POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Sviluppo di un gruppo di trasmissione avanzato per applicazioni automotive

Relatore

Prof. Carlo Rosso

Candidato

Andrea Mattiaccio

Tutor aziendale

Ing. Gianantonio Cestari

Anno Accademico 2019/2020

Indice

Introduzione 4
Storia e futuro dell'auto elettrica 4
Il mercato mondiale delle auto elettriche e le politiche internazionali 6
L'innovazione del mercato attuale: le autovetture ibride 7
Il progetto *ELICSA* 8
Sommario 9
Abstract 10
Lo stato dell'arte della tecnologia ibrida elettrica 11
Toyota Corolla 1.8 Hybrid 11
Hyundai IONIQ Plug-in Hybrid 12
Nissan Rogue Hybrid 13
Honda Accord Hybrid 14
BMW i8 Coupé 15
Capitolo 1 – Scelta del layout del gruppo di trasmissione 16
1.1 – Analisi dello stato del veicolo 16
1.2 – Valutazione dei componenti richiesti 21
1.3 – Definizione del layout e delle configurazioni di funzionamento 22
1.3.1 – Configurazione All Wheel Drive (*AWD*) 23
1.3.2 – Configurazione antislittamento (*AS*) 24
1.3.3 – Configurazione range-extender (*RE*) 25
Capitolo 2 – Dimensionamento del rotismo differenziale 26
2.1 – Considerazioni preliminari e analisi delle configurazioni 26
2.2 – Applicazione del metodo della ruota cilindrica equivalente 28
2.3 – Richiami sulla geometria delle ruote coniche 31
2.4 – Dimensionamento a flessione dei solari e dei satelliti 33
2.5 – Verifica a fatica per flessione e pitting per le ruote coniche secondo normativa ISO 6336 35
2.5.1 – Verifica a fatica per flessione 35
2.5.2 – Verifica a fatica per pitting 38
2.6 – Verifica a pitting 42
2.7 – Riepilogo delle ruote dentate 44
2.8 – Dimensionamento preliminare degli alberi in uscita dal differenziale 45
Capitolo 3 – Dimensionamento della struttura di sostegno del rotismo differenziale 49
3.1 – La gabbia 49
3.1.1 – Dimensionamento delle viti 51

3.2 – La crociera 54
3.2.1 – Verifica a snervamento della crociera per via analitica 54
3.3 – Il coperchio 57
3.4 – Verifiche FEM 58
3.5 – Assieme del differenziale 60
Capitolo 4 – Innesto di bloccaggio del differenziale 62
4.1 – Scelta del layout dell'innesto 62
4.2 – Dimensionamento dei leveraggi 65
4.3 – Dimensionamento del corpo frizione 70
4.3.1 – Dimensionamento dei dischi di frizione 70
4.3.2 – Dimensionamento del mozzo porta dischi 73
4.3.3 – Dimensionamento del componente condotto 74
4.3.4 – Assieme del corpo frizione 76
4.5 – Dimensionamento del collare di manovra 77
4.6 – Dimensionamento della molla di regolazione del carico 79
4.6.1 – Scelta della molla e impostazione dei parametri 79
4.6.2 – Layout della struttura di sostegno della molla 80
4.7 – Disposizione della camma e dimensionamento dell'attuatore 83
Capitolo 5 – Valutazione del sistema complessivo 88
5.1 – Calcolo delle forze trasmesse dalla ruota *gleason* 88
5.2 – Valutazione delle criticità, modifica del layout 90
5.3 – Modifica dei componenti 92
5.3.1 – Riprogettazione del collare di manovra 92
5.3.2 – Modifiche dell'albero del differenziale e del mozzo frizione 94
5.4 – Calcolo delle reazioni vincolari 96
5.5 – Scelta e verifica dei cuscinetti 98
5.6 – Verifica a fatica degli alberi del differenziale 101
Conclusioni 106
Bibliografia 107
Sitografia 108

Introduzione

Storia e futuro dell'auto elettrica

La realizzazione dei primi prototipi di auto elettrica a batteria non ricaricabile (abbreviata in BEV, battery electric vehicle) è attribuita a diverse persone tra il 1828 e il 1835. L'interesse nei confronti di questa tecnologia crebbe soprattutto in seguito all'invenzione della prima batteria ricaricabile da parte di Gaston Planté, nel 1859, e in seguito ai miglioramenti effettuati da Camille Faure su questa tecnologia nel 1881. Nella seconda metà del 1800 lo sviluppo della propulsione elettrica venne affiancata dalla sperimentazione e progresso di altri tipi di propulsione, soprattutto i motori a vapore e i motori a combustione interna. Tra la fine del XIX secolo e gli inizi del XX, le auto elettriche videro un periodo di grande popolarità. Nel 1897 a Londra si diffusero i primi taxi elettrici, soprannominati "hummingbirds", ovvero Colibrì in italiano, soprannome derivante dal rumore che essi emettevano, simile ad un ronzio. Questo tipo di motore aveva numerosi vantaggi rispetto al motore a combustione interna, altra tecnologia maggiormente favorita per la propulsione terrestre a quel tempo. Tali vantaggi erano la silenziosità, il ridotto quantitativo di vibrazioni, l'assenza di gas maleodoranti, la facilità di avviamento e soprattutto il fatto che non avessero bisogno di una trasmissione a ingranaggi tra motore e ruote e anzi fossero facilmente controllabili grazie alla natura elettrica del sistema di propulsione. Unico vero ostacolo alla loro diffusione fu la necessità di infrastrutture per la ricarica. Questo ostacolo potè essere superato facilmente solo da una parte della popolazione, ovvero da chi in seguito alla diffusione nelle abitazioni della corrente elettrica fu abbastanza facoltoso da poterne usufruire. Maggiore efficacia sul superamento di questo ostacolo ebbe invece la nascita di un servizio di cambio batterie da parte di alcune società. La diffusione dell'auto elettrica raggiunse un picco nel 1910, era il veicolo maggiormente diffuso nella classe medio-alta.

Il 1920 aprì un periodo negativo per il motore elettrico: l'intensificazione delle infrastrutture stradali e quindi l'aumento della distanza percorsa con veicoli personali, fu una sfida troppo grande per la ridotta autonomia dei veicoli elettrici e la loro bassa velocità di marcia, essi erano più adeguati all'utilizzo in città piuttosto che per i lunghi viaggi. Nello stesso periodo inoltre fu scoperto un grosso numero di giacimenti petroliferi, cosa che aumentò notevolmente la disponibilità di carburante per i motori endotermici. In questo panorama, l'attenzione si spostò maggiormente dai motori elettrici a quest'ultima tecnologia. I miglioramenti decisivi furono la sostituzione dell'avviamento manuale del motore con un apposito motore elettrico di avviamento e il progresso nella riduzione del rumore. Il costo della tecnologia fu determinante nel confronto tra i due motori: mentre le auto elettriche erano sempre più costose, quelle a combustione interna ebbero un notevole abbattimento dei costi, in quanto ci fu interesse nel produrle in serie, processo produttivo che nacque nello stesso periodo.

Per un lungo periodo di tempo, l'attenzione venne del tutto monopolizzata dai motori a combustione interna. Solo nel 1960 le auto elettriche ebbero un debole ritorno sulla scena del progresso in campo automobilistico. Anche se nel decennio degli anni '60 '70 nessun modello di auto elettrica entrò mai in produzione, diversi carmakers proposero delle utilitarie a motore elettrico. Esse erano spinte dalla volontà di proporre sempre idee innovative in campo automotive, con soluzioni pensate per il consumatore medio. Questo fu possibile anche grazie ai notevoli progressi sulle batterie, rese più leggere e più rapide nella ricarica.

La crisi energetica tra gli anni '70 e '80, causa di una brusca impennata dei prezzi del petrolio da parte dei paesi dell'OPEC, fu causa del rinnovato interesse nell'auto elettrica. Altra causa determinante fu il crescente interesse dei governi e dell'opinione pubblica nei confronti della questione ambientale, testimoniata soprattutto dalla nascita e lo sviluppo di varie associazioni tra cui soprattutto la *CARB*, California Air Resources Board (1967). Essa riveste tutt'ora il ruolo di stabilire lo standard per le emissioni dei veicoli. La *CARB* negli anni '90 sottolineò la necessità di innovazione nel campo dei veicoli a basse emissioni e a zero emissioni, cosa quest'ultima che spinse i maggiori produttori di auto a realizzare nuovi modelli di auto elettriche.

Ci furono controversie legate alla reazione delle case automobilistiche alle pressioni del *CARB* sul mercato. Esse infatti, contrarie alla politica imposta dalla società, produssero modelli di auto elettriche senza incentivare mai realmente i loro acquirenti all'utilizzo di questi veicoli rispetto ai tradizionali a motore a combustione interna. Molte grandi società infatti impedirono persino la vendita di tali automobili, concedendo solamente contratti di leasing.

Nonostante la loro difficoltosa e ostacolata diffusione, le auto elettriche continuarono a progredire tecnologicamente, fino a raggiungere un nuovo livello nel 2000, soprattutto grazie all'applicazione della tecnologia MOSFET (transistor metallo-ossido-semiconduttore a effetto di campo), sviluppata già a partire dal 1959, e delle batterie a ioni di litio. Queste applicazioni portarono alla costruzione di veicoli elettrici più economici e con maggiore autonomia. Tra il 2004 e il 2008 la società californiana *Tesla Motors* sviluppò la prima auto elettrica a integrare le tecnologie citate, producendo in serie la *Tesla Roadster*. Essa raggiunse livelli di autonomia mai visti prima. In seguito, fino al 2015, la casa automobilistica ideò altri due modelli.

Nello stesso periodo altri produttori realizzarono modelli di auto elettriche, ad esempio nel 2010 la *Nissan* fu il primo grande produttore di automobili a distribuire un veicolo elettrico moderno sul mercato di massa.

La *Tesla Motors* detiene attualmente una posizione elevata nel mercato azionario, superiore a storici produttori come *Ford* e *General Motors*. La sua capitalizzazione di Borsa è di 10 volte superiore al suo patrimonio netto, anche se *Tesla Motors* risulta un produttore "giovane" e con cifre di produzione nettamente inferiori rispetto alle major del mercato, agli occhi degli investitori l'azienda risulta il maggiore innovatore del campo automotive. La società è molto lontana dalle

precedenti per volumi produttivi annuali di veicoli e soprattutto per risultato, ovvero fatturato e utile prodotti. Essa dal primo anno di attività a oggi ha registrato una perdita costante.

Quello che oggi convince maggiormente della società californiana è l'obbiettivo di avvicinarsi ad una fascia di mercato più bassa e ampia con l'ultima *Tesla Model 3*, venduta attualmente al prezzo di un'automobile di fascia medio-alta. I primi modelli prodotti dall'azienda rientravano nel mercato delle auto di lusso, quindi questo obbiettivo mette in luce la volontà di cambiamento e adattamento al mercato di massa da parte dell'azienda, ultimo grande ostacolo alla piena diffusione delle auto elettriche.

Questo fenomeno mostra come l'auto elettrica goda attualmente di piena fiducia da parte degli investitori, considerata una tecnologia in grado di eguagliare in futuro il primato storicamente detenuto dalle auto a motore endotermico.

Il mercato mondiale delle auto elettriche e le politiche internazionali

Secondo uno studio del *Boston Consulting Group*, le stime recenti del mercato ci consentono di ipotizzare una presenza di auto elettriche e ibride plug-in del 30% sul mercato nel 2025 e del 51% nel 2030. Questa previsione considera come fattori di supporto gli incentivi governativi, la crescente stretta sulle emissioni e i costi delle batterie (sempre più performanti e meno costose). In particolare, lo studio rileva piani di investimento da parte delle 29 maggiori case automobilistiche per un totale di 300 milioni di dollari nei prossimi 10 anni.

A livello mondiale la più nota iniziativa a favore delle auto elettriche è la campagna EV30@30. Essa nasce nel 2017 all'evento *CEM8* (ottavo *Clean Energy Ministerial*) e a partire dalle considerazioni sulla gravità dell'inquinamento e i cambiamenti climatici causati dalle emissioni di carbonio, vede nel crescere della diffusione della tecnologia elettrica la possibilità di un rapido e concreto cambiamento. I paesi attualmente partecipanti all'iniziativa (Canda, Francia, Giappone, Norvegia, Cile, Germania, Olanda, Svezia, Cina, India, Nuova Zelanda, Regno Unito e Finlandia) puntano a incrementare del 30% le vendite di veicoli elettrici entro il 2030.

Nel 2018 il numero di auto elettriche nel mondo era di 5.1 milioni, più del doppio dell'anno precedente. Questa tecnologia è soprattutto diffusa nella Repubblica popolare cinese, infatti il 45% del totale dell'auto appartiene alla Cina, seguita dal 24% dall'Europa e il 22% dagli USA. Per definire le case automobilistiche più attive nella vendita di auto elettriche viene definito l'*Automotive Electrification Index*, ideato dalla società di consulenza globale *AlixPartners*, che si basa sulla distanza percorsa trimestralmente da un veicolo elettrico senza ricorrere alla ricarica o al motore a combustione interna per quanto riguarda le ibride.

Un caso unico in questo mercato è rappresentato dalla Norvegia, che grazie a delle politiche fortemente incentivanti nei confronti dell'elettrico, relative all'esenzione dalle tasse auto, parcheggi gratuiti e un'efficiente e diffusa rete di ricarica. Nel traffico norvegese il 49,1% dei mezzi è elettrico o ibrido, mentre un'auto nuova su tre è completamente elettrica. Ciò rappresenta un autentico record mondiale.

In Italia si contavano 5000 veicoli elettrici nel 2017 e il doppio nell'anno successivo. Si riscontra un avanzamento più lento rispetto agli altri paesi ma comunque una crescita costante. Il problema risulta essere soprattutto la scarsità di punti di ricarica, infatti diverse aziende tra cui anche *Enel* stanno investendo nell'ampliamento della rete. In generale risulta presente l'interesse da parte del paese nei confronti della tecnologia.

L'innovazione del mercato attuale: le autovetture ibride

La storia delle auto ibride è parallela a quella delle auto elettriche: nate nello stesso tempo della ricerca della miglior proposta per la propulsione terrestre su veicoli personali, superate dai più economici e performanti motori a combustione interna, rinate con la crisi del petrolio e la questione ambientale. La tecnologia ibrida comunque ha incontrato minori ostacoli rispetto a quella elettrica, ciò è detto soprattutto sulla base del confronto delle vendite di mercato tra veicoli *EV* e *HEV*, determinate dalla differenza di prezzo.

Anche se non sono veicoli a emissioni zero, rientrano nei discorsi precedenti relativi a incentivi e investimenti. Considerando i modelli plug-in, rientrano anche nel discorso della copertura di rete per la ricarica. Esse rappresentano un prodotto più vicino al mercato di massa, i volumi di vendita sono di fatto nettamente superiori rispetto a quelli delle auto elettriche. Nei maggiori mercati automotive (USA e Cina soprattutto), negli ultimi 5 anni tra i modelli più venduti figurano auto ibride. I dati sono reperiti dal *Global Auto Database*.

Secondo il sito della *European Automobile Manufacturers Association*, il mercato delle auto ibride in Europa (e in generale quello delle auto a zero emissioni e basse emissioni) è in crescita, anche se si nota una forte variazione nella diffusione nelle nazioni europee.

Il progetto *ELICSA*

In questo scenario, dal 2016 il settore R&D dell'azienda *Turintech* porta avanti il progetto *ELICSA*, progetto autofinanziato che consiste nel trasformare una *500L* a trazione termica tradizionale in un veicolo *PHEV* del tipo *ibrido serie*. Lo scopo è di acquisire know-how in diversi settori:

- Trazione elettrica in generale
- Controllo e gestione dei motori
- Impiantistica di contorno nella trazione elettrica
- Dinamica del veicolo
- Motogeneratori *Wankel*
- Guida autonoma

Per quanto riguarda l'aspetto della propulsione ibrida, l'impostazione del progetto è simile alla situazione in cui un carmaker voglia aggiungere al suo parco auto un veicolo con questa tecnologia di propulsione, partendo da una carrozzeria già realizzata e pensata per un modello a propulsione termica e dotarla di trazione elettrica.

Attualmente l'avanzamento dei lavori ha permesso di rendere l'automobile *full electric*, sono state installate due coppie di motori elettrici e batterie nella parte anteriore e, grazie a modifiche meccaniche alla sospensione posteriore, anche nella parte posteriore. Il sistema di propulsione è del tipo *AWD*, *All Wheel Drive*, si ha quindi la possibilità di avere *4* ruote traenti indipendenti.

Sommario

In questa tesi viene trattata la conversione dell'attuale sistema di propulsione *full electric* montato sulla vettura in un sistema *ibrido serie.* Il sistema *full electric*, con *4* ruote traenti indipendenti, presenta due problemi principali:

- Autonomia limitata
- Inattività dei motori in caso di slittamento

Il problema dell'autonomia sarà risolto con l'integrazione di un sistema di ricarica batterie a motore endotermico, che consentirà di triplicare la massima autonomia. La conversione finale a veicolo ibrido sarà realizzata tramite l'inserimento di un motore *Wankel* nel sistema. Esso sarà collegato ad uno dei motori elettrici, che acquisirà la funzione secondaria di generatore, il motore termico quindi avrà lo scopo di ricaricare le batterie e non di generare corrente elettrica in fase di marcia per alimentare i motori elettrici. Risulta necessario dunque poter escludere dalla propulsione uno dei motori elettrici e poterlo collegare al motore termico per la fase di ricarica.

Il secondo problema risulta particolarmente critico: senza un'elettronica efficiente, in caso di perdita di aderenza di una ruota, la potenza del motore ad essa collegato non risulta sfruttabile, determinando la riduzione della potenza sfruttabile per la trazione. A prescindere dall'elettronica, risulta indispensabile avere la possibilità di rendere solidali le ruote, consentendo di deviare la potenza del motore relativo alla ruota slittante, sulla ruota in presa.

Dalla necessità di risolvere questi problemi è nata l'idea di un gruppo di trasmissione avanzato, in grado di poter assumere diverse configurazioni in base alle condizioni di guida, quali marcia in città, marcia per lunghi viaggi e marcia su fondo stradale in cattive condizioni. L'obiettivo dell'attività di tesi svolta presso l'azienda *Turintech* è stato quella di definire il layout di questo sistema di trasmissione e di progettarne i componenti meccanici coerentemente con i limiti costruttivi e i requisiti di funzionamento.

Le fasi di questo lavoro con i relativi risultati sono descritte nei capitoli seguenti.

Abstract

In this thesis, the conversion of the full electric powertrain mounted on the vehicle in a series hybrid is concerned. A full electric system with 4 independent tractor wheels, have two main problem:

- Limited range
- Engines inactivity in slip conditions

To fix the limited range, a battery charger system, consisting of a combustion engine fitted to an electric engine, will be integrated. The final conversion in hybrid propulsion will be achieved with a *Wankel engine*. It will be able to triplicate the current range. The electric engine connected to the thermic one will have the double function of propulsor and electric generator. The *Wankel* engine won't supply electricity to the system during driving, it will only refill the batteries. Disconnect one of the electric engines from the wheels to connect to the thermic motor is so needed.

The second issue is critic: without an efficient electronic system, in slip conditions the power of the engine related to the slipping wheel, will be lost, causing a traction reduction for driving. However, the possibility to connect wheels to recover power from the engine of the slipping wheel, it's very important.

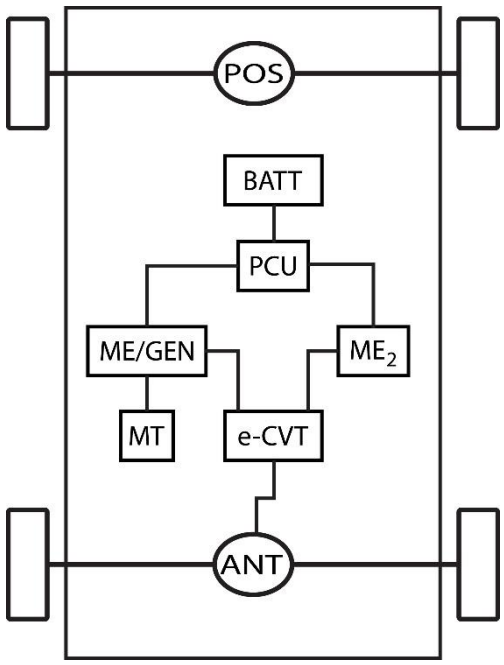
The need of solve these problems, suggests the idea of an innovative drivetrain unit, able to change configuration according to driving conditions. The aim of this thesis work, carried out at *Turintech* company, was to define the layout system and to design all needed components according to constructive restrictions and functions required.

In the next chapters are described the work phases and the objectives reached by the activity.

Lo stato dell'arte della tecnologia ibrida elettrica

Sono scelti dei modelli di auto ibride per valutare lo stato dell'arte. Sono state considerate alcune delle vetture ibride più vendute in modo da avere una panoramica su diversi tipi di layout.

