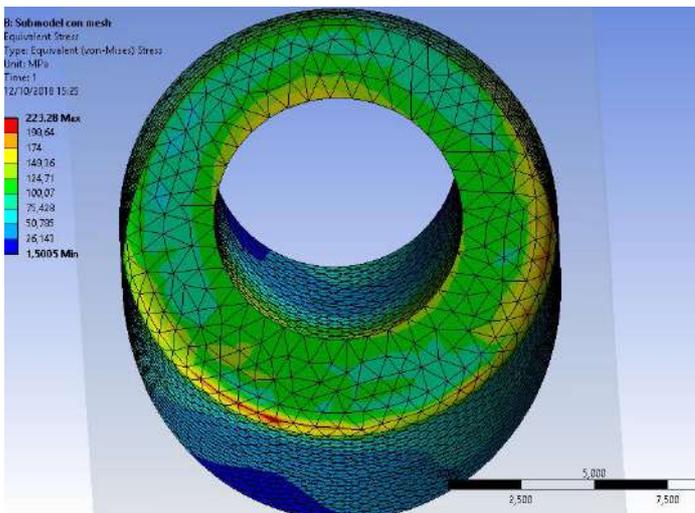


Figura 3.23

Il risultato ottenuto mostra, in Figura 3.23, che la riduzione è aumentata in maniera molto evidente, passando da un valore di 305,72 MPa ad un valore di 223,28 MPa (circa il 27 % in meno).

Dunque provando la modifica su una mesh più fitta e precisa si ottiene una riduzione di circa il doppio, infatti dal 15 % iniziale si passa al 27 %.

CONCLUSIONI

In virtù delle analisi svolte sinora, appare utile, a questo punto della trattazione, tirare le somme di quanto discusso.

L'obbiettivo che questo lavoro si proponeva era quello di effettuare un'analisi strutturale sul mozzo posteriore di un Kart da noleggio della CRG, che presentava una rottura a fatica causata da un'intensificazione di stress nella zona dove c'è la vite di serraggio per creare forzamento tra assale posteriore e il mozzo stesso, e di cercare di trovare una modifica di forma possibile per cercare di ridurre questa concentrazione di tensione presente.

Durante l'analisi strutturale siamo riusciti a capire bene il funzionamento del componente, in particolare come avviene la trasmissione del moto tra l'assale, il mozzo e quindi la ruota, e trovare nello specifico quale fosse il punto critico dal quale ha avuto inizio la frattura.

Attraverso l'utilizzo di Ansys siamo, infatti, riusciti a capire che il punto più sollecitato sotto l'applicazione di diversi carichi esterni è l'incavo, appositamente creato sul mozzo come sede per la testa della vite, ed in particolare lo smusso interno.

Dall'analisi è emerso anche che la linguetta presente sull'assale è esclusivamente un dispositivo di sicurezza che non svolge il compito di trasmettere il momento torcente tra albero e mozzo, infatti tale compito è affidato esclusivamente al forzamento, dunque alla forza di attrito, che si genera tra i due componenti prima citati. Inoltre tale forzamento ha anche il compito di bloccare la traslazione tra assale e mozzo, quando quest'ultimo è sottoposto a forze di tipo assiali, come ad esempio la forza centrifuga.

Il secondo passo effettuato in questa tesi è stato il tentativo di ottimizzazione della forma per andare a ridurre le concentrazioni di tensione.

Come visto nel Capitolo 3, le modifiche provate sono state numerose, ma non tutte hanno portato a dei risultati interessanti, infatti, nella maggior parte dei casi, abbiamo ottenuto delle riduzioni che si aggirano intorno al 3/4 % e che non farebbero aumentare adeguatamente la vita a fatica del componente.

Di particolare interesse sono invece due risultati ottenuti nel Paragrafo 3.1 e nel Sotto paragrafo 3.4.1, dunque il surface offset sullo smusso e la combinazione tra surface offset e Traslazione della superficie dove poggia la testa della vite lungo l'asse z.

E' interessante notare come in entrambi i casi la modifica che ha portato ad un buon risultato finale è stata il Surface Offset, poiché abbiamo agito direttamente sulla zona interessata dal massimo stress.

Con la seconda modifica di cui abbiamo appena parlato siamo arrivati ad una riduzione finale di circa il 15 % che permetterebbe al mozzo di avere una rottura a fatica in un tempo nettamente maggiore rispetto a quello di partenza. Inoltre, molto probabilmente la

combinazione delle tre modifiche, descritte in questo lavoro, può portare ad una diminuzione dello stress ancora maggiore rispetto al 15 %, ma, per via dei limiti nella discretizzazione del componente che la versione Ansys Students ci impone di rispettare, non siamo riusciti ad arrivare a tale risultato.

Un consiglio che darei alla CRG nel tentativo di migliorare tale componente è anche quello di provare a cambiare la vite di serraggio passando magari da una classe di resistenza 8.8, quella presente tutt'ora, ad una classe inferiore, o altrimenti di provare a sostituire il materiale del mozzo, l'alluminio, con un materiale più resistente e con delle prestazioni migliori, tenendo conto che una modifica di materiale deve essere accompagnata anche da una modifica di forma del componente, ad esempio si può andare ad utilizzare un materiale, come il titanio o l'acciaio, con un modulo di Young più elevato, ma anche con una densità e dunque un peso nettamente più elevati. Si può quindi pensare, usando tali materiali, di rendere il mozzo più piccolo, ma ottenere comunque le stesse prestazioni.

INDICE BIBLIOGRAFICO

<https://www.ansys.com/>

<http://www.rbf-morph.com/>

<http://www.spaceclaim.com/en/default.aspx>

http://www.unife.it/ing/meccanica/insegnamenti/costruzione-di-macchine-elementi-costruttivi-delle-macchine/materiale-didattico/dispense-per-il-corso/formulario_2015_1.pdf

http://www.kaemart.it/lab-prog-cad/bovisa/cascini/progetti/0910/Buzzi-Casiraghi/DINAMICA_DEL_VEICOLO.html

<http://www.kartcrg.com/it>

<http://www.kartcrg.com/it/catalogue/>

<http://scienzapertutti.lnf.infn.it/chiedi-allesperto/tutte-le-risposte/1514-0294-qual-e-il-comportamento-di-un-go-kart-durante-la-percorenza-di-una-curva-a-raggio-costante>

<https://it.wikipedia.org/wiki/Karting>

<http://www.crgrentalkart.com/>

Robert C. Juvinall e Kurt M. Marshek, *Fondamenti di costruzione di macchine*

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare il prof. Marco Evangelos Biancolini per avermi dato la possibilità di eseguire il lavoro di tesi con lui e per avermi fornito tutti gli strumenti di cui avevo bisogno per portare a compimento la mia tesi. Il correlatore Stefano Porziani per la sua disponibilità durante tutto il periodo di stesura e per tutti i suoi importanti consigli. L'ingegnere Marco Urbinati per avermi consigliato il tema principale di questo elaborato.

Infine vorrei ringraziare tutta la mia famiglia ed in particolare mia madre e mio padre, che con il loro incoraggiamento e il loro sostegno mi hanno permesso di arrivare fino a questo punto.