Toyota Corolla 1.8 Hybrid

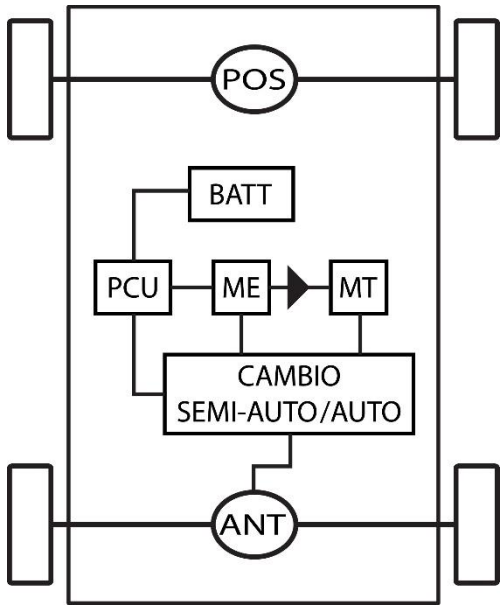


- *Motore termico (MT):* *72 kW – 1800 cm³ ciclo Atkinson*
- *Motore elettrico (ME_2):* *53 kW*
- *Sistema ibrido:* *90 kW*
- *Batteria (BATT):* *ioni di litio - 207,2 V*
- *Trasmissione e-CVT*
- *Frenata rigenerativa*

Figura 1 – Layout e specifiche tecniche della Toyota Corolla

Alle basse velocità, la trazione della Toyota Corolla può essere completamente elettrica e ciò è realizzato attraverso il motore elettrico *ME_2*. Per le accelerazioni, per superare le pendenze e per le velocità più alte, entra in funzione il motore termico *MT.* Esso può trascinare direttamente le ruote, o generare corrente per il motore elettrico ad esso collegato (*ME/GEN*). Quest'ultimo inoltre può avviare il motore termico funzionando da *starter*. In condizioni di massima efficienza, il motore termico e i due motori elettrici funzionano contemporaneamente. Sono collegati al sistema di trasmissione *e-CVT*, in grado di attuare una trasmissione di potenza in un intervallo continuo di rapporti. Il motore *ME/GEN* può ricaricare la batteria assorbendo potenza dal motore termico, mentre entrambi i motori elettrici possono agire per recuperare energia attuando la frenata rigenerativa sul veicolo. L'intero sistema è gestito dalla *power control unit (PCU)*. Essa ottimizza l'efficienza della vettura, impostando i flussi di potenza dai vari motori alle ruote e la ricarica della batteria per mezzo del motore termico. Gestisce inoltre l'*e-CVT* in base alle condizioni di guida, la trasmissione di potenza dai diversi motori è attuata mediante rotismi epicicloidali.

Hyundai IONIQ Plug-in Hybrid

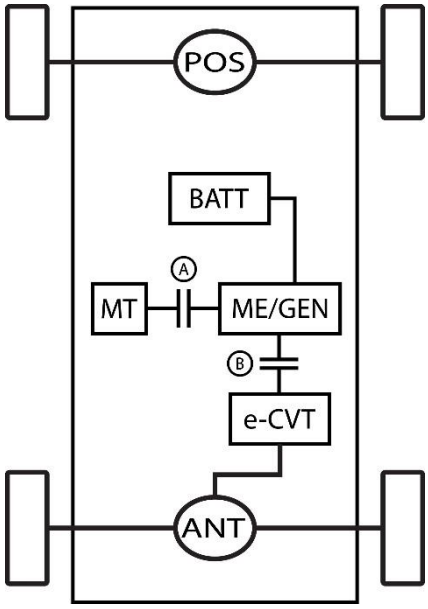


- *Motore termico (MT):* *77 kW – 1600 cm^3 ciclo Atkinson*
- *Motore elettrico (ME):* *44,5 kW*
- *Sistema ibrido:* *103,7 kW*
- *Batteria (BATT):* *ioni di litio – 8,9 kWh autonomia di 63 km ricarica in 2h 15' (16 A – 230 V)*
- *Cambio semiautomatico a doppia frizione*
- *Frenata rigenerativa selettiva, 4 livelli selezionabili*

Figura 2 – Layout e specifiche tecniche della Hyundai IONIQ Plug-in Hybrid

Questa vettura può essere ricaricata anche attraverso la rete domestica, in tal caso i tempi di ricarica possono arrivare a *4h*. Questa vettura può essere guidata in modalità elettrica, termica o ibrida. Il motore elettrico *ME* può funzionare alle basse velocità e come starter del motore termico *MT*. Quest'ultimo entra in funzione autonomamente nel caso in cui sia necessaria una maggiore accelerazione o si debba superare una pendenza. Il motore termico in tal caso non ricarica la batteria e non trascina il motore elettrico. La *power control unit (PCU)* definisce le condizioni di funzionamento della guida ibrida, valutando i casi in cui sia richiesta l'azione del motore termico per le accelerazioni. Essa inoltre gestisce il sistema in base alla modalità impostata dal conducente. Nella modalità *ECO*, la *PCU* ottimizza i consumi governando l'azione del motore elettrico e del motore termico. Gestisce automaticamente il cambio a doppia frizione. In questa modalità, il conducente può regolare l'intensità della frenata rigenerativa. La forza del sistema frenante ha *4* livelli di intensità crescenti, all'aumentare del livello aumenta l'energia assorbita per ricaricare la batteria. Nella modalità *SPORT*, il cambio semi-automatico è gestito completamente dal conducente e la *PCU* coordina il sistema per fornire la massima accelerazione al veicolo da parte del sistema ibrido. Nelle due modalità, la scelta del livello della frenata rigenerativa e il cambio di marcia può essere impostato da una coppia di levette presenti sul volante. Le levette svolgono entrambe le funzioni a seconda che la modalità di guida sia impostata su *ECO* o *SPORT*.

Nissan Rogue Hybrid

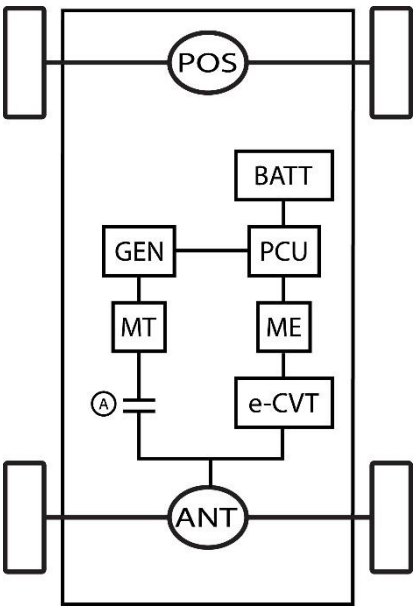


- *Motore termico (MT): 103,7 kW – 2000 cm^3*
- *Motore elettrico (ME/GEN): 29,4 kW*
- *Sistema ibrido: 129,4 kW*
- *Batteria (BATT): ioni di litio – 202 V*
- *Trasmissione e-CVT*
- *Frenata rigenerativa*

Figura 3 – Layout e specifiche tecniche della Nissan Rogue Hybird

Questa vettura può essere guidata col solo motore elettrico *ME/GEN* alle basse velocità, per superare pendenze e in caso di richiesta di maggiore accelerazione entra in funzione il motore termico *MT*. Il motore elettrico avvia inoltre il motore termico. I motori possono funzionare insieme costituendo il sistema ibrido del veicolo. Il motore elettrico può anche essere escluso dalla trazione e funzionare esclusivamente da generatore per la ricarica della batteria, mentre il motore termico attua la trazione attraverso l'innesto *B*. Il sistema è regolato attraverso le frizioni *A* e *B* e la trasmissione *e-CVT*. In guida puramente elettrica, la frizione *B* è chiusa consentendo al motore elettrico di azionare le ruote, la frizione *A* è invece aperta per poter escludere il motore termico. Quando viene richiesta l'azione del motore termico, la frizione *B* è disinnestata mentre viene innestata la frizione *A*. Raggiunto un numero di giri sufficiente dal motore termico, la frizione *B* è nuovamente chiusa e si ha il funzionamento ibrido per il veicolo.

Honda Accord Hybrid

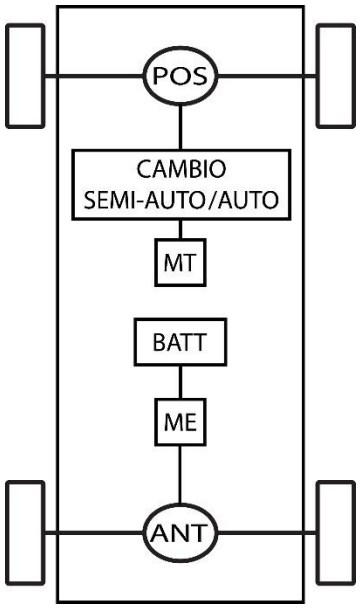


- *Motore termico (MT): 105,2 kW – 2000 cm^3 ciclo Atkinson*
- *Motore elettrico (ME): 133 kW*
- *Sistema ibrido: 155,9 kW*
- *Batteria (BATT): ioni di litio – 1,3 kWh*
- *Cambio e-CVT*
- *Frenata rigenerativa*

Figura 4 – Layout e specifiche tecniche della Honda Accord Hybrid

Questa vettura può essere guidata in modalità elettrica alle basse velocità e in modalità ibrida attraverso l'azione della *power control unit (PCU)*, che definisce il flusso di potenza dal motore termico all'elettrico e la quantità di potenza assorbita per la ricarica della batteria. In modalità ibrida il motore elettrico è trascinato dal motore termico, quest'ultimo lavora a regimi che consentono di avere la massima efficienza per i consumi della vettura. L'azione del motore elettrico sulla trazione è gestita dalla *PCU* attraverso la trasmissione *e-CVT*. La propulsione ibrida è attiva se viene richiesta una maggiore accelerazione o se è necessario superare pendenze. Questa vettura è inoltre dotata di una frizione che può collegare il motore termico direttamente alle ruote. Ciò può avvenire solo oltre una certa soglia di velocità e in tal caso il motore elettrico *ME* non è in funzione. In questa modalità il motore termico inoltre ricarica la batteria trascinando il generatore *GEN*.

BMW i8 Coupé



- *Motore termico (MT): 170 kW – 1500 cm^3*
- *Motore elettrico (ME): 105 kW*
- *Sistema ibrido: 275 kW*
- *Batteria (BATT): ioni di litio – 11,6 kWh*
  autonomia di 52 km
  ricarica in 2h 24' (16 A – 230 V)
- *Cambio semiautomatico*
- *Frenata rigenerativa selettiva*

Figura 5 – Layout e specifiche tecniche della BMW i8

Questa vettura è un'ibrida plug-in, quindi la batteria è ricaricabile direttamente dalla rete. Ha diverse modalità di trazione grazie alla collocazione di due motori indipendenti sulle ruote anteriori e quelle posteriori. La trazione può essere quindi anteriore, posteriore o integrale. L'impiego dei motori è gestito sulla base del tipo di guida impostato dal conducente. La *COMFORT MODE* sfrutta il motore elettrico fino a circa *60 km/h*, il motore termico viene poi attivato per raggiungere velocità maggiori. In tal caso il cambio è automatico. La *ECO PRO MODE* sfrutta entrambi i motori per ottimizzare i consumi della vettura. La *SPORT MODE* invece imposta il sistema in modo da fornire la massima accelerazione. In tal caso il funzionamento del cambio è semi-automatico, il conducente cambia le marce. Inoltre, la frenata generativa è impostata sulla massima intensità per aumentare la quantità di potenza assorbita per ricaricare la batteria.

Capitolo 1 – Scelta del layout del gruppo di trasmissione

1.1 – Analisi dello stato del veicolo

Il veicolo ha subito diverse modifiche dall'inizio del progetto, atte a consentire il montaggio del sistema di propulsione elettrico. Oltre alla rimozione del motore a combustione interna, è stato necessario modificare la sospensione posteriore, sostituendo l'originale a ruote interconnesse con un *Ponte De Dion* e un *parallelogramma di Watt*, adeguando poi molle e ammortizzatori alla nuova distribuzione delle masse.

Il *Ponte De Dion* è un tipo di sospensione a ponte rigido in cui i mozzi ruota sono collegati direttamente al telaio con collegamenti di sezione tubolare. Questa struttura prevede il collegamento del differenziale al telaio del veicolo, escludendolo così dalle masse non sospese, un vantaggio per il funzionamento dinamico e il comfort di guida della vettura.
Il *parallelogramma di Watt* è una configurazione particolare del meccanismo denominato quadrilatero articolato, ha lo scopo di impedire spostamenti laterali delle masse non sospese rispetto al telaio.

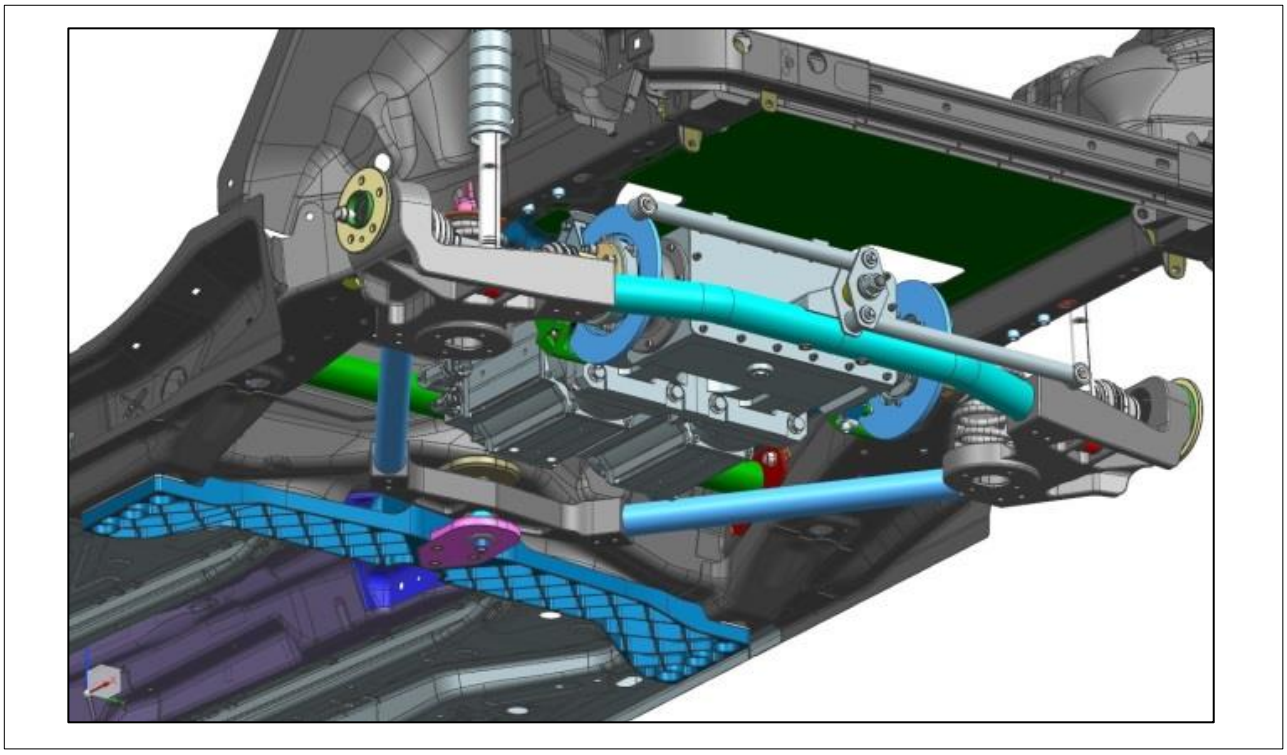


Figura 1.1 – Sospensione posteriore del veicolo

La sospensione anteriore è rimasta invece invariata, sono stati collocati quattro motori elettrici da *18 kW* disposti longitudinalmente nel veicolo.

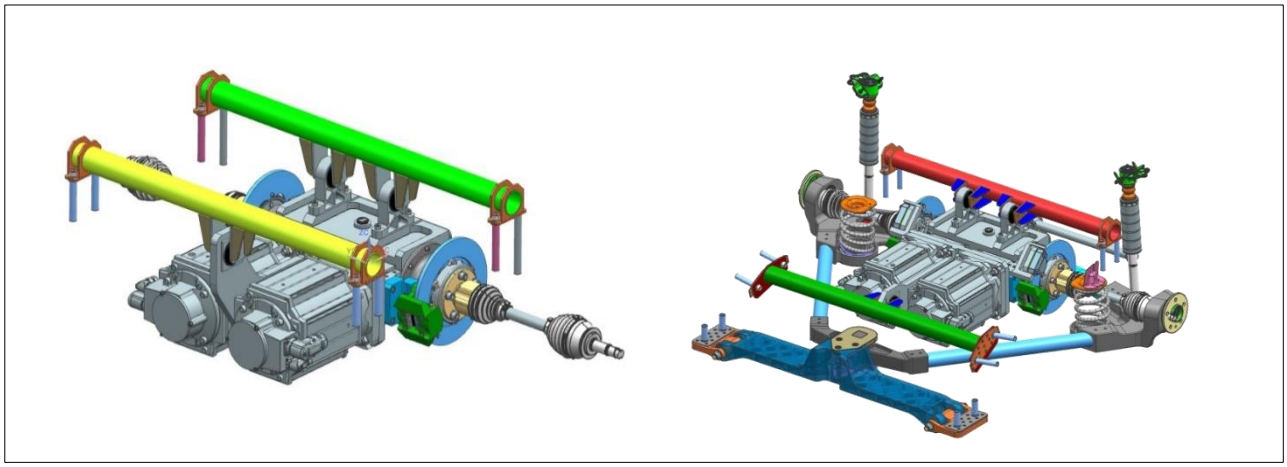


Figura 1.2 – Schema della disposizione dei motori elettrici nella parte anteriore (a sinistra) e nella parte posteriore (a destra)

I motori sono alimentati da quattro batterie a ioni di litio ognuno disposte in due coppie tra anteriore e posteriore. Ogni coppia di batterie è montata con un sistema di controllo elettronico, formato da inverter in grado di controllare i motori in coppia o velocità e una centralina che definisce la velocità dei motori in funzione dell'angolo di sterzata.

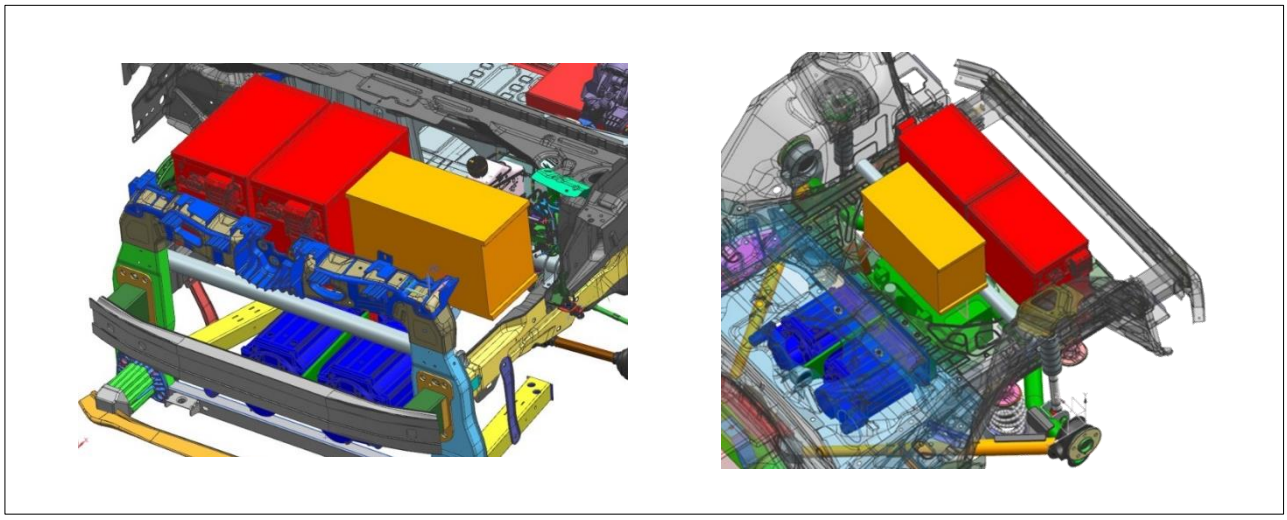


Figura 1.3 – Schema della disposizione delle batterie nella parte anteriore (a sinistra) e nella parte posteriore (a destra)

I motori sono collegati alle ruote tramite una coppia di ruote coniche *Gleason* con rapporto di trasmissione pari a *2*. Queste ruote coniche sono contenute in un carter, realizzato appositamente per questa funzione e anche per collegare le ruote al pianale, sostenere i semiassi e il sistema frenante. In corrispondenza dell'uscita degli assi dal carter sono montati due freni a disco idraulici.

SPECIFICA	DATI
Tipologia motore	*Brushless trifase a magneti permanenti*
Potenza continua	*18 kW (24,5 CV)*
Coppia massima a regime	*100 Nm*
Coppia a rotore bloccato	*140 Nm*
Velocità massima di rotazione	*2700 rpm*
Potenza di picco	*100 kW*
Tipo batterie	*Ioni di litio*
Tensione massima batterie	*100,8 V (DC)*
Massa batterie	*34 kg*
Ingombro batterie	*430 x 230 x 270 mm^3*

Tabella 1.1 – Specifiche dei motori elettrici e delle batterie

Il gruppo di trasmissione che si vuole realizzare sarà montato all'interno del carter che attualmente contiene le coppie di ruote coniche. Esso non è da considerare un componente definitivo ai fini del lavoro, in quanto viene presa in considerazione l'eventualità di realizzare opportune modifiche per garantire l'inserimento e la montabilità del gruppo di trasmissione. Si considerano però modifiche contenute, dunque il volume interno del carter viene preso come riferimento per l'ingombro totale del gruppo dei componenti.

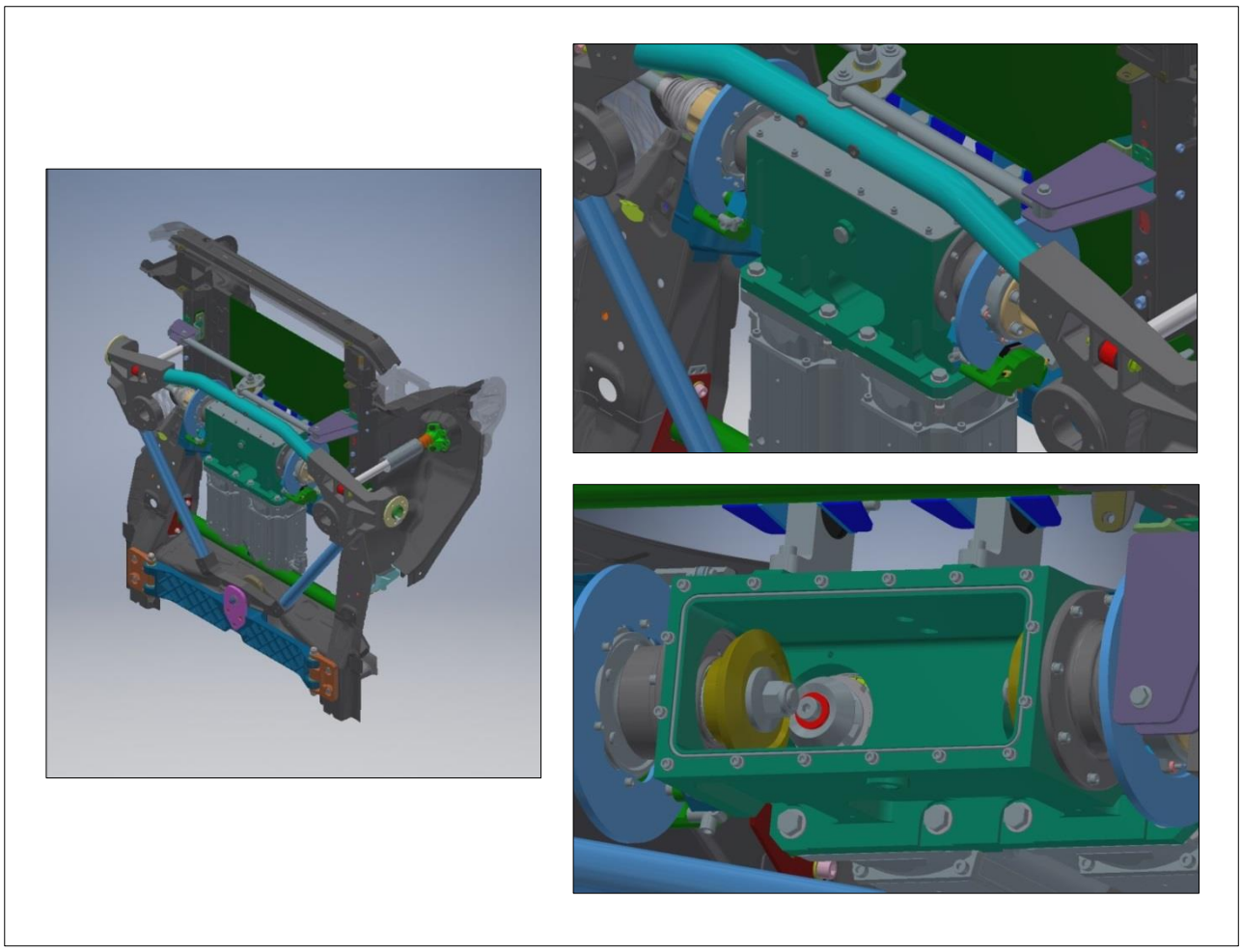


Figura 1.4 – Posizione e dettaglio del carter in cui sarà montato il gruppo di trasmissione

Il carter definisce gli assi dei componenti rotanti della trasmissione ed è caratterizzato ad un ingombro interno di circa *351 x 164 x 139 mm*^{3}. Notare che per sostenere i semiassi del veicolo e per sostenerne quindi la cuscinetteria, sono sfruttati due componenti montati direttamente sul carter, gli stessi componenti su cui sono montati i freni a disco. Tali componenti saranno sostituiti da altri con la stessa funzione ma adattati in base ai nuovi elementi aggiunti con il sistema di trasmissione. Oltre all'ingombro interno del carter dunque, si considera anche la possibilità di sfruttare questi elementi. L'obiettivo del lavoro però sarà quello di limitare le modifiche il più possibile, cercando di sfruttare quanto già realizzato in precedenza per il veicolo.

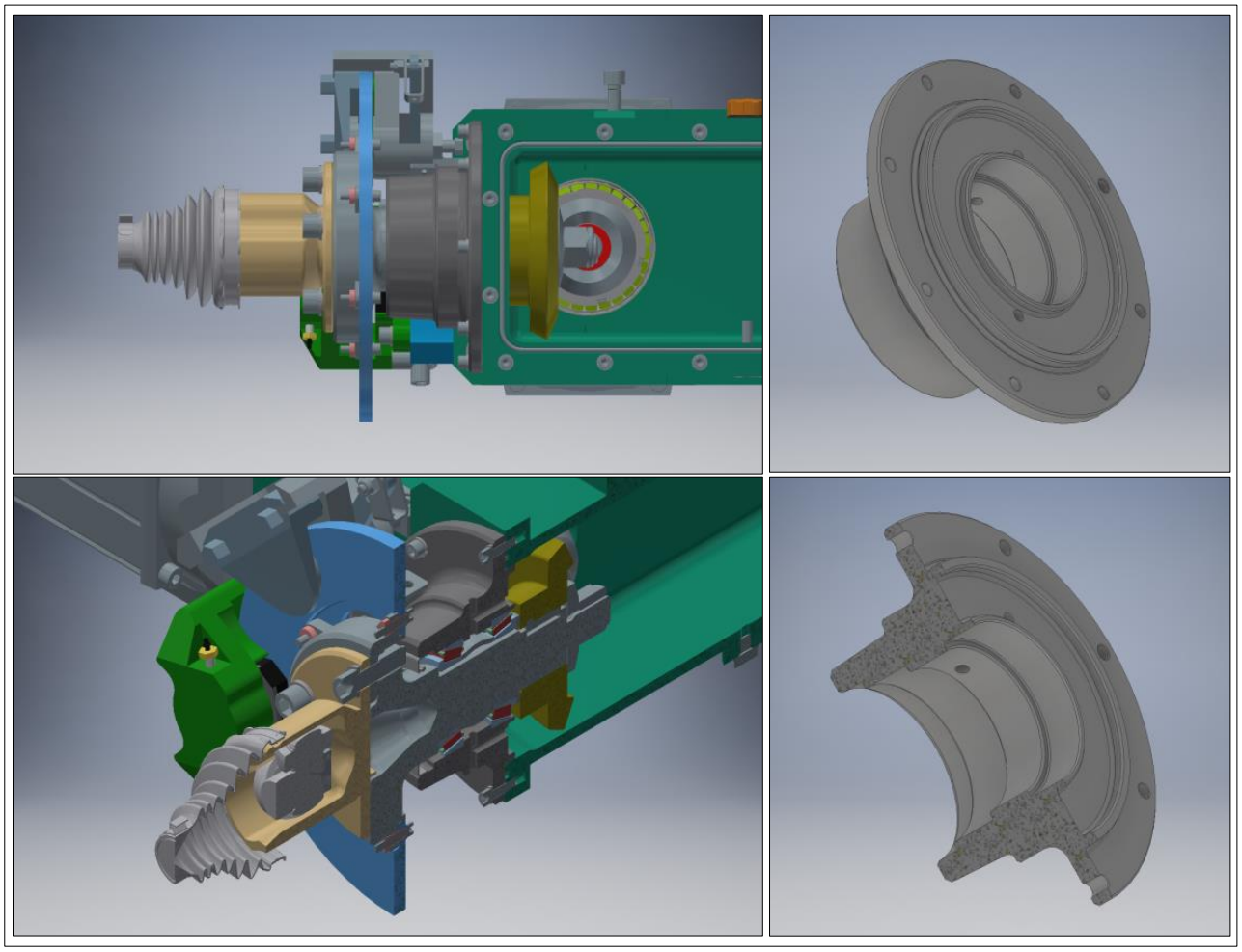


Figura 1.5 – Mozzo in cui sono posizionati i cuscinetti dei semiassi, componente attualmente sul veicolo, subirà modifiche per consentire il montaggio del nuovo gruppo di trasmissione

Sarà da tenere sempre in considerazione anche la montabilità dell'intero gruppo. Va considerato infatti che lo spazio a disposizione è limitato, si riscontra una scarsa possibilità di manovra all'interno del volume considerato. A tal proposito si considera di sfruttare il *CAD* per simulare le fasi di montaggio del sistema. La disposizione delle ruote coniche indicate nelle immagini potrebbe variare in base alle decisioni finali prese per il layout.

1.2 – Valutazione dei componenti richiesti

La scelta dei componenti della trasmissione è legata al tipo di funzionamento richiesto dalla stessa. Essa dovrà assolvere principalmente tre funzioni:

- Trasmissione di potenza a due ruote con un solo motore
- Collegamento occasionale di due motori ad una singola ruota
- Possibilità di scollegare uno dei motori elettrici dalla propria ruota e collegarlo al motore termico per la ricarica

La prima richiesta può essere soddisfatta con l'utilizzo di un differenziale. Esso però non sarà sempre in funzione, bisogna quindi considerare anche un elemento che sia in grado di bloccarlo nelle fasi in cui non sarà necessaria la ripartizione della potenza tra i semiassi. Il collegamento occasionale dei motori su una singola ruota servirà a recuperare perdite di potenza per slittamento, dunque dovrà essere realizzato tramite un innesto in grado di sopportare delle condizioni di azionamento che potranno essere particolarmente gravose. A tal proposito si può considerare l'impiego di una frizione opportunamente dimensionata e che abbia una tecnologia adeguata allo scopo.

Non è ancora possibile fare valutazioni sull'innesto che collegherà selettivamente il motore elettrico alla ruota o al motogeneratore *Wankel*. Non risultano ancora definite le modalità con cui tale componente verrà montato sul veicolo, assieme ai relativi ausiliari. Esso sarà in grado di aumentare notevolmente l'autonomia delle batterie, passando da *100 km* a *300 km*. Sarà inoltre progettato con attenzione riguardo le emissioni con lo scopo di soddisfare lo standard di omologazione *euro 6*.

SPECIFICA	DATI
Tipo di motore	*Motore termico ciclo Wankel*
Cilindrata motore	*250 cm^3*
Potenza motore	*33 kW (45 CV)*
Alimentazione motore	*Gas naturale liquefatto LNG*

Tabella 1.2 – Specifiche del gruppo di motogenerazione

Il gruppo di motogenerazione si comporrà di motore termico, sistema di lubrificazione con tubi e pompa, sistema di controllo delle emissioni. Anche se tale configurazione non risulta definita con precisione, non si considera che ciò possa precludere le scelte prese sul gruppo di trasmissione. Esso sarà progettato considerando inizialmente che il veicolo sia *full electric*, dopo di che verranno implementate anche le modifiche necessarie per l'introduzione del gruppo di motogenerazione.

1.3 – Definizione del layout e delle configurazioni di funzionamento

Per la progettazione conviene a questo punto fissare un layout di riferimento, si hanno infatti tutti gli elementi necessari per definire uno schema di base del sistema. Inoltre, risulta utile stabilire delle nomenclature per i componenti e le diverse configurazioni del gruppo.

COMPONENTI E FUNZIONI	
INNESTO A	Bloccaggio differenziale
INNESTO B	Collegamento semiassi
INNESTO C	Collegamento *Me2* con ruota dx
Me1/Me2	Motori elettrici (trazione)
MT	Motore termico (ricarica batterie)

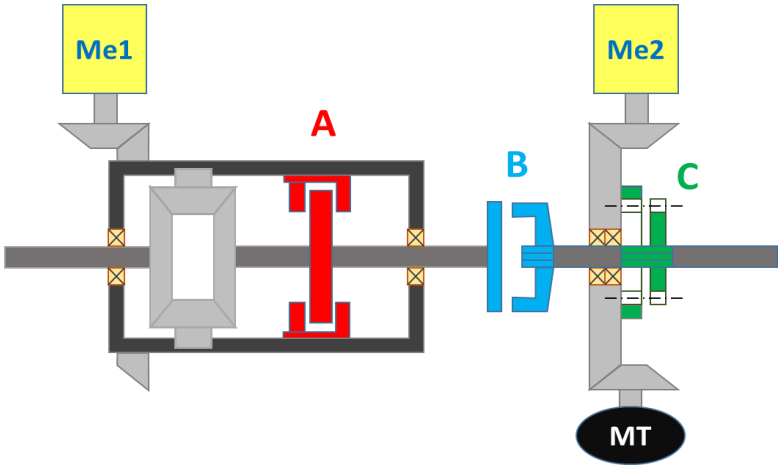


Figura 1.6 – Layout ipotizzato per il gruppo di trasmissione

Il motore elettrico *Me1* si riferisce allo pneumatico posteriore sinistro, il motore *Me2* allo pneumatico posteriore destro. Sulla base di questa associazione identificheremo in modo analogo gli altri elementi del sistema. In questa fase preliminare, questo schema non è da considerarsi definitivo. La disposizione dei vari componenti potrebbe variare in base alle esigenze legate agli ingombri degli stessi.

La progettazione del sistema partirà dal differenziale, il dimensionamento degli ingranaggi definirà l'ingombro di tale componente. Si sono ricercate delle dimensioni di riferimento per differenziali di veicoli analoghi a quello considerato. I risultati di questa ricerca mostrano che gli ingombri disponibili sono adeguatamente sufficienti per ipotizzare il montaggio di un differenziale nel carter della vettura. Dopo di che sarà necessario dimensionare l'*innesto A* e l'*innesto B*. Attualmente non si è in grado di fare ipotesi su di essi, in quanto sia necessario conoscere almeno gli ingombri finali del differenziale.

1.3.1 – Configurazione All Wheel Drive (*AWD*)

Questa configurazione sarà definita per brevità *AWD*. In questo caso si ha il funzionamento simultaneo e indipendente dei quattro motori elettrici, dunque possiamo considerare essa come uno standard per il funzionamento del veicolo. Ciò è legato al fatto che essa risulta adeguata alla guida in città e nel traffico in generale, infatti consente di sfruttare la massima potenza possibile dai quattro motori, agevolando soprattutto le fasi di ripartenza, soprattutto considerando eventuali pendenze.

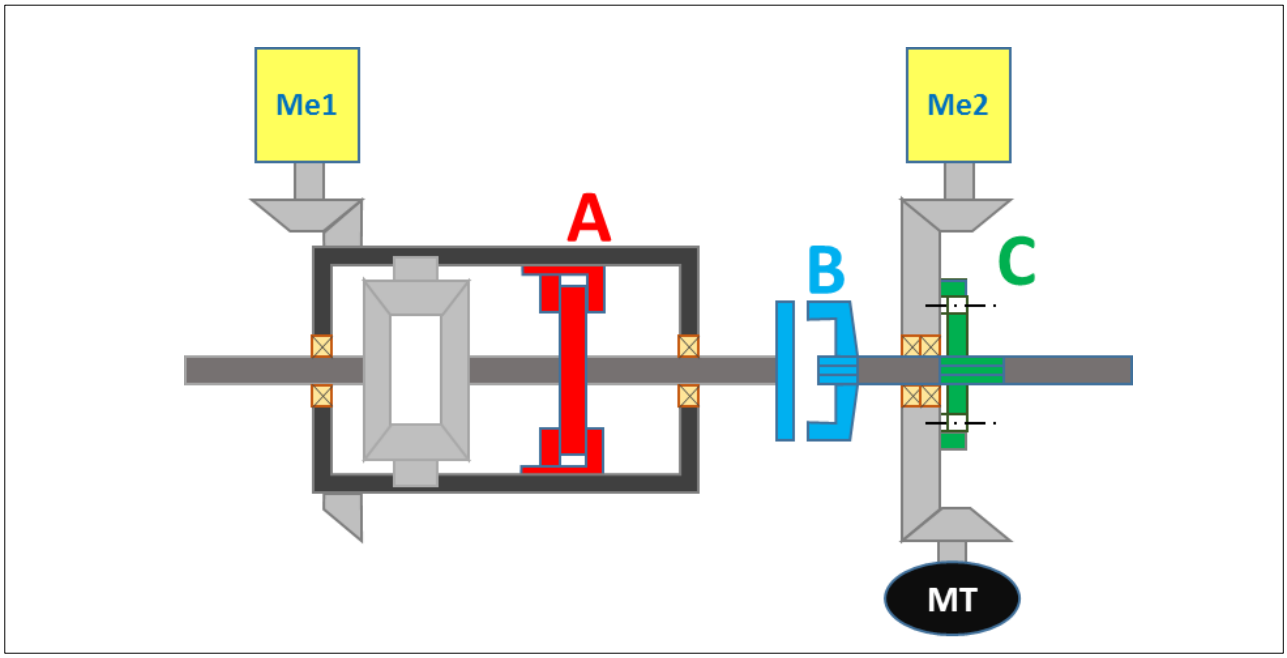


Figura 1.7 – Schema della configurazione *AWD*

In questo caso il differenziale è bloccato grazie all'azione dell'*innesto A*, l'*innesto B* non è attivo in questo caso e consente quindi la trazione indipendente dei semiassi, l'*innesto C* è attivo per poter consentire la trazione sullo pneumatico destro. In questa configurazione risulta però impossibile recuperare potenza nel caso in cui uno dei due pneumatici inizi a slittare a causa della perdita di aderenza.

1.3.2 – Configurazione antislittamento (*AS*)

Si farà riferimento a questa configurazione come *AS*. Coerentemente col funzionamento del veicolo, tale configurazione sarà assunta solo in casi di emergenza, ovvero quando uno degli pneumatici perda aderenza e inizi a slittare.

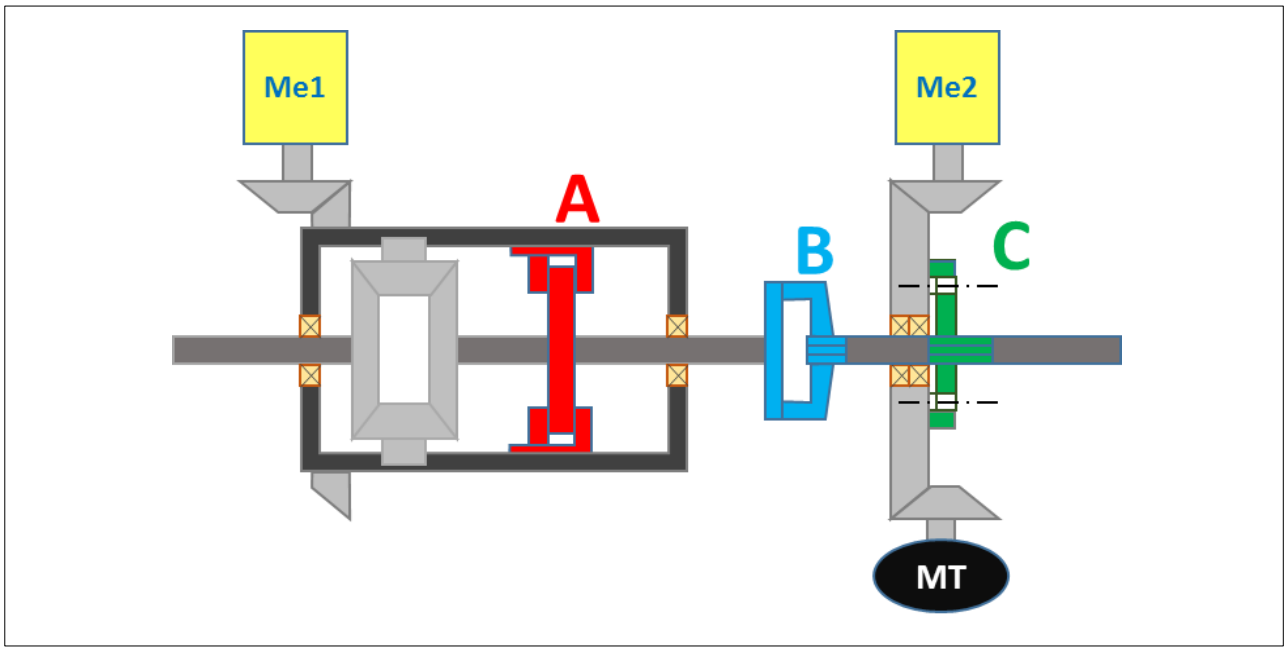


Figura 1.8 - Schema della configurazione *AS*

La configurazione si può considerare derivata da quella *AWD*, a meno di occasionali attivazioni dell'*innesto B*. Esso viene azionato in base all'analisi del sistema elettronico, in grado di misurare e confrontare la velocità delle ruote, riconoscendo la condizione di slittamento. In questo caso tutti gli innesti sono attivi, il funzionamento del differenziale è bloccato. Questa è una configurazione particolarmente gravosa per il singolo semiasse in quanto nel peggiore dei casi su di esso agiscono in contemporanea due motori in condizioni di erogazione della massima coppia.

1.3.3 – Configurazione range-extender (*RE*)

Questa è la configurazione, abbreviata col termine *RE*, che il veicolo assumerebbe per la maggior parte del tempo di guida. In questo caso sul singolo asse la potenza disponibile risulta dimezzata a causa dell'esclusione di uno dei motori per la ricarica delle batterie. È il caso in cui la vettura affronti lunghi viaggi in condizioni di velocità mediamente costante, manto stradale in buone condizioni e mancanza di traffico, quindi condizioni di andatura costante e percorso privo di complicazioni di vario tipo.

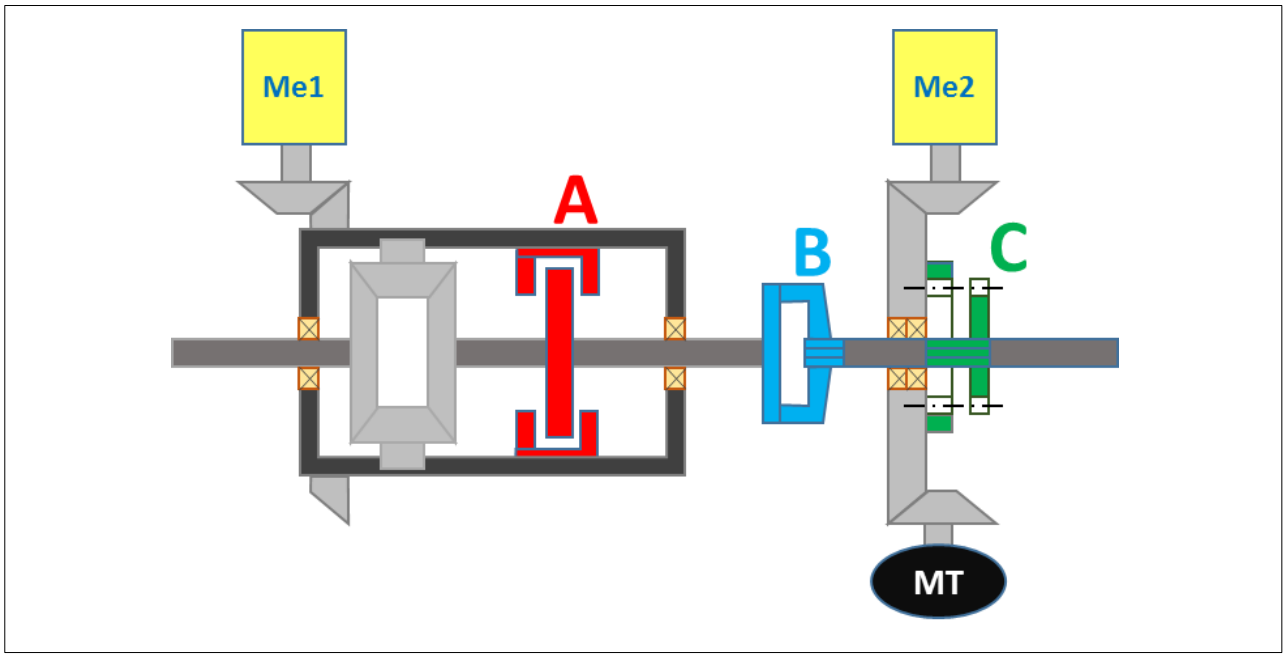


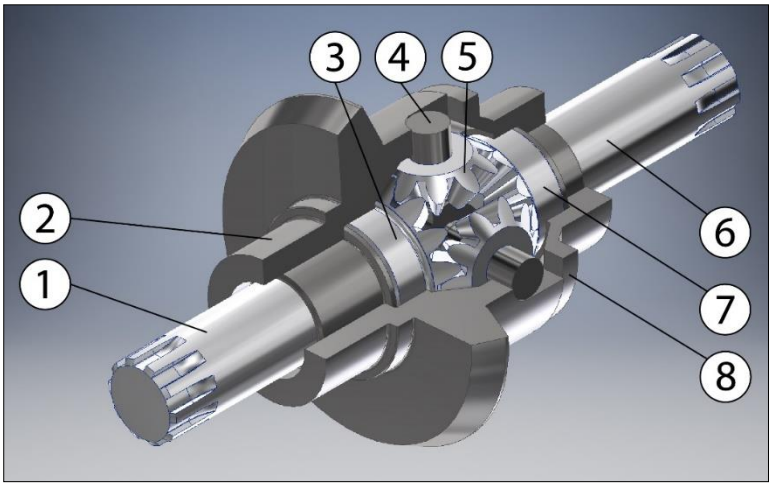
Figura 1.9 - Schema della configurazione *RE*

In tal caso è attivo solo l'*innesto B*, in questo caso il differenziale è effettivamente in esercizio con funzionamento aperto. La ruota conica destra è trascinata dal motogeneratore *Wankel*, è svincolata dal semiasse destro e trascina il motore *Me2*, ricaricando le batterie.

Capitolo 2 – Dimensionamento del rotismo differenziale

2.1 – Considerazioni preliminari e analisi delle configurazioni

L'obiettivo di realizzare un gruppo di trasmissione a configurazioni multiple pone l'esigenza di progettare dei componenti meccanici appositi per l'utilizzo in questo sistema. Anche se la vettura ELICSA si presenta come un prototipo, non risulta possibile impiegare componenti commerciali nella realizzazione del sistema in esame. Per il design del differenziale si sono analizzate le tecnologie solitamente impiegate nelle utilitarie simili alla *500L*.



1), 6) alberi in uscita dal differenziale
2) gabbia (sezionata)
3), 7) ruote solari del rotismo epicicloidale
4) crociera portasatelliti
5) satelliti
8) coperchio (sezionato)

Figura 2.1 – Componenti del differenziale

Si sono considerati vari esempi di differenziale, apprendendo quali fossero i componenti principali di esso e la loro funzione. In base alla funzione, possiamo dividere il differenziale in due raggruppamenti, parti interne ed esterno.

Ci si si riferisce alle parti interne quando si parla degli alberi in uscita, i satelliti e i componenti di sostegno dei satelliti, più eventuali altri elementi necessari per il funzionamento. Le parti interne e in particolare le ruote dentate, saranno le prime ad essere dimensionate, infatti per esse possiamo ricavare fin da subito i dati necessari per il dimensionamento. Sulla base dei calcoli si sceglierà il numero dei satelliti e il tipo di accoppiamento con gli alberi in uscita.

L'esterno del differenziale è l'involucro che contiene le parti interne, esso avrà lo scopo di sostenere le parti rotanti e di trasmettere la coppia dal motore agli alberi e quindi ai semiassi. La gabbia del differenziale sarà collegata ad una delle ruote coniche dell'ingranaggio che collega un motore elettrico allo pneumatico.

Il design della gabbia e i supporti dei satelliti sono stati scelti considerando soluzione tipiche per questa applicazione. La seconda parte che compone l'esterno è quello che è stato definito coperchio, tale componente sarà realizzato per ultimo, in questa prima fase non riveste grande importanza.

Si vuole realizzare un dimensionamento di massima delle ruote dentate, inizialmente basato univocamente sul caso statico. Per questo è necessario individuare tra le varie configurazioni, quelle che risultano più gravose per l'ingranaggio. Le diverse condizioni di carico sono riassunte e commentate nella tabella sottostante.

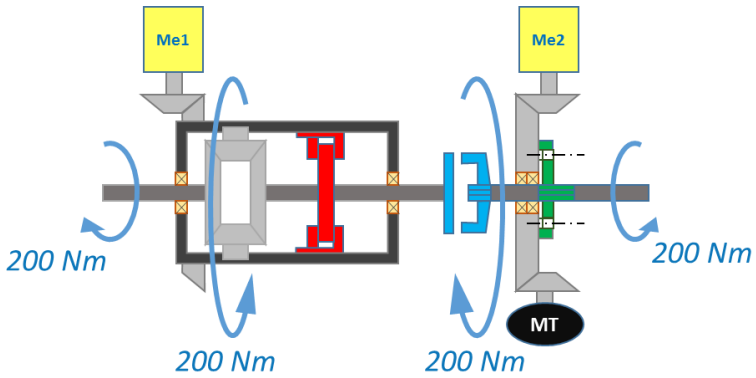
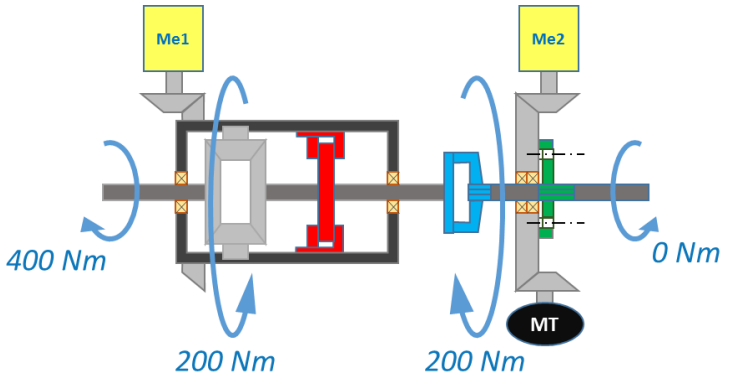
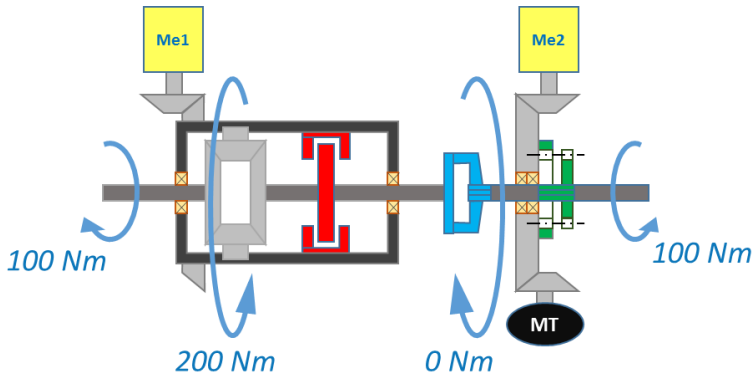
CONFIGURAZIONE *AWD* Questa configurazione non è la più gravosa nel caso statico ma risulta interessante per lo studio a fatica dato che rappresenta il funzionamento nominale del veicolo.	
CONFIGURAZONE *AS* Questa configurazione risulta particolarmente gravosa dal punto di vista statico, due motori agiscono su una ruota contemporaneamente, vanno considerati notevoli sovraccarichi.	
CONFIGURAZIONE *RE* In questo caso un solo motore trascina due ruote. Il differenziale in tal caso è in modalità aperto, dunque questa configurazione risulta interessante per lo studio a fatica delle ruote dentate. Essa infatti è presumibilmente assunta con la maggiore frequenza dal veicolo.	

Tabella 2.1 – Riepilogo della massima coppia ai semiassi nelle diverse configurazioni

Dall'analisi risulta chiaro come la condizione di slittamento e la successiva reazione del sistema che cerca di recuperare la potenza in perdita possa risultare particolarmente problematica. Le ipotesi alla base di questa situazione potrebbero considerarsi molto conservative, infatti lo slittamento non impedisce del tutto alle ruote di trasmettere coppia al terreno. In tal caso ci sarebbe comunque una coppia di strisciamento che garantirebbe una minima trazione da parte della ruota slittante. La condizione più vicina a quella di coppia traente nulla è quella dell'aquaplaning, in cui una delle ruote è immersa in una pozza d'acqua al punto di annullare del tutto il contatto con il suolo.

Ciononostante, si considera che la coppia calcolata sia un valore conservativo ma coerente per il dimensionamento di massima dell'ingranaggio. Le altre configurazioni saranno prese in considerazione per le verifiche a fatica per pitting e flessione delle ruote dentate.

2.2 – Applicazione del metodo della ruota cilindrica equivalente

Consideriamo il funzionamento di antislittamento. In questo caso il differenziale è bloccato, quindi in realtà non si ha un ingranamento vero e proprio, ovvero solare, satelliti e porta-satelliti sono solidali nelle rotazioni. Ciò implica che in questo caso c'è sono sempre le stesse coppie di denti in presa tra i solari e i satelliti, possiamo ignorare in tal caso la maggiorazione dinamica della forza scambiata fra i denti. Per il dimensionamento dell'ingranaggio verrà applicata la *teoria di Lewis*, tipicamente impiegata nel calcolo delle ruote cilindriche. Nel caso delle ruote coniche invece sono da considerare le ruote cilindriche equivalenti. Per il momento consideriamo la coppia in ingresso e supponiamo di dimensionare delle ruote cilindriche. In base alla teoria consideriamo la seguente:

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 Y_L}{\lambda_m z_{1v} \sigma_{amm} n}}$$

- m_m è il modulo della ruota, il parametro che ne definisce dimensioni e forma dei denti considerando ruote dentate normalizzate

- M_1 e M_2 sono le coppie torcenti agenti rispettivamente sul pignone e sulla ruota.

- Y_L è un coefficiente tabellato che dipende da angolo di pressione e numero di denti

- σ_{amm} è la tensione di snervamento divisa il coefficiente di sicurezza

- z_{1v} e z_{2v} sono rispettivamente il numero di denti virtuali dei satelliti e del solare, ovvero delle equivalenti ruote cilindriche

- λ_m corrisponde al rapporto b/m_m , dove *b* è lo spessore del dente. Esso è un parametro assunto a priori, considerando intervalli tipici

- *n* è il numero di satelliti, essi causano una ripartizione del carico su più denti contemporaneamente. Questo parametro non compare nell'espressione ottenuta dalla *teoria di Lewis*, essa considera l'ingranamento di una sola coppia di ruote. Nel nostro caso le coppie di ruote in presa sono *n* e i carichi sono ripartiti tra più denti.

Per continuare con il dimensionamento dobbiamo definire il numero di denti delle ruote. Un valore tipicamente adottato per il rapporto di trasmissione tra solare e satelliti dei differenziali è pari a τ = *1,4* secondo quanto rilevato da altre applicazioni. Allora si considera questo valore ed è anche possibile calcolare gli angoli di apertura dei cilindri primitivi delle ruote coniche secondo le seguenti:

$$\tan(\delta_1) = \frac{z_1}{z_2} \quad ; \quad \delta_1 = 35{,}54° \text{ per i satelliti}$$

$$\tan(\delta_2) = \frac{z_2}{z_1} \quad ; \quad \delta_2 = 54{,}46° \text{ per il solare}$$

Ipotizziamo poi un angolo di pressione α di 25° (solitamente è preso pari a 20°, nel nostro caso il valore scelto ci permette di contenere maggiormente gli ingombri). A questo punto possiamo calcolare il numero di denti minimo per i satelliti applicando la seguente formula relativa alle ruote coniche:

$$z_{min} = \frac{2}{sen^2(\alpha)} \times \cos(\delta_1) = 9{,}11$$

Da cui si ha:

$$z_1 = 10 \;\; ; \;\; z_{1v} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = 12{,}29 \;\; ; \;\; z_{2v} = \frac{z_1 \times \tau}{\cos(\delta_2)} = 24{,}09 \;\; ; \;\; \lambda_m = 8$$

$$Y_{L1} = 3{,}5 \;\; ; \;\; Y_{L2} = 2{,}6$$

Il coefficiente Y_L è ottenuto da tabelle in funzione dell'angolo di pressione e del numero di denti dell'equivalente ruota cilindrica. Il λ_m è stato scelto considerando che nelle applicazioni è compreso nell'intervallo [*5* ; *8*]. La tensione ammissibile viene calcolata considerando un coefficiente di sicurezza:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{sn}}{CS}$$

- σ_{sn} è la tensione di snervamento del materiale, per cui consideriamo un valore iniziale di *840 MPa*, relativo a quello del materiale con cui sono stati realizzati gli alberi originariamente montati in vettura

- *CS* è il coefficiente di sicurezza, considerato nel nostro caso pari a *2*

Calcoliamo:

$$\sigma_{amm} = \frac{840}{2}\ MPa = 420\ MPa$$

Adesso è possibile calcolare i moduli equivalenti minimi:

$$m_{m1,min} = \frac{3{,}65}{\sqrt[3]{n}} \quad ; \quad m_{m2,min} = \frac{2{,}95}{\sqrt[3]{n}}$$

2.3 – Richiami sulla geometria delle ruote coniche

Nella sezione precedente è stato calcolato il modulo minimo equivalente per le ruote dentate del rotismo differenziale in funzione del numero di satelliti. Questo parametro sarà un riferimento per il dimensionamento per le ruote coniche in questione, può essere utile specificarne il significato con una breve descrizione della geometria delle ruote coniche.

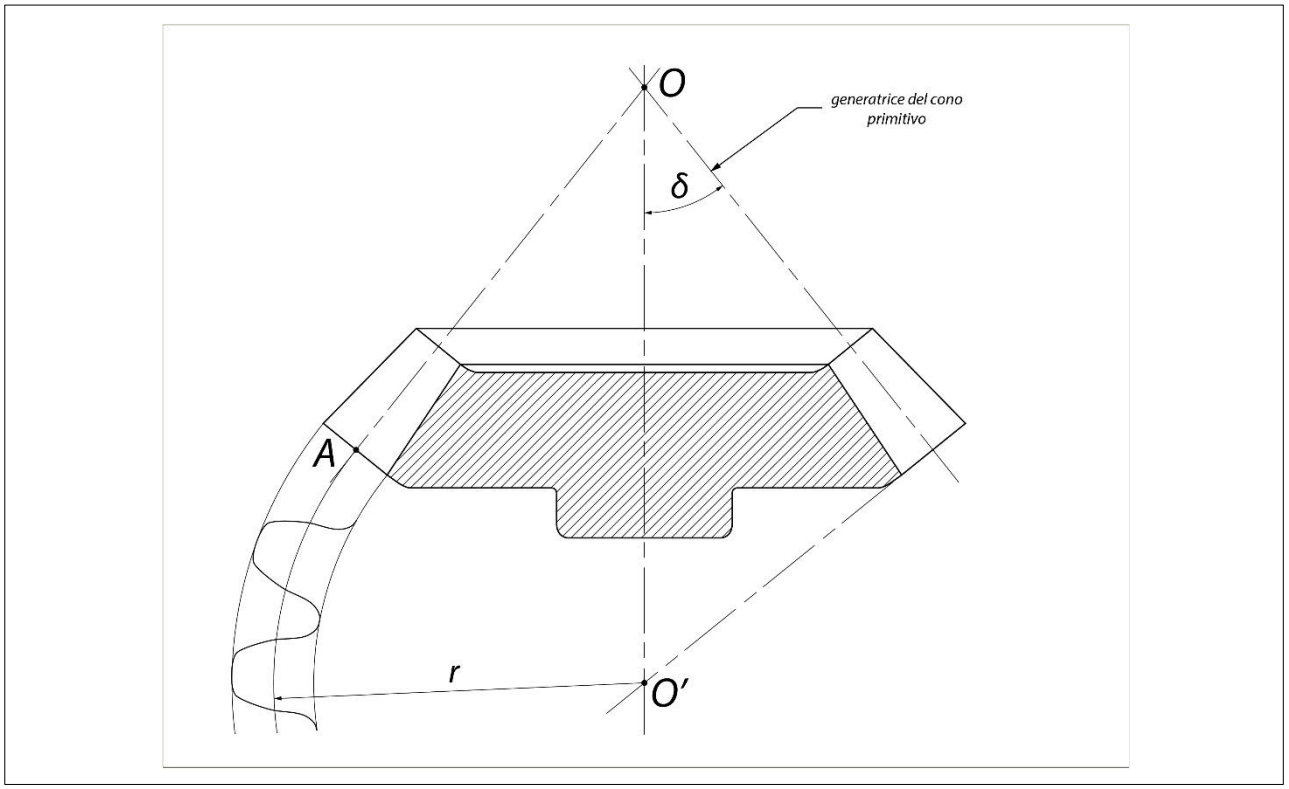


Figura 2.2 – Sezione di una ruota conica con indicazioni sulla geometria

In analogia con i diametri primitivi, che per una coppia di ruote cilindriche definisce le posizioni del centro di istantanea rotazione dei moti relativi, nelle ruote coniche i coni primitivi definiscono le proprietà dei moti relativi. Notiamo infatti che la sezione trasversale del dente, ovvero quella effettuata con piani normali alle generatrici del cono primitivo, varia lungo la larghezza del dente stesso, come se avessimo tanti diametri primitivi che costruiscono effettivamente un cono.

Con riferimento alla figura, notiamo che queste sezioni individuano profili che corrispondono ai denti di ruote cilindriche che hanno per raggio primitivo quello individuato dal punto O' e il punto di intersezione tra la generatrice del cono primitivo e il piano di sezione del profilo considerato. Nella figura viene costruita la ruota ottenuta dalla sezione maggiore del dente, di raggio primitivo *r* di lunghezza *AO'*. Tutti i punti sulla direttrice individuano nel collegamento col punto O', il raggio primitivo della ruota cilindrica che ha per dente il profilo sezionato corrispondente al punto sulla generatrice.

Se varia la dimensione del dente dovrà variare anche il suo modulo, quindi risulterebbe incorretto parlare di modulo di ruote coniche senza ulteriori specificazioni. Nella pratica questa definizione viene comunque adottata, con riferimento a quello che viene chiamato *modulo esterno*, che corrisponde al modulo calcolato sulla sezione maggiore dei denti. Sarà indicato con *m*.

Il modulo lungo lo spessore è funzione della larghezza del dente e dell'angolo di semiapertura del cono primitivo, indicato in figura con δ. Per una data ruota conica il modulo varia in base alla circonferenza sul cono primitivo che stiamo considerando e quindi in base al diametro di essa. Viene calcolato il modulo della ruota cilindrica equivalente con la seguente:

$$m_m = m\left(1 - \frac{b}{d} sen(\delta)\right)$$

Il modulo della ruota cilindrica equivalente si riferisce a quello che sarà il modulo della ruota conica sulla circonferenza di metà spessore del dente. Viene chiamato *modulo medio* e lo indicheremo con m_m.

Calcoleremo il *modulo medio* secondo l'equazione scritta in precedenza. Notare che essa presuppone la conoscenza del diametro medio, con alcuni passaggi possiamo scrivere un'espressione che lega il *modulo medio* al coefficiente λ. Anch'esso varia lungo lo spessore del dente, risulta comunque noto dalla precedente analisi il valore di esso sulla circonferenza media. Considerando quindi che $d = mz$, si ha:

$$m = m_m\left(1 + \frac{\lambda_m}{z} sen(\delta)\right)$$

Invertendo questa espressione possiamo quindi calcolare il *modulo esterno m* minimo della ruota conica.

2.4 – Dimensionamento a flessione dei solari e dei satelliti

Dai calcoli effettuati, in precedenza, possiamo ottenere l'espressione del modulo minimo delle ruote coniche in funzione del numero di satelliti:

$$m_{i,min} = m_{mi,min}\left(1 + \frac{\lambda_m}{z_i} sen(\delta_i)\right) \quad ; \quad m_{1,min} = \frac{5{,}35}{\sqrt[3]{n}} \quad ; \quad m_{2,min} = \frac{4{,}32}{\sqrt[3]{n}}$$

Nei differenziali il numero di coppie di satelliti varia da uno a due. Valutiamo il valore dei moduli in funzione del numero di satelliti nella tabella seguente:

	n = 2	*n = 4*
$m_{1,min}$	4,25	3,37
$m_{2,min}$	3,43	2,72

Tabella 2.2 – Moduli esterni minimi in funzione del numero di satelliti

Il modulo definitivo viene scelto dalle serie delle ruote normalizzate ISO, per poter contenere al massimo gli ingombri si opta per un numero di satelliti pari a quattro, cosa che ci porta a scegliere un modulo normalizzato pari a *4.* Adesso è necessario calcolare la larghezza di fascia ammissibile per la ruota conica, ciò potrebbe comportare una nuova verifica per il *modulo medio*.

La larghezza di fascia finale viene calcolata considerando che per limiti sulla rastrematura massima, essa non può superare il *30%* della lunghezza della generatrice esterna, indicata con R_e. Essa viene calcolata con la seguente:

$$R_{e,i} = \frac{0{,}5mz}{sen(\delta_i)} \quad ; \quad b_{i,min} = 0{,}3R_{e,i}$$

Allora possiamo calcolare la larghezza di fascia massima per i satelliti e i solari:

$$b_{1,min} = \frac{0{,}5 \times 0{,}3 \times 4 \times 10}{sen(35{,}54)} = 10{,}32\ mm \quad ; \quad b_{2,min} = \frac{0{,}5 \times 0{,}3 \times 4 \times 14}{sen(54{,}46)} = 10{,}32\ mm$$

Sceglieremo quindi per entrambi *b = 10,3 mm*. Il valore è inferiore a quello iniziale, quindi sarà necessaria una nuova verifica a flessione.

Calcoliamo il modulo medio delle due ruote:

$$m_m = m\left(1 - \frac{b}{d} sen(\delta)\right) = 3{,}20$$

Possiamo ora calcolare il nuovo λ'_m. I nuovi valori minimi per i *moduli medi* delle ruote, indicati con apici, sono:

$$m'_{m1,min} = m_{m1,min}\sqrt[3]{\frac{\lambda_m}{\lambda'_m}} = 3{,}12 < 3{,}20 \quad verificato$$

$$m'_{m2,min} = m_{m2,min}\sqrt[3]{\frac{\lambda_m}{\lambda'_m}} = 2{,}56 < 3{,}20 \quad verificato$$

2.5 – Verifica a fatica per flessione e pitting per le ruote coniche secondo normativa ISO 6336

Queste normative sono definite per le ruote cilindriche, si applicano alle ruote coniche considerando le ruote cilindriche equivalenti e dei coefficienti correttivi. Nei calcoli quindi consideriamo il modulo medio delle ruote. Secondo le normative inoltre, nelle verifiche a fatica si considera il *70%* del carico nominale. Le configurazioni considerate in queste verifiche sono quelle maggiormente assunte dal veicolo ovvero, *AWD* e *RE*, descritte precedentemente nel *capitolo 1 sezioni 1.3*. Tra le due viene considerata la *AWD* essendo più gravosa della *RE*.

2.5.1 – Verifica a fatica per flessione

Secondo la normativa deve essere verificata la seguente:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \left(K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}\right) \leq \sigma_{FP}$$

- F_t è la forza che genera la coppia torcente sul dente, considerando il *70%* del carico nominale

- Y_{Fa} è il fattore di forma del dente. Y_{Sa} è il fattore di correzione della tensione. Entrambi questi fattori hanno lo scopo di correggere la tensione calcolata, il primo considerando la forma del dente e il secondo considerando intensificazioni delle tensioni al piede del dente e la multi-assialità del carico completo. La normativa fornisce grafici che riportano il prodotto di questi fattori in funzione del numero di dente delle ruote (in tal caso quindi si considerano i denti virtuali, quelli delle ruote equivalenti).

- Y_ε è il fattore del rapporto di condotta, è una funzione iperbolica del rapporto di condotta ε_a. Quest'ultimo viene calcolato considerando la geometria delle ruote cilindriche equivalenti Sono calcolati con le seguenti espressioni:

$$\begin{cases} Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_a} & , \quad per\ \varepsilon_a < 2 \\ Y_\varepsilon = 0{,}5 & , \quad per\ \ \varepsilon_a \geq 2 \end{cases}$$

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_1 + r_2)\,\mathrm{sen}\,\alpha_t}{p \cos \alpha_t}$$

- Y_β è il fattore dell'angolo d'elica. Le ruote considerate sono a denti dritti quindi lo consideriamo unitario.

- K_A è il fattore di applicazione del carico, legato all'eventualità di sovraccarichi sul motore e sull'utenza. Nel primo capitolo è stato analizzato il funzionamento del sistema ed è stata verificata la presenza di notevoli sovraccarichi dovuti all'eventuale recupero di potenza da un semiasse in caso di slittamento di una delle ruote. Per il motore invece si considera un funzionamento uniforme.

- K_V è il fattore dinamico, ha lo scopo di maggiorare il carico in base alla velocità di rotazione delle ruote e al grado di precisione delle ruote dentate. Esso viene considerato nelle seguenti condizioni:

$$z_{min} < 50 \quad ; \quad \frac{F_t}{b} > 150\ N/mm$$

$$B = 0{,}18(0{,}7)^{(9-G)}$$

$$A = \frac{vz}{100}$$

  B tiene conto del grado di precisione con la formula indicata. *G* è un fattore che dipende da come viene fabbricata la ruota. Al momento per esso consideriamo il valore corrispondente nelle norme per dentature realizzate con creatore, piallate e stozzate. In *A* ci sono la velocità periferica *v* calcolata sulla primitiva in m/s e il numero di denti della ruota.

$$K_V = 1 + BA$$

  Nella configurazione *AWD* il differenziale è bloccato, quindi non sia ha trasmissione di moto rotatorio tra satelliti e solari, quindi nel nostro caso possiamo ignorare la maggiorazione dinamica e porre K_V unitario.

- $K_{F\beta}$ è il fattore di distribuzione longitudinale del carico, considera la disuniformità del carico lungo il dente.

- $K_{F\alpha}$ è il fattore di distribuzione trasversale del carico, risulta però di complessa valutazione per questa trattazione dunque viene considerato unitario. Questa scelta viene effettuata in base a quanto indicato dal "*Niemann Winter, Elementi di macchine*".

Il valore dei coefficienti scelti è riassunto nella *tabella 2.3* e viene anche indicato il calcolo finale della tensione σ_F.

COEFFICIENTI	SATELLITI	SOLARI
$Y_{Fa} \times Y_{Sa}$	*4,66*	*4,52*
Y_{ε}	*0,82*	*0,82*
Y_{β}	*1*	*1*
K_A	*1,75*	*1,75*
K_V	*1*	*1*
$K_{F\alpha}$	*1*	*1*
$K_{F\beta}$	*1,2*	*1,2*
σ_F *[MPa]*	*481*	*463*

Tabella 2.3 – Valore dei coefficienti scelti per la verifica a fatica per flessione secondo ISO 6336

σ_F è la *tensione effettiva al piede del dente*, secondo quanto indicato nelle norme. Questo valore sarà confronto con un altro che dipende dal materiale scelto.

Come per la tensione effettiva esso sarà corretto con opportuni valori.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F,lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{S_{F,min}}$$

- Y_{ST} è un fattore di correzione della tensione che dipende dal tipo di sollecitazione affaticante. Ha un valore preciso nel caso di sollecitazione pulsante positiva, che è quella che si ha nel caso dei denti delle ruote dentate.

- Y_{NT} è il fattore di durata della *curva di Wöhler*, per vita infinita lo consideriamo unitario.

- $Y_{\delta relT}$ è il fattore relativo di sensibilità all'intaglio, dipende dalla dentiera utilizzata per realizzare la ruota dentata. In mancanza delle misure di essa può essere considerato unitario.

- Y_{RrelT} è un fattore relativo alla rugosità ai piedi del dente. È ricavabile dai grafici forniti dalla normativa.

- Y_X è un fattore che dipende dalla dimensione della ruota, anch'essa viene ottenuta da grafici forniti dalla norma.
- $S_{F,min}$ è un coefficiente di sicurezza che dipende dalle applicazioni. Il "*Niemann/Winter elementi delle macchine*" suggerisce dei valori in base alle applicazioni.

COEFFICIENTI	SATELLITI	SOLARI
Y_{ST}	*2*	*2*
Y_{NT}	*1*	*1*
$Y_{\delta relT}$	*1*	*1*
Y_{RrelT}	*1*	*1*
Y_X	*0,97*	*0,97*
$S_{F,min}$	*1,80*	*1,80*
$\sigma_{F,lim}$ (*minimo*) [*MPa*]	*455*	*451*

Tabella 2.4 - Valore dei coefficienti scelti per la verifica a fatica per flessione secondo ISO 6336

In tabella è stato calcolato per entrambe le ruote dell'ingranaggio, il valore minimo per $\sigma_{F,lim}$ richiesto ai materiali per la verifica. In seguito, verrà scelto un materiale con

$$\sigma_{F,lim} = 1000\ MPa$$

Per tanto entrambe le ruote risultano verificate a fatica per flessione. Nella sezione successiva è spiegato come si arriva a scegliere un materiale con questo valore di resistenza.

2.5.2 – Verifica a fatica per pitting

Deve essere verificata la disuguaglianza:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_t(u_v+1)}{d_{1v} b u_v} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$$

- d_{1v} è il diametro primitivo della ruota equivalente cilindrica relativa al pignone

- u_v è il rapporto di ingranaggio delle ruote cilindriche equivalenti

- Z_H è il fattore di zona, per ruote cilindriche normali a denti dritti si calcola con la seguente:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{cos\ \alpha_t \times sen\ \alpha_t}}$$

- Z_E dipende dal materiale e si calcola come:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$$

- Z_ε è il fattore del rapporto di condotta, che per denti dritti vale:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

- Z_β è il fattore dell'angolo d'elica, per denti dritti viene considerato unitario.

- Z_K è un fattore di correzione per ruote coniche che considera la variazione di forma del dente lungo lo spessore.

- $K_A, K_V, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$ sono coefficienti di correzione analoghi a quelli definiti nella verifica precedenti e assumeranno gli stessi valori.

COEFFICIENTI	SATELLITI	SOLARI
Z_H	*2,285*	*2,285*
$Z_E{}'$ [*MPa*$^{1/2}$]	*191,6*	*191,6*
Z_ε	*0,946*	*0,946*
Z_β	*1*	*1*
Z_K	*0,85*	*0,85*
K_A	*1,75*	*1,75*
K_V	*1*	*1*
$K_{H\beta}$	*1,2*	*1,2*
$K_{H\alpha}$	*1*	*1*
$\sigma_H{}'$ [*MPa*]	*1293*	*1293*

Tabella 2.5 - Valore dei coefficienti scelti per la verifica a fatica per pitting secondo ISO 6336

In questo caso il coefficiente $Z_E{}'$ e la *pressione di contatto Hertziano* $\sigma_H{}'$ hanno degli apici, ciò è dovuto al fatto che essi sono calcolati considerando materiali di primo tentativo con modulo di Young *E = 210000 MPa*.

Il valore con cui confrontare la *pressione di contatto Hertziano* è calcolato con la seguente:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H,lim} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}{S_{H,min}}$$

- Z_L è il fattore del lubrificante, reperibile dai grafici forniti dalla norma in funzione del materiale e della viscosità

- Z_R è il fattore di rugosità, reperibile dai grafici forniti dalla norma in funzione del materiale e della finitura superficiale

- Z_V è il fattore di velocità, reperibile dai grafici forniti dalla norma in funzione della velocità periferica sulla primitiva e del materiale. Nel nostro caso le ruote non ingranano dunque lo possiamo considerare unitario.

- Z_W è fattore di rapporto tra durezze, calcolabile come funzione della durezza del materiale. Oltre una durezza di *430 HB* e al di sotto di *130 HB*, deve essere considerato unitario:

$$Z_W = 1{,}2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

- Z_X è il fattore di dimensione, in questa trattazione può essere ritenuto unitario

- Z_N è il fattore di durata, pari a *1* per vita infinita

- $S_{H,min}$ è un coefficiente di sicurezza, il cui valore è stato reperito secondo quanto suggerito dal "*Niemann Winter, elementi delle macchine"* per l'applicazione considerata

Quasi tutti i coefficienti in tal caso sono legati al materiale, che però dobbiamo ancora scegliere. Sulla base di ciò, si considerano tutti unitari a parte $S_{H,min}$ e si calcola il valore minimo richiesto per la $\sigma_{H,\lim}$ per il satellite e per la ruota:

$$\sigma'_{H,\lim} = S_{H,min} \times \sigma_H$$

$$\sigma'_{H,\lim,\mathrm{sat}} = 1681\ MPa \quad ; \quad \sigma'_{H,\lim,\mathrm{sol}} = 1681\ MPa$$

Si sceglie come materiale il *18CrNiMo7* cementato e temprato per entrambe le ruote, esso è caratterizzato dai seguenti valori:

$$\sigma_{H,\lim} = 1650\ MPa$$

$$\sigma_{F,\lim} = 1000\ MPa$$

$$HB = 456$$

La $\sigma_{H,\lim}$ è inferiore ai limiti calcolati ma si considera di poter ottenere un valore finale adeguato per σ_{HP} attraverso gli altri coefficienti ancora da calcolare e quelli ricalcolabili in seguito alla scelta del materiale. A questo punto è possibile calcolare i valori definitivi dei coefficienti.

COEFFICIENTI	SATELLITI	SOLARI
Z_E [$MPa^{1/2}$]	*187*	*187*
σ_H [*MPa*]	*1262*	*1262*
Z_N	*1*	*1*
Z_L	*1,05*	*1,05*
Z_R	*0,95*	*0,95*
Z_V	*1*	*1*
Z_W	*1*	*1*
Z_X	*1*	*1*
$S_{H,min}$	*1,3*	*1,3*
σ_{HP} [*MPa*]	*1266*	*1266*

Tabella 2.6 - Valore dei coefficienti scelti per la verifica a fatica per pitting secondo ISO 6336

È stato scelto un lubrificante con viscosità a *50°C* pari ad almeno *200 mm²/s*. Secondo la tabella dunque, per entrambe le ruote risulta confermata la disuguaglianza $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$.

2.6 – Verifica a pitting

Ultima verifica da eseguire sulle ruote è la verifica statica a pitting. Essa viene eseguita rispettando la seguente disuguaglianza:

$$\sigma_H = 0{,}417\sqrt{\frac{F_n E}{bsen\alpha}\frac{r_{1v} + r_{2v}}{r_{1v} r_{2v}}} = 0{,}417\sqrt{\frac{F_n E}{bsen\alpha}\varrho_{r,v}} \leq \sigma_0$$

Considerando:

$$\sigma_0 = 2 \times HB$$

Essendo *HB* la durezza del materiale calcolata in *Brinell*. Notare inoltre che anche se la curvatura relativa è calcolata per le ruote virtuali, la forza normale è calcolata considerando le ruota coniche,

quindi dovremo considerare anche la componente assiale del carico oltre a quelle radiali e tangenziali.
Avremo infine:

DATI	SATELLITI	SOLARI
F_n [*N*]	*2871*	*2871*
E [*MPa*]	*200000*	*200000*
$\varrho_{r,v}$	*0,0647*	*0,0647*
σ_H [*MPa*]	*792*	*792*
HB	*456*	*456*
σ_0 [*MPa*]	*912*	*912*

Tabella 2.7 – Valori finali per la verifica a pitting

In entrambi i casi si ha $\sigma_H \leq \sigma_0$, per tanto le ruote risultano verificate alla massima pressione superficiale.

2.7 – Riepilogo delle ruote dentate

Tutte le scelte effettuate sulle ruote coniche sono riassunte nella tabella sottostante.

DATI	SATELLITI	SOLARI
Numero di denti	*10*	*14*
Angolo di pressione (e di taglio)	*25°*	*25°*
Angolo di semi-apertura cilindro primitivo	*35,54°*	*54,46°*
Larghezza di fascia	*10,3 mm*	*10,3 mm*
Modulo	*4*	*4*
Diametro primitivo	*40 mm*	*56 mm*
Materiale	*18CrNiMo7*	*18CrNiMo7*

Tabella 2.8 – Riepilogo dei dati delle ruote dimensionati

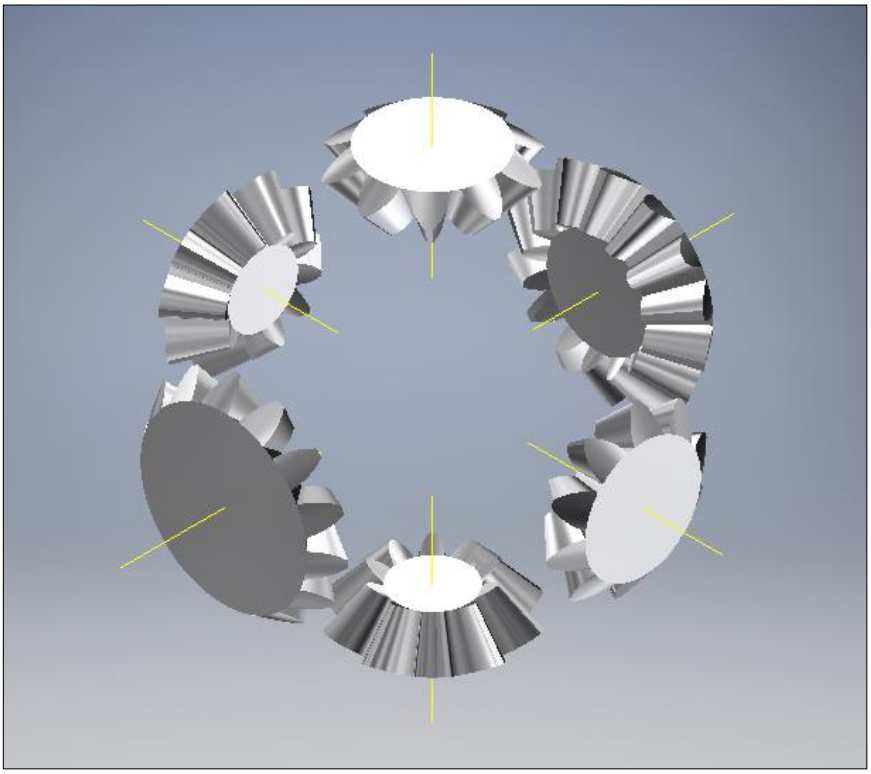


Figura 2.3 – Ruote dentate coniche dimensionate per il differenziale

2.8 – Dimensionamento preliminare degli alberi in uscita dal differenziale

Con le conoscenze attuali non è possibile eseguire un dimensionamento completo degli alberi, soprattutto per quanto riguarda la verifica a fatica. Questo perché è necessario conoscere il layout definitivo del sistema per eseguire questo tipo di calcoli. È importante però sapere come poter montare le ruote dentate su questi componenti, quindi si è deciso di realizzare un dimensionamento di massima basato solo sulla coppia torcente, assumendo però un adeguato *coefficiente di sicurezza*, pari a 10. È un valore elevato ma è necessario se si dimensiona il componente senza considerare la resistenza a flessione e a fatica.

La configurazione considerata è quella più gravosa per quanto riguarda la statica, quindi la antislittamento. I materiali che consideriamo per il dimensionamento saranno gli stessi di quelli dei semiassi originali del veicolo, con $\sigma_{sn} = 840\ MPa$. Possiamo quindi calcolare il modulo di resistenza torsionale della sezione:

$$W_t = \frac{M \times CS}{\sigma_{sn}} = \frac{400000 \times 10}{840} mm^3 = 4762\ mm^3$$

Il diametro minimo sarà calcolato come

$$\emptyset = \sqrt[3]{\frac{16 \times W_t}{\pi}} = 28{,}95\ mm$$

Questo diametro ci costringe a realizzare i solari di pezzo sugli alberi. A questo punto si è pensato di collegare gli alberi agli altri componenti in moto per mezzo di linguette, ma i calcoli hanno fornito lunghezze eccessive per le sedi, di conseguenze si è optato per la realizzazione di profili scanalati. Il loro dimensionamento è normato dalle normative DIN.

Per orientarci nella scelta del profilo scanalato, verifichiamo la resistenza della sezione a snervamento e alla massima pressione di contatto. Per fare ciò dobbiamo prima definire i parametri geometrici di un profilo scanalato.

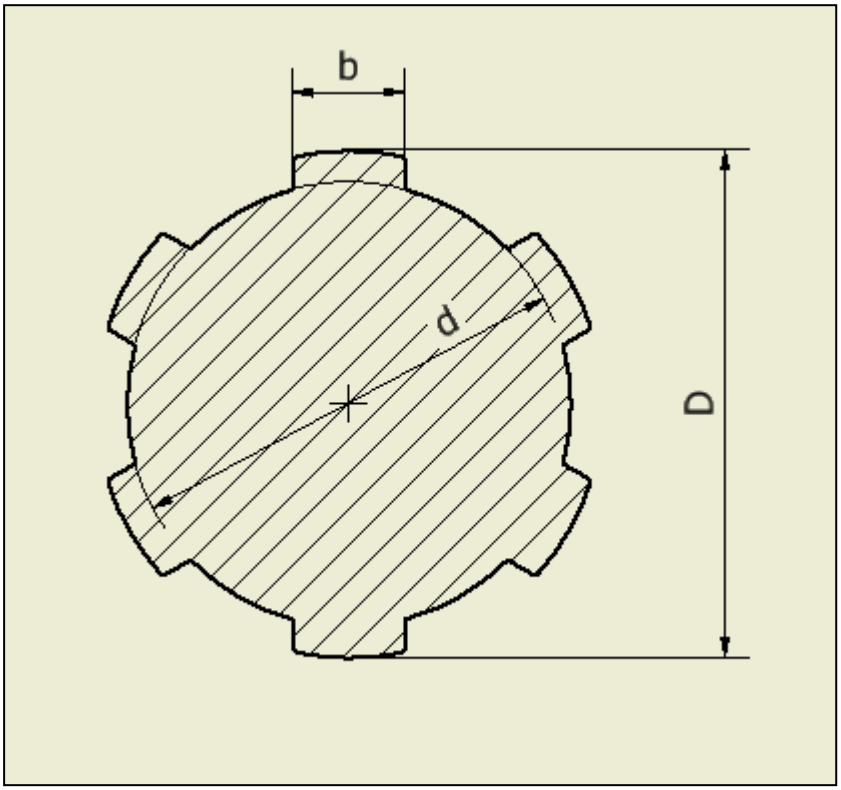


Figura 2.4 – Schema di un profilo scanalato

- *D* è il diametro esterno dei denti e corrisponde al diametro dell'albero
- *d* è il diametro interno del profilo, coincidente con il diametro
- *b* è la larghezza dei denti
- *i è* il numero di denti

È necessario poi calcolare la lunghezza del profilo. Partiamo con la scelta di un profilo scanalato normalizzato di partenza. L'albero deve avere un diametro minimo di *29 mm*, allora si sceglie come primo tentativo il profilo scanalato con i seguenti parametri:

DATI	VALORE
Numero di denti	*10*
Larghezza denti	*4 mm*
Diametro esterno	*32 mm*
Diametro interno	*28 mm*

Tabella 2.9 – Profilo scanalato di primo tentativo per verifiche degli alberi del differenziale

Per la verifica a snervamento, calcoleremo la massima tensione di taglio con la seguente:

$$\tau = \frac{4M_t}{b \times i \times L \times f_c \times (D + d)}$$

- M_t è il momento torcente da trasmettere
- f_c è un coefficiente che considera l'eventualità di un mancato contatto su tutti i profili, lo considereremo pari a *0,25*
- L è la lunghezza utile del profilo scanalato

Dovrà essere verificata la seguente disuguaglianza:

$$\tau \leq \frac{\sigma_{sn}}{CS} = \tau_{amm}$$

Consideriamo in tal caso un coefficiente di sicurezza pari a *5*, coerentemente con la logica adottata fino ad ora per i dimensionamenti di massima anteriori alle verifiche a fatica. Sostituendo a τ la tensione ammissibile τ_{amm} e invertendo l'espressione ottenuto, a parità degli altri parametri otteniamo la lunghezza utile minima da rispettare nel caso della resistenza a snervamento.

$$L_\tau = \frac{4M_t \times CS}{b \times i \times \sigma_{sn} \times f_c \times (D + d)} = 15{,}15\ mm$$

In modo analogo, verifichiamo il profilo alla massima pressione di contatto.

$$p_0 = \frac{8M_t}{i \times L \times (D^2 - d^2)}$$

$$p_0 \leq \frac{\sigma_{sn}}{CS} = p_{amm}$$

La lunghezza utile minima da rispettare per la verifica alla massima pressione di contatto vale:

$$L_p = \frac{8M_t \times CS}{\sigma_{sn} \times i \times (D^2 - d^2)} = 7{,}58\, mm$$

Scegliamo $L = 16\, mm$, valore adeguato per entrambe le verifiche. È definito a questo punto il dimensionamento di massima degli alberi in uscita dal differenziale.

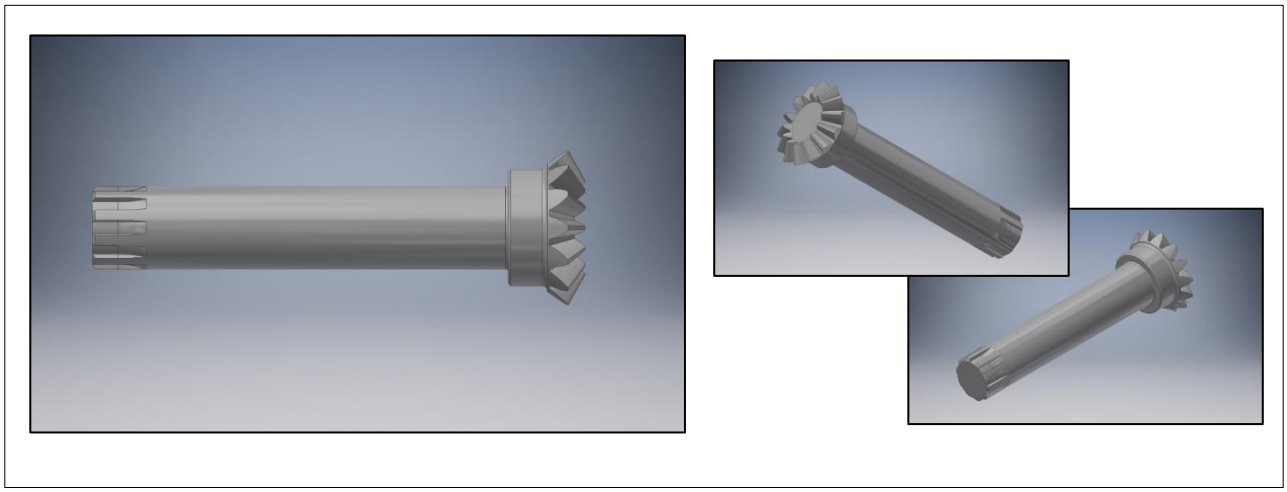


Figura 2.5 – Geometria degli alberi in uscita dal differenziale

Capitolo 3 – Dimensionamento della struttura di sostegno del rotismo differenziale

Il dimensionamento del rotismo ci permette di definire il design dei componenti necessari della sua struttura di sostegno e ne impone i limiti inferiori degli ingombri. Contenere il più possibile gli ingombri è l'obbiettivo principale di questa fase, dovuto al fatto che non si conoscono ancora i dispositivi che verranno montati nel carter.

Sulla base di ciò, consideriamo che alcuni componenti dimensionati in questo capitolo non sono da considerare definitivi ma potranno subire modifiche per esigenze di layout. Saremo comunque in grado di fissare le dimensioni funzionali che garantiscono la capacità di sostenere il rotismo.

3.1 – La gabbia

Su questo componente verrà montata la ruota conica dell'ingranaggio che trasmetterà potenza dal motore al differenziale. A sua volta la gabbia trasmetterà coppia ai satelliti e inoltre sosterrà uno degli alberi in uscita nella rotazione. Gli ingombri radiali esterni sono definiti dalla ruota dell'ingranaggio conico che lo collega al motore.

Saranno necessari opportune guide per la rotazione dell'albero sinistro, considerando il diametro di esso e lo spazio totalmente disponibile, è necessario scartare l'ipotesi di sfruttare dei cuscinetti a corpi volventi. Si è deciso invece di optare per dei componenti commerciali definiti cuscinetti a strisciamento. Questi componenti consentono una notevole riduzione degli ingombri, saranno montati per interferenza nella gabbia.

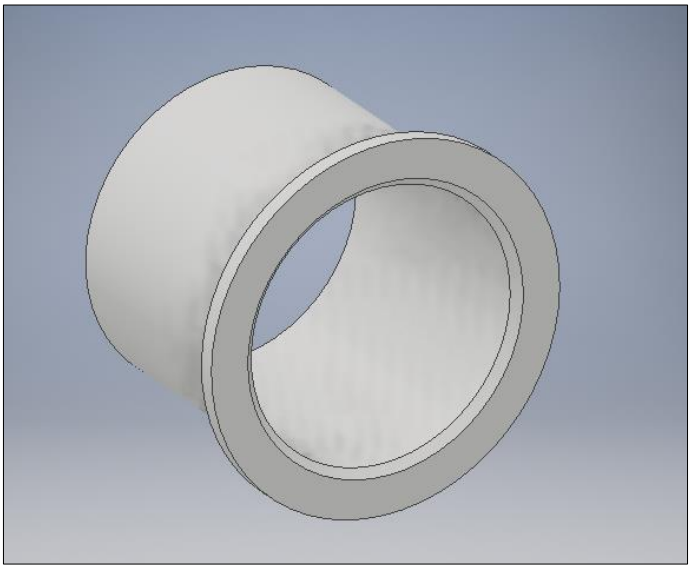


Figura 3.3 – Cuscinetto a strisciamento che sostiene la rotazione degli alberi del differenziale

Il profilo interno della gabbia deve consentire anche il sostegno delle spinte assiali sui satelliti, essi saranno a contatto diretto con questo componente. Sulla base di ciò, sarà necessario modificare opportunamente la geometria del satellite e sulla base di essa sagomare anche quella interna della gabbia, facendo inoltre attenzione alla rugosità finale per ridurre gli attriti.

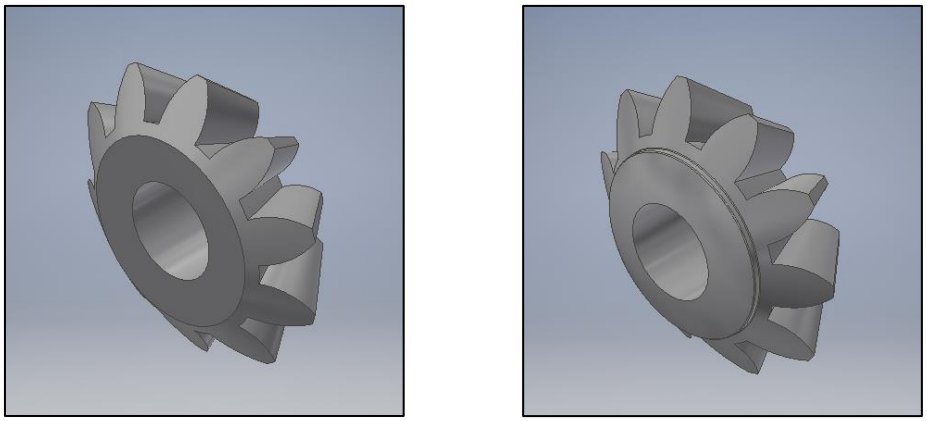


Figura 3.2 – Superficie curva realizzata sul satellite per sostenerne la rotazione

La ruota conica *gleason* che trasmette la coppia al portatreno sarà collegata con un'apposita plancia forata realizzata intorno alla gabbia. Per i satelliti invece, si dovranno realizzare delle sedi in cui alloggiare i relativi elementi di sostegno. Lo spessore di esse è limitato a causa degli ingombri già fissati dei satelliti e della ruota conica *gleason* montata sul differenziale.

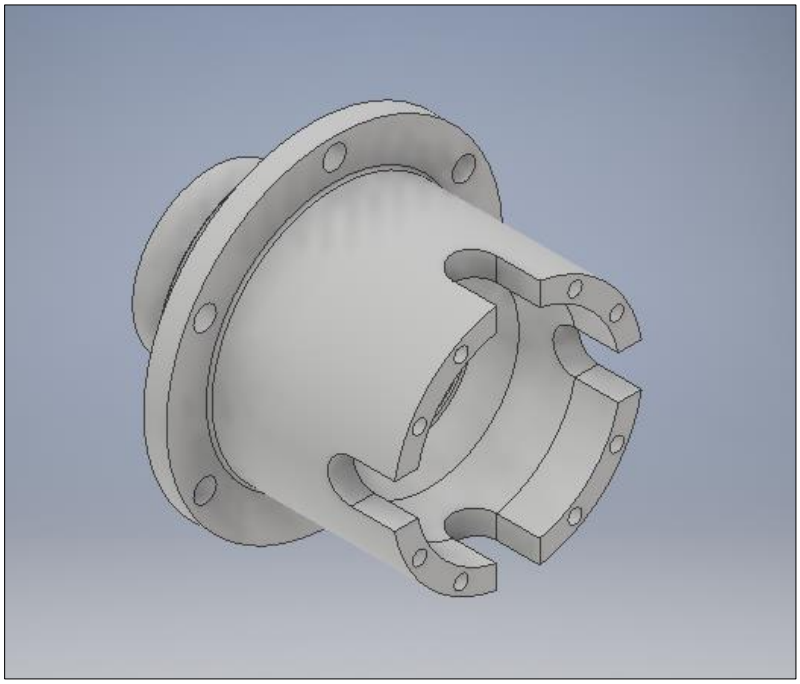


Figura 3.3 – Gabbia del differenziale

Quest'ultima lavorazione definisce la superficie disponibile per il montaggio del coperchio, l'elemento che realizza "l'involucro" del rotismo assieme alla gabbia. Sulla base di queste valutazioni, è stata realizzata una gabbia, il cui design è stato ripreso dall'analisi di differenziali a *4* satelliti impiegati in campo automotive.

3.1.1 – Dimensionamento delle viti

Di seguito è descritta dettagliatamente la procedura di dimensionamento delle viti, nei capitoli successivi il procedimento sarà sintetizzato. Si può fare comunque riferimento a questa sezione per la procedura generale.

Le viti sono dimensionate considerando la configurazione *AS* (*vedere capitolo 1*). In tal caso entrambi i motori erogano potenza su una singola ruota. Si suppone che la coppia che ne deriva agisca completamente sulla gabbia è che sia equamente ripartita su due superfici, quella di collegamento con la ruota *gleason* e quella di collegamento col coperchio. Sarà infatti necessario bloccare l'albero destro su quest'ultimo elemento per consentire il funzionamento nella configurazione *AS*, situazione in cui una coppia di valore massimo pari a *200 Nm* si somma a quella massima erogabile da un singolo motore. Questa coppia si suppone venga totalmente scaricata sul coperchio e quindi trasmessa sulla superficie di collegamento con la gabbia. Consideriamo le viti normalizzate ISO. Per dimensionare questi componenti si parte con la valutazione della forza massima che tende a separare le superfici da collegare. Questa forza vale:

$$F_i = \left(\frac{R_t}{\mu_p} + R_n\right)\frac{1}{n}$$

- R_t è il carico tangenziale, in tal caso dovuto al momento torcente
- R_n è il carico normale, in tal caso dovuto alle spinte assiali sui satelliti
- μ_p è il coefficiente di attrito statico tra i materiali degli elementi collegati
- n è il numero di viti considerato, inizialmente ipotizzato

Oltre a questa sollecitazione, sulla vite agisce anche un momento torcente dovuto all'attrito dei filetti. La forza equivalente che considera la sovrapposizione di queste due sollecitazioni ha un'espressione più complessa, inizialmente può essere stimata come:

$$F_{eq} \cong 1{,}3F_i$$

Considerando contatto acciaio su acciaio stimiamo $\mu_p = 0{,}74$. Per quanto riguarda invece le sollecitazioni che compongono F_i, calcoliamo:

$$R_t = \frac{2M_t}{\emptyset_v}$$

Con $\emptyset_v$ ci si riferisce al diametro della circonferenza passante per i centri dei fori. Esso viene inizialmente ipotizzato assieme alla dimensione di partenza dei fori, garantendo una distanza di essi dal bordo della superficie di almeno *1,5 mm*.

$$R_n = \frac{2M_t}{\emptyset}\tan(\alpha)\cos(\delta_2)$$

È la forza con cui i *4* satelliti spingono sull'albero. A questo punto siamo in grado di stimare F_{eq}. Deve essere rispettata la seguente disuguaglianza:

$$\frac{F_{eq}}{A} \leq \frac{S_P}{CS}$$

- A è l'area efficacie della vite considerata
- S_P è la tensione di massimo precarico ammissibile per la vite, normalizzato secondo classi di resistenza
- CS è il coefficiente di sicurezza, considerato in tal caso pari a 5

Rendendo l'espressione un'uguaglianza, si ottiene l'area efficace minima ammissibile:

$$A_{min} \cong 1{,}3F_i\frac{CS}{S_P}$$

A questo punto si procede con un algoritmo. Si sceglie la classe di resistenza più bassa, si calcola A_{min}. Viene scelta la vite con area efficace immediatamente superiore all'area della circonferenza che ha per diametro quello di partenza considerato per i fori.

A questo punto si avranno tutte le indicazioni necessarie per il calcolo corretto di F_{eq}.

$$F_{eq} = \sqrt{\left(\frac{\frac{R_t}{\mu_p} + R_n\left(1 + k_{eq,b}\right)}{n}\right)^2 + 48\left(\frac{\left(\frac{R_t}{\mu_p} + R_n\right)\left(\frac{0{,}16p + 0{,}58\mu_f d_2}{d_t}\right)}{n}\right)^2}$$

$$k_{eq,b} = \frac{k_b}{k_b + k_p} \cong 0{,}25$$

- μ_f è il coefficiente di attrito statico tra i filetti della vite e la madrevite, compreso tra 0,10 e 0,20

- $k_{eq,b}$ è un termine che considera la rigidezza della piastra e della vite, stimabile come indicato

Le altre dimensioni, relativamente alle viti ISO, sono calcolabili con le seguenti espressioni in funzione del passo e del diametro nominale. Quest'ultimo corrisponde al diametro medio della vite, quello considerato per il foro.

- $d_2 = d - 0{,}64952p$

- $d_t = d - 0{,}9382p$

A questo punto si deve verificare la disuguaglianza iniziale. La scelta deve garantire il valore più basso possibile per S_P. A tale scopo può essere utile variare anche il numero di fori.

GABBIA – RUOTA CONICA GLEASON	
Classe di resistenza / S_p	*3.6 / 180 MPa*
Numero di viti	*6*
Diametro nominale	*8 mm*
GABBIA - COPERCHIO	
Classe di resistenza / S_p	*6.8 / 440 MPa*
Numero di viti	*8*
Diametro nominale	*6 mm*

Tabella 3.1 -Riepilogo delle viti scelte per i collegamenti della gabbia e del coperchio del differenziale

3.2 – La crociera

I satelliti sono sostenuti da componenti che svolgono la funzione di perni. Le dimensioni di essi sono limitate da quelle della gabbia e dei satelliti. Questi componenti, costituenti la crociera, sono stati dimensionati sfruttando tutto lo spazio disponibile, essendo dei componenti di piccole dimensioni sollecitati a taglio, condizione particolarmente gravosa considerando le dimensioni limitate. Si è scelto di dividere la crociera in due componenti, collegati poi per montaggio a interferenza.

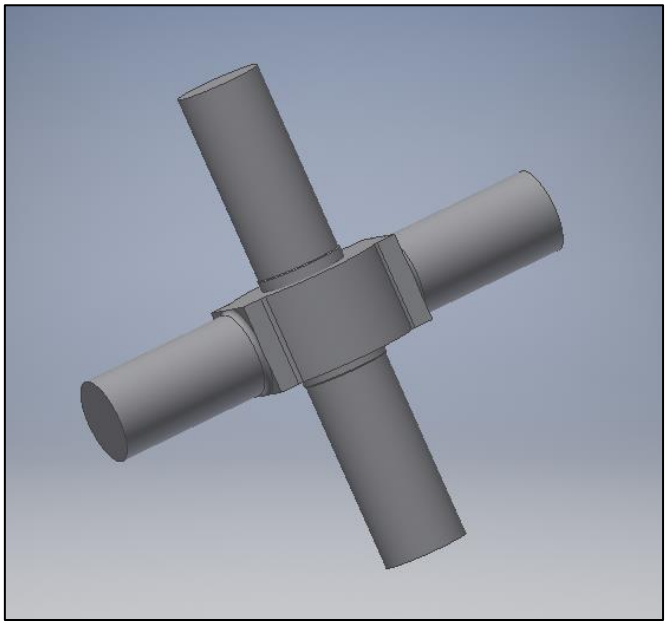


Figura 3.4 – La crociera, il supporto alla rotazione dei satelliti

3.2.1 – Verifica a snervamento della crociera per via analitica

Per un dimensionamento di massima consideriamo gli elementi della crociera come delle travi. La crociera è sollecitata attraverso le quattro superfici di contatto delle sedi della gabbia. Le forze sono scaricate attraverso le superfici di contatto con i satelliti. Supponiamo per semplicità che non ci siano forze scambiate tra i due elementi della crociera legate a possibili deformazioni relative.

Si considerano le sollecitazioni scambiate tra le superfici di contatto, applicate nel centro geometrico delle proiezioni delle superfici stesse sul piano contenente gli assi dei satelliti.

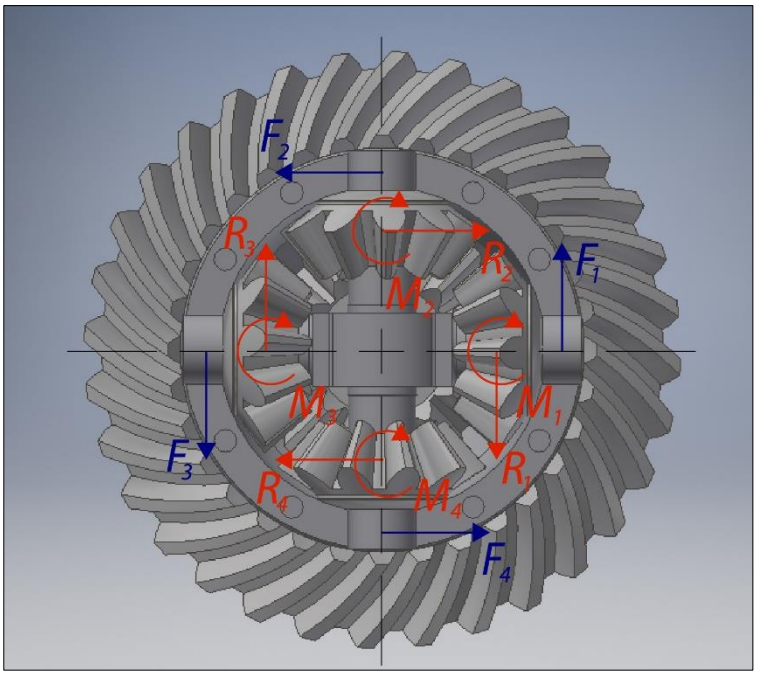


Figura 3.5 – Schema di sollecitazione ipotizzato per la crociera

Dai componenti disegnati, per cui le dimensioni sono state ipotizzate, ricaviamo le informazioni utili per i calcoli:

- d_F : distanza tra le forze applicate dalla gabbia su un elemento della crociera
- d_R : distanza tra le reazioni vincolari offerte dai satelliti su un elemento della crociera
- $\emptyset_p$: diametro degli elementi della crociera

DATI	VALORE
d_F	*78,57 mm*
d_R	*54,32 mm*
$\emptyset_p$	*15 mm*

Tabella 3.2 – Parametri del dimensionamento della crociera

In questo schema di forze, la crociera è sollecitata come se i suoi elementi fossero incastrati ad un estremo. In tal caso quindi nel punto di incastro equivalente, corrispondente al punto in cui consideriamo applicate le reazioni vincolati, si ha la massima sollecitazione. Calcoliamo la massima tensione equivalente con il criterio di *Von Mises*. Consideriamo le forze trasmesse dalla gabbia

ripartita equamente sui punti di contatto, in condizione di massima coppia trasmessa in configurazione *AS.*

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \frac{2M_t}{d_f} \times \frac{1}{4} = \frac{2 \times 400000}{78{,}57 \times 4}\ N = 2546\ N$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 2546\ N$$

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = 2546 \times \frac{d_F - d_R}{2} = 2546 \times \frac{78{,}52 - 54{,}32}{2}\ Nmm = 30807\ Nmm$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3}(\tau_T + \tau_M)f = \sqrt{3}\left(\frac{T}{W_{TAGLIO}} + \frac{M_{TOR}}{W_{TOR}}\right)f = \sqrt{3}\left(2546\frac{4 \times 4}{3 \times \pi \times 15^2} + 16\frac{30807}{\pi \times 15^3}\right)2{,}5$$

$$\sigma_{eq} = 284{,}5\ MPa$$

Il coefficiente comparso nell'espressione è un termine che considera l'eventuale verificarsi di urti, situazione plausibile considerando il campo applicativo del componente. Se prendiamo in considerazione il materiale scelto per gli alberi, con σ_{sn} pari a *840 MPa*, avremo un coefficiente di sicurezza pari a:

$$CS = \frac{840}{285} = 2{,}95$$

Il diametro considerando inizialmente è adeguato secondo questa analisi. Per una verifica più affidabile è necessario ricorrere al calcolo agli elementi finiti.

3.3 – Il coperchio

Il design di questo componente può essere dedotto dagli altri già dimensionati per il differenziale. Le viti che lo collegano alla gabbia sono state dimensionate nella *sezione 3.1.1*. Come per la gabbia, sul coperchio viene montato con collegamento per interferenza un cuscinetto a strisciamento per sostenere la rotazione dell'albero.

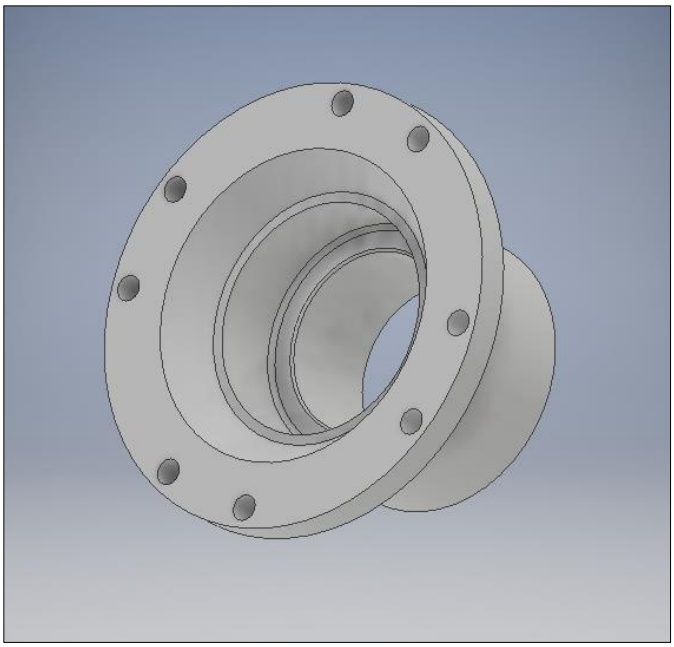


Figura 3.6 – Coperchio del differenziale

In questo capitolo, il coperchio viene dimensionato considerando solamente la sua funzione di sostengo dell'albero destro e di costituire l'involucro del rotismo assieme alla gabbia. In realtà ad esso sarà anche collegato l'innesto di bloccaggio del differenziale. Questo aspetto viene trattato nel *capitolo 4*, in cui viene descritto il dimensionamento dell'innesto di bloccaggio e vengono indicate le modifiche da apportare al coperchio.

3.4 – Verifiche FEM

I componenti del differenziale non sono assimilabili a travi, i metodi analitici hanno un'affidabilità limitata nel verificare la resistenza di questi componenti. Risulta quindi necessario applicare il *calcolo FEM* per avere maggiore sicurezza sulla tensione reale che si ha sui componenti. Considerando la complessità del sistema, risulta difficile ipotizzare un sistema di vincoli equivalente per valutare le tensioni. Si sono quindi impostate diverse simulazioni.

Nella prima simulazione è stata considerata la gabbia e la crociera. Sono state applicate due coppie di *200 Nm* rispettivamente sulla superficie di contatto con la ruota conica *gleason* e quella di contatto con il coperchio. La gabbia è stata vincolata con una cerniera simulando un cuscinetto, la crociera è stata vincolata in corrispondenza delle superfici di contatto con i satelliti, con quattro cerniere. In questo caso i punti più sollecitati sono in corrispondenza delle sedi di alloggiamento dei perni della crociera sulla gabbia.

Nella seconda simulazione, è stata considerata solo la gabbia, con lo stesso sistema di vincoli e sollecitazioni della prima simulazione più ulteriori vincoli in corrispondenza delle sedi di alloggiamento della crociera. Le tensioni massime sono state rilevate negli stessi punti della prima simulazione.

Nella terza simulazione viene considerata solo la crociera. Essa viene vincolata sulle superfici destinate all'accoppiamento con i satelliti. Si considera sollecitata sulle superfici relative alle sedi di alloggiamento sulla gabbia. Il contatto effettivo viene considerato solo su metà di questa superficie, in base al senso di rotazione impresso esternamente dai momenti. Le forze applicate sono le stesse calcolate nella *sezione 3.2.1* .

Le tensioni calcolate sono riassunte nella *tabella 3.3* . Vengono moltiplicate per un fattore 2,5 per tenere conto degli urti. Viene inoltre calcolato un coefficiente di sicurezza considerando come riferimento un acciaio da bonifica con snervamento pari a $\sigma_{sn} = 600\ MPa$.

SIMULAZIONE (N°)	TENSIONE MAGGIORATA	COEFFICIENTE DI SICUREZZA
Gabbia e crociera (1°)	*265 MPa*	*2,26*
Gabbia (2°)	*201 MPa*	*2,99*
Crociera (3°)	*206 MPa*	*2,91*

Tabella 3.3 – Tensioni calcolate nelle simulazioni con maggiorazione per considerare urti

Possiamo ritenere le verifiche a snervamento soddisfatte.

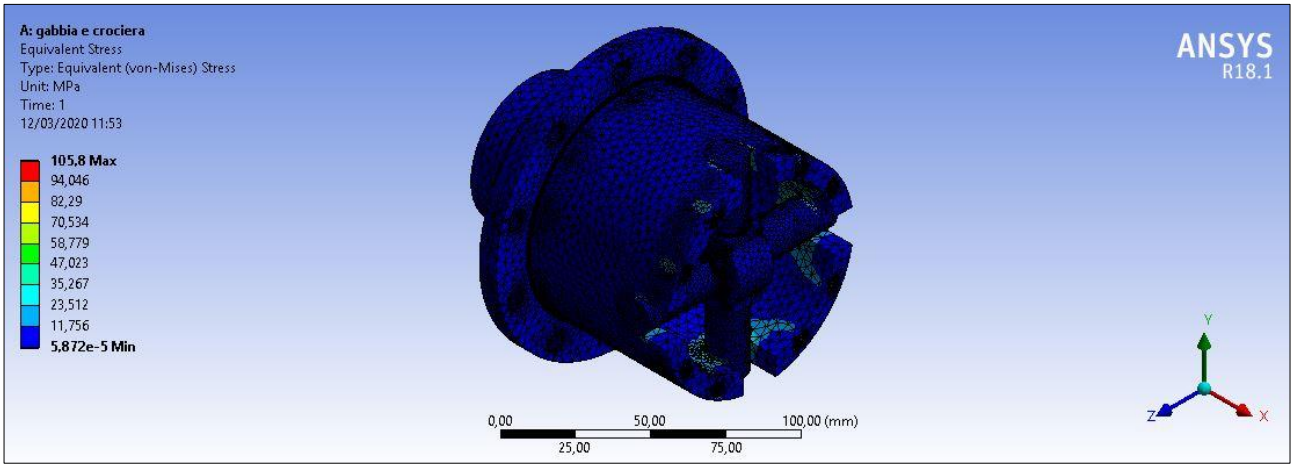


Figura 3.7 – Prima simulazione FEM, realizzata su gabbia e crociera

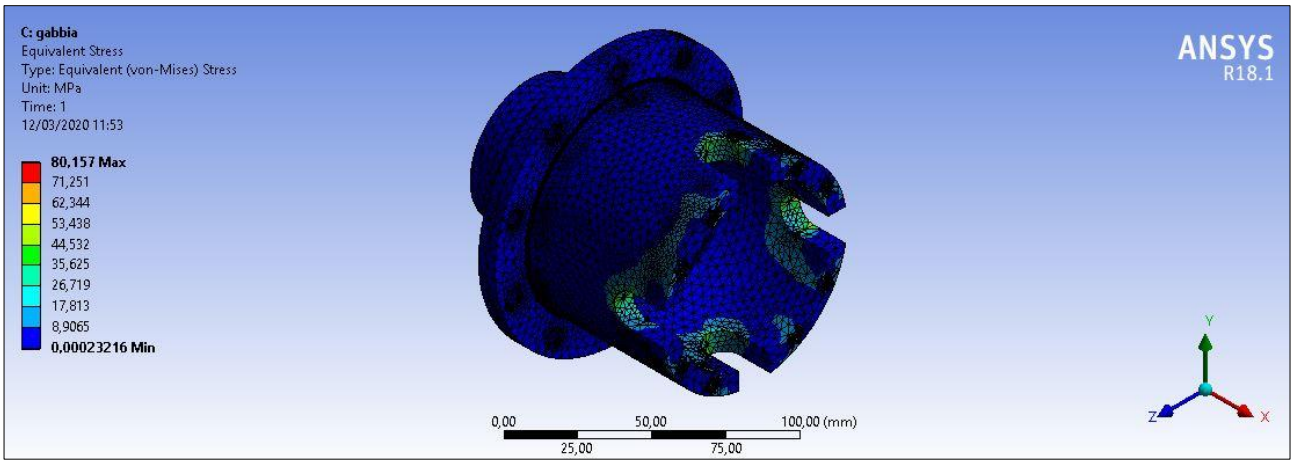


Figura 3.8 - Seconda simulazione FEM, realizzata sulla gabbia

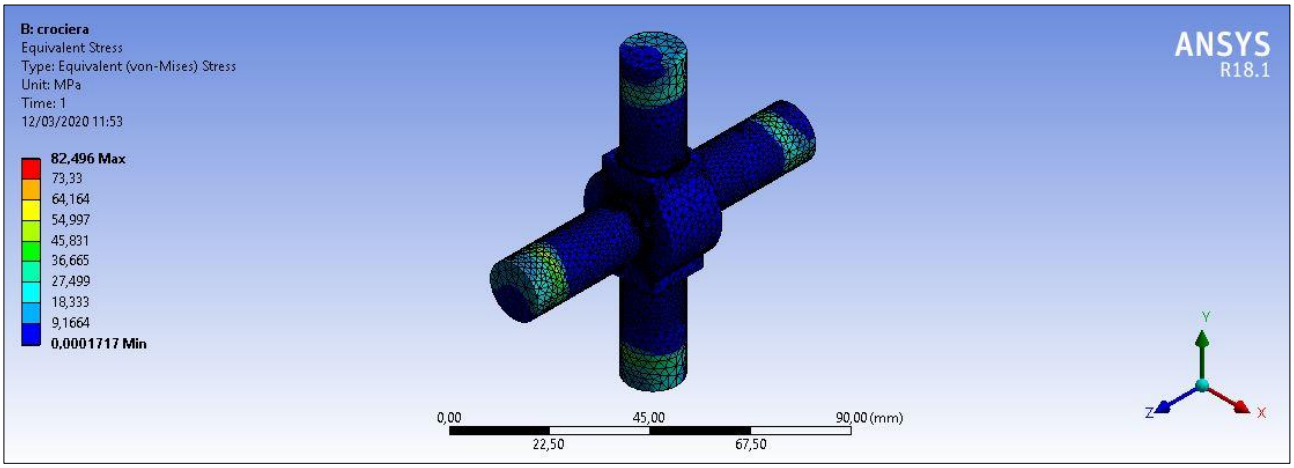


Figura 3.9 - Terza simulazione FEM, realizzata sulla crociera

3.5 – Assieme del differenziale

Terminati i dimensionamenti, viene illustrato l'assieme del componente realizzato, in versione montata ed esplosa.

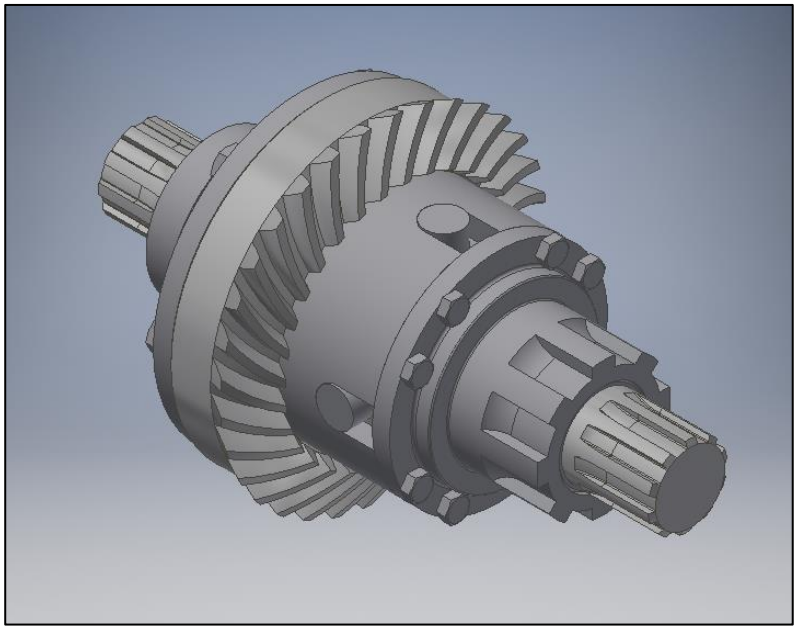


Figura 3.10 – Assieme del differenziale, lato destro

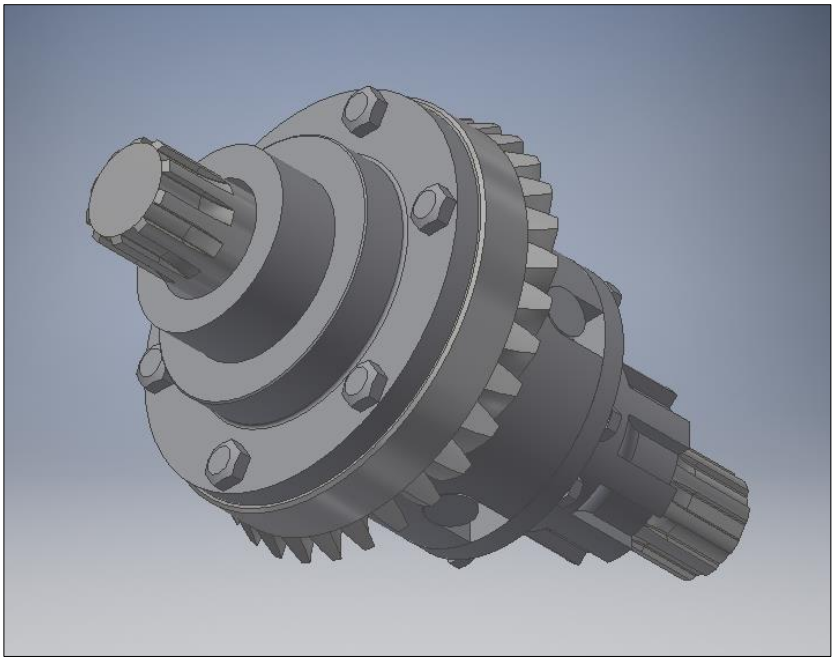


Figura 3.11 – Assieme del differenziale, lato sinistro

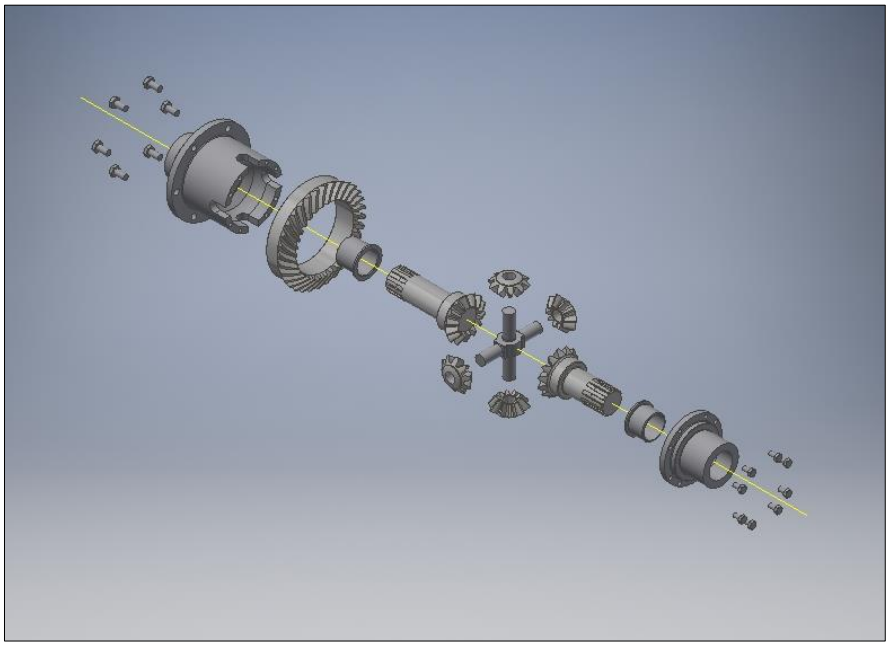


Figura 3.12 – Vista esplosa del differenziale, vista inclinata

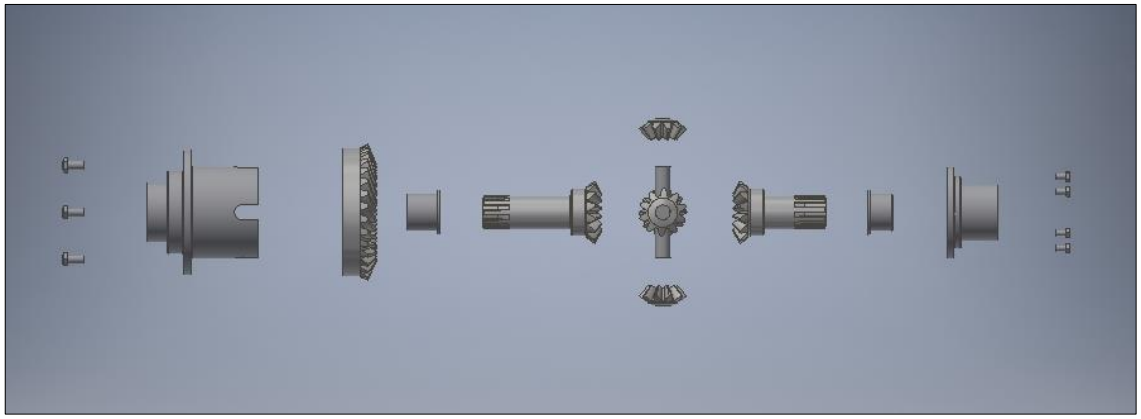


Figura 3.13 – Vista esplosa del differenziale, vista frontale

Capitolo 4 – Innesto di bloccaggio del differenziale

Bloccare il differenziale è necessario per evitare inutili dissipazioni di potenza in configurazione *AWD* e per poter collegare rigidamente due ruote in caso di slittamento, consentendo quindi la configurazione *antislittamento*. Il bloccaggio del differenziale avverrà a vettura ferma, non durante la guida. L'attivazione di questo innesto consentirà di passare dalla configurazione *AWD* a quella *range-extender*, esse sono relative a condizioni di guida diverse, il conducente del veicolo quindi selezionerà la modalità di guida prima di avviare la marcia. Farlo durante la marcia risulta molto complesso, considerando che bisogna attivare tre innesti contemporaneamente, inoltre attivare la configurazione in condizioni non consone può essere pericoloso. L'innesto di bloccaggio del differenziale dunque sarà attivato o disattivato a veicolo fermo. Considerando come configurazione standard quella *AWD*, l'innesto sarà normalmente inserito e quindi sarà a comando negativo. Si è deciso di usare una frizione multidisco in bagno d'olio per questo innesto.

Poter deviare la potenza erogata da un motore elettrico da una ruota ad un'altra sullo stesso asse implica il collegamento rigido dei due semiassi. Ciò avviene in condizioni particolarmente gravose, per questo si è considerata una frizione magnetoreologica. Il suo dimensionamento non sarà oggetto di questa tesi.

Il terzo innesto, quello che collega e scollega il motore *Wankel* per la generazione di corrente elettrica dovrà rispettare i limiti imposti dal sistema in seguito al dimensionamento dei precedenti componenti. Questo innesto sarà sollecitato di meno rispetto agli altri, perché la generazione di corrente avviene con coppie diverse rispetto a quelle motrici dei motori. Si ritiene dunque che non sarà un problema scegliere un innesto adeguato a questa funzione in seguito al dimensionamento degli altri componenti.

4.1 – Scelta del layout dell'innesto

I componenti attualmente dimensionati impongono notevoli limiti alla struttura della frizione, principalmente per motivi di ingombro. Ciò riguarda soprattutto i leveraggi che innestano e disinnestano la frizione. Si è ritenuto non adeguato considerare un meccanismo coassiale all'asse di rotazione dell'albero di trasmissione, soluzione tipicamente adottata in campo automotive. Si è considerato invece un leveraggio disposto lateralmente rispetto al corpo della frizione, in modo da rendere più semplice il suo montaggio sul carter.

La frizione sarà accoppiata al differenziale attraverso dei profili scanalati, ovvero quello già realizzato sull'albero destro e uno che verrà realizzato sul coperchio. Per contenere gli ingombri radiali, particolarmente limitati, sarà necessaria una configurazione multidisco. Per la generazione della forza necessaria a garantire l'aderenza tra i dischi, verrà utilizzata una singola molla. Essa sarà

sollecitata a compressione e sfrutterà i leveraggi per la moltiplicazione della forza. Per il disinnesto verrà sfruttato un attuatore rotativo montato esternamente sul carter. Esso agirà sull'innesto per mezzo di una camma, interrompendo il contatto tra molla e leva di innesto.

Spingere i dischi per trasmettere la coppia limitando al contempo l'usura si è rivelato un problema, inizialmente si è pensato ad un collare di manovra che agisse sul corpo della frizione per mezzo di rullini rotanti su perni realizzati a sbalzo sul corpo frizione. Questa soluzione è stata scartata a causa delle eccessive sollecitazioni che si sono verificate su questi componenti. La soluzione impiegata consiste nel movimentare il corpo frizione con un cuscinetto reggispinta a rullini scelto dal catalogo *SKF.*

Sulla base di queste valutazioni, è stato scelto il layout mostrato nelle figure seguenti.

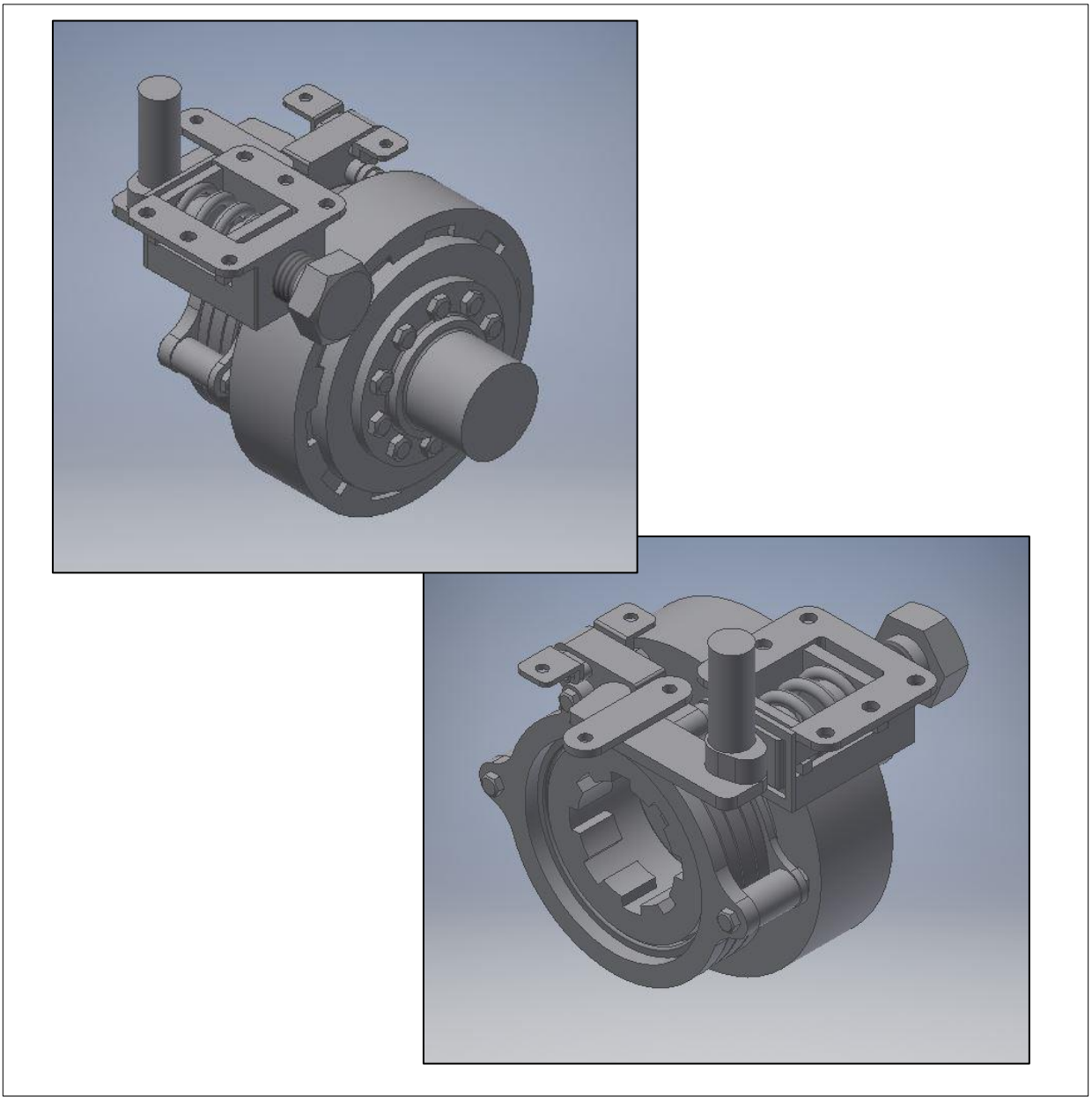
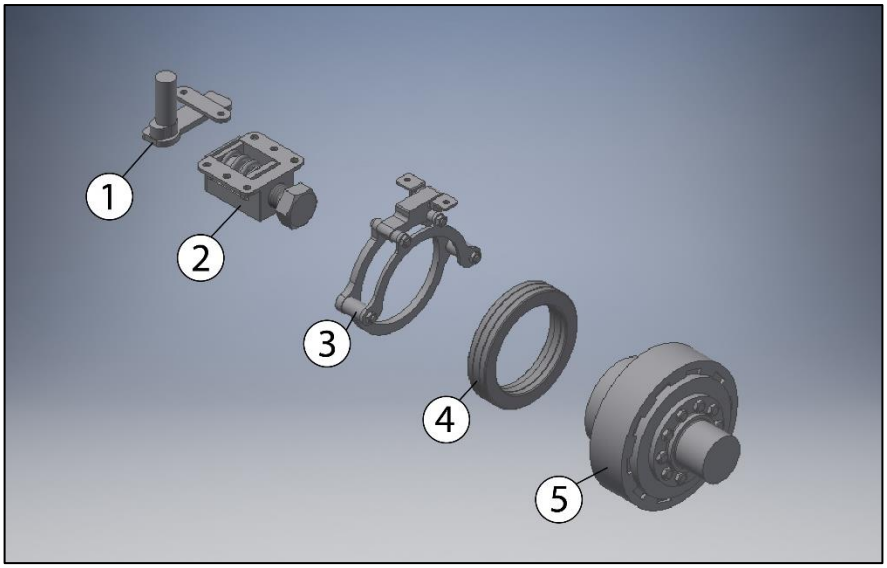


Figura 4.1 – Frizione di bloccaggio del differenziale



1) leveraggi
2) molla di regolazione del carico
3) collare di manovra
4) cuscinetto reggispinta
5) corpo frizione

Figura 4.2 – Componenti della frizione di bloccaggio del differenziale

4.2 – Dimensionamento dei leveraggi

Per il dimensionamento dell'innesto si è considerato opportuno cominciare dal meccanismo di manovra. Questa scelta è dovuta al fatto che i leveraggi riducono la forza di attuazione richiesta per il corretto funzionamento del componente. Essi dunque avranno un ruolo fondamentale per ridurre il più possibile gli ingombri. Inoltre, si decide di fissare a priori la massima forza di attuazione da applicare al leveraggio, in questo modo le dimensioni dei componenti che assolvono la funzione di generare la forza di bloccaggio, vengono limitate. Inizialmente viene quindi considerato un valore massimo di *1000 N* per la forza che agirà sul leveraggio per tenere chiusa la frizione.

Per dimensionare la leva si considera invece che il punto di contatto tra essa e il collare di manovra sarà su un piano contenente l'asse degli alberi del differenziale. La distanza di questo asse dalla superficie del carter contente la trasmissione è pari a *94 mm*. Consideriamo una distanza minima da tale superficie di *20 mm* per lo spazio occupata dalla leva e da eventuali ingombri degli altri componenti. Sulla base di ciò, imponiamo che la lunghezza *funzionale* della leva, considerata pari alla somma dei suoi bracci effettivi *L1* ed *L2* mostrati in *figura 4.3*, sia massimo di *74 mm*.

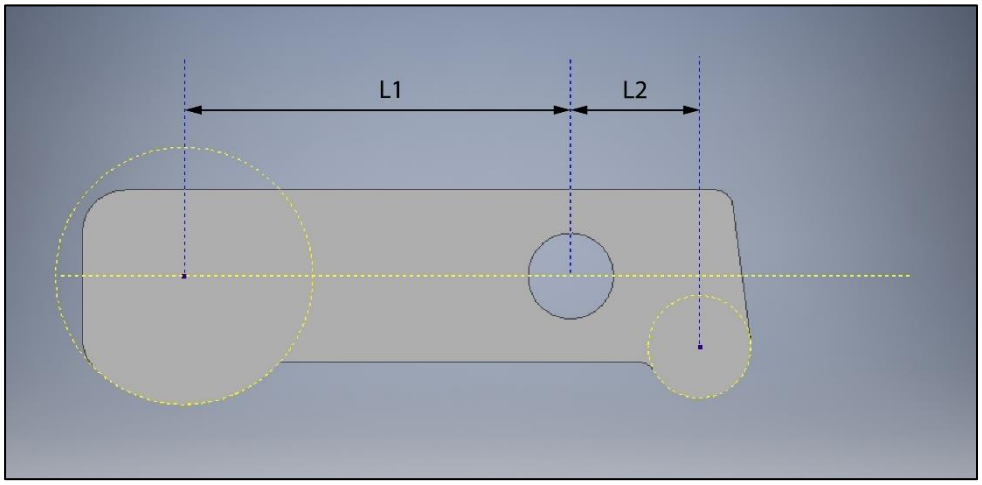


Figura 4.3 – Lunghezze funzionali dei bracci della leva del meccanismo di attuazione della frizione

A questo punto viene scelto il rapporto di leva. Esso pone un compromesso tra la moltiplicazione della forza e la riduzione dello spostamento da un'estremo all'altro dei bracci. La forza che chiude la frizione sarà generata dalla molla in compressione, per disinnestare la frizione essa sarà compressa ulteriormente dalla camma agente sul levaraggio. In questo modo si ottiene un meccanismo molto compatto, ma si ha lo svantaggio di dover rispettare una corsa di compressione massima per la molla. Per questo motivo non si può avere un rapporto di leva eccessivamente grande.

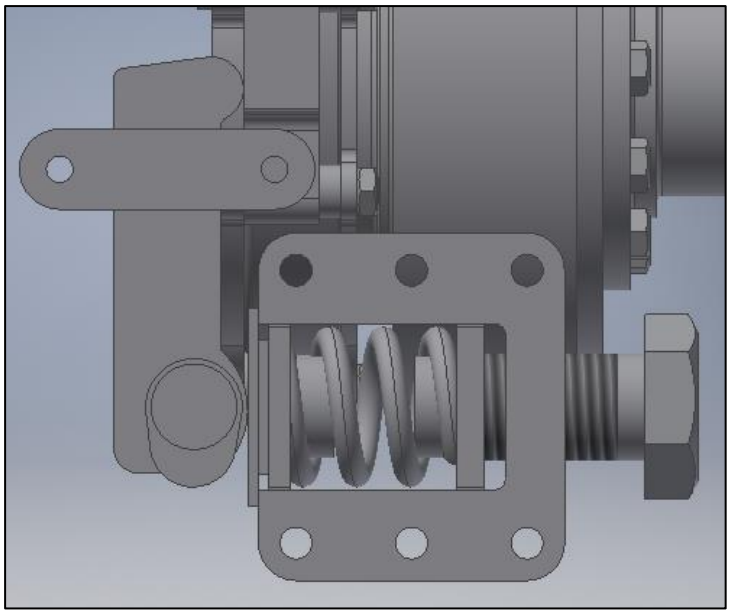


Figura 4.4 – Sistema che chiude la frizione

Sulla base di queste considerazioni, sono state ipotizzate le seguenti lunghezze funzionali:

$$L1 = 45\ mm \quad ; \quad L2 = 15\ mm \quad ; \quad r = {}^{45}/_{15} = 3$$

Il rapporto di leva è pari a *3*, dunque come dato di input per la forza che chiude i dischi frizione abbiamo un valore pari a:

$$F = 1000 \times r = 3000\ N$$

Abbiamo tutti i parametri necessari per un dimensionamento di massima della leva e del perno di rotazione. La leva subisce una forza che comporta un momento torcente massimo pari a:

$$M = F \times L2 = 3000 \times 15\ Nmm = 45000\ Nmm$$

Questo valore è stato sfruttato per impostare una sezione iniziale per la leva. Considerando un rapporto tra larghezza e spessore della sezione pari a *5*, possiamo calcolare la tensione in funzione dello spessore scelto, considerando poi un materiale di prova con una tensione di snervamento di *600 MPa*, calcoleremo anche il coefficiente di sicurezza in funzione dello spessore.

La massima tensione da momento flettente vale:

$$\sigma_{max} = \frac{6M}{bh^2} = \frac{6M}{b(5b)^2} = \frac{6M}{25b^3} = \frac{10800}{b^3}$$

Da cui ricaviamo il coefficiente di sicurezza in funzione dello spessore (espresso in *mm*):

$$CS = \frac{600}{\sigma_{max}} = \frac{b^3}{18}$$

Le dimensioni della sezione della leva, scelte per avere un coefficiente di sicurezza almeno pari a *5*, con il corrispondente valore di tensione valgono:

$$b = 5\,mm \quad ; \quad h = 20\,mm \quad ; \quad \sigma_{max} = 86{,}4\,MPa$$

L'insieme di leva e perno deve essere verificato con un calcolo *FEM*, infatti in corrispondenza della sezione più sollecitata della leva si ha il foro per il perno, esso genererà un'intensificazione delle tensioni. Per questo si è scelto un coefficiente di sicurezza alto nel dimensionamento. Nel calcolo *FEM* fissiamo la superficie della piastra su cui si ha il perno, consideriamo un vincolo di cerniera tra il perno e la sua sede nella leva. Consideriamo il braccio corto della leva incastrato in corrispondenza del punto di contatto con la superficie su cui trasferirà la forza. Consideriamo un perno di diametro di *10 mm*.

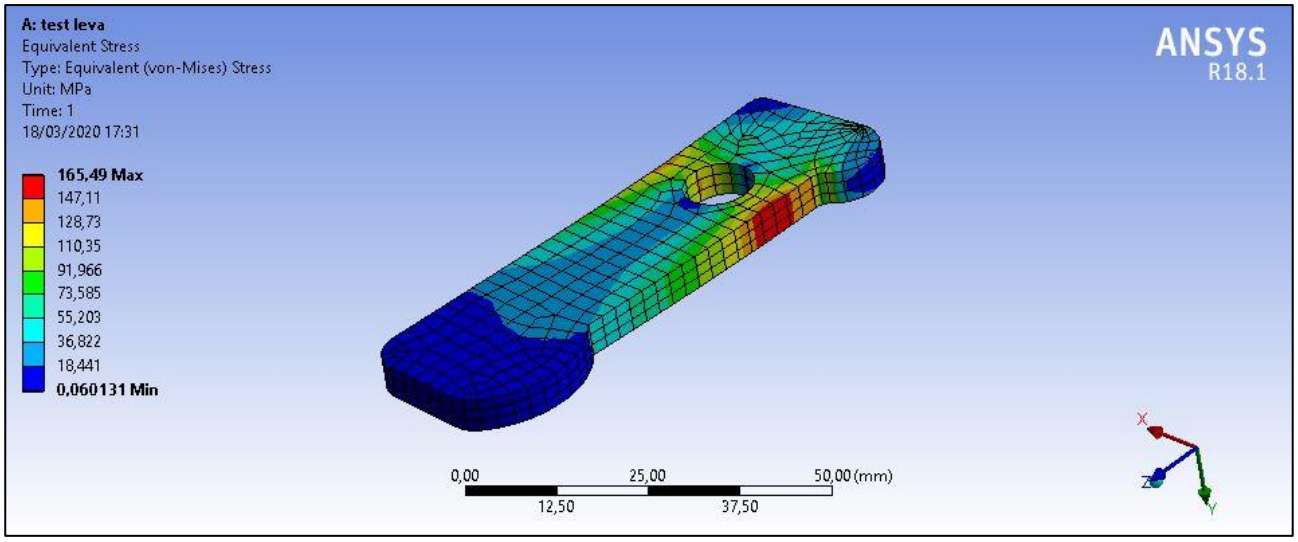


Figura 4.5 – Calcolo FEM di verifica della massima tensione nella leva

La simulazione pone un valore di tensione circa doppio rispetto a quanto calcolato, il coefficiente di sicurezza che ne deriva vale:

$$CS = \frac{600}{165{,}49} = 3{,}63$$

Valore accettabile, quindi la leva risulta adeguatamente dimensionata. Tramite simulazione è stata anche valutata la freccia che si ha all'estremo del braccio lungo sotto l'azione della forza:

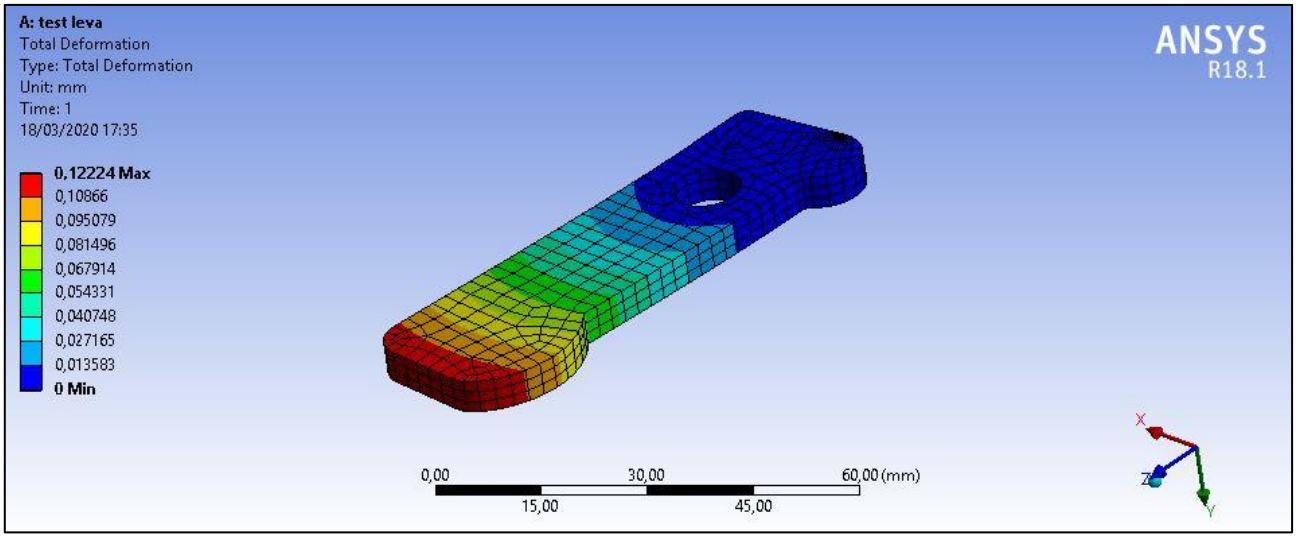


Figura 4.6 – Simulazione FEM per la rilevazione della freccia massima della leva

Il punto di contatto del braccio lungo, che nella *figura 4.6* corrisponde alla zona arancione, ha una freccia massima di circa *0,1 mm*. Sarà importante considerare questo valore per la disposizione dei componenti del meccanismo.

Per la simulazione sul perno, consideriamo che per l'equilibrio alla traslazione della leva si avrà una forza di reazione pari a:

$$R = F_{L1} + F_{L2} = F_{L1} + 3F_{L1} = 4F_{L1} = 4000\ N$$

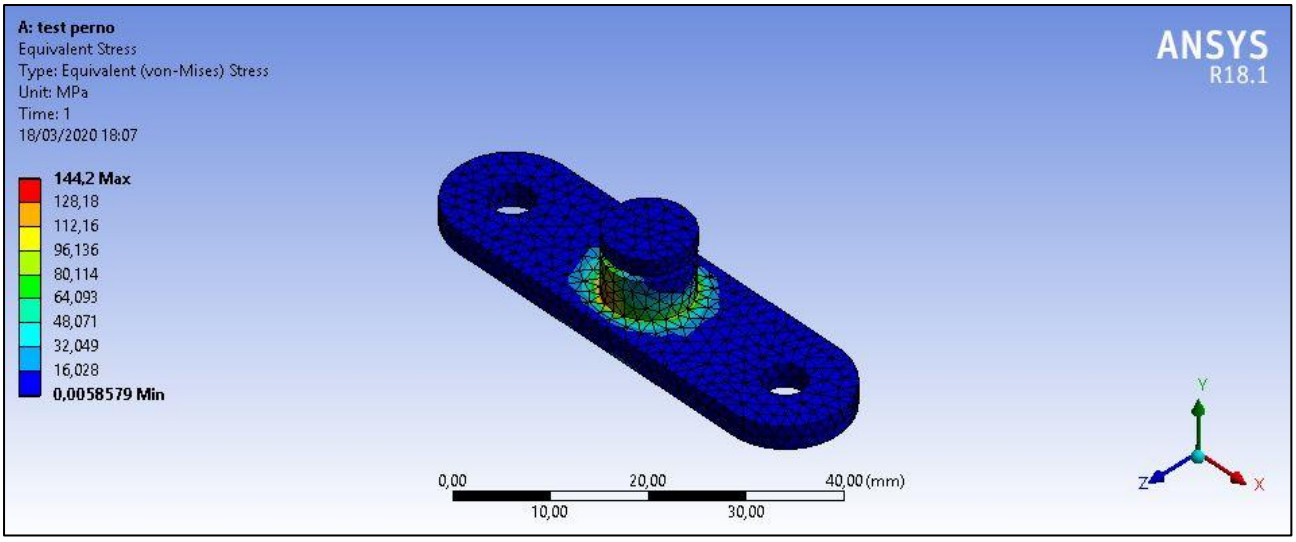


Figura 4.7 – Calcolo FEM di verifica della massima tensione nel perno

Considerando per il perno lo stesso materiale considerato per la leva, si ha:

$$CS = \frac{600}{144{,}2} = 4{,}16$$

Anche il perno risulta adeguatamente dimensionato. A questo punto si hanno tutti gli input necessari per dimensionare il corpo della frizione.

4.3 – Dimensionamento del corpo frizione

4.3.1 – Dimensionamento dei dischi di frizione

La scelta di una frizione multidisco è dovuta alla necessità di ridurre il più possibile gli ingombri radiali. La frizione lavora sempre in condizioni di aderenza, essa è innestata a veicolo fermo e motore fermo dunque non si hanno problemi legati allo strisciamento dei dischi.

Per il dimensionamento della frizione, consideriamo che la coppia massima da trasmettere è quella massima erogata dal motore elettrico moltiplicata per il rapporto di trasmissione dell'ingranaggio conico, moltiplicata a sua volta per un coefficiente *k* che ci garantisce di evitare strisciamento nel caso di eventuali sovraccarichi della coppia erogata dal motore. Calcoliamo:

$$M = C \times \tau \times k = 100000 \times 2 \times 1{,}5 = \ 300000\ Nmm$$

Avendo considerato in tal caso un valore massimo di *k = 1,5*. Esso solitamente è compreso tra *1,3* e *1,5*. Per una frizione multidisco avente *n* dischi e un coefficiente di aderenza f_a e raggio medio r_m, applicando un carico *F* è possibile trasmettere la coppia M_{max} pari a:

$$M_{max} = \ f_a(n+1)Fr_m$$

r_m è il raggio medio della corona circolare, costituente la superficie degli *n* dischi di frizione. Dalla *sezione 4.2* è noto il valore della forza *F* sfruttabile per la trasmissione, essa è pari a *3000 N.* Possiamo considerare una lubrificazione leggera e porre f_a pari a 0,25. Il raggio medio vale:

$$r_m = \frac{r_e + \ r_i}{2}$$

Supponiamo per r_e un valore massimo di *50 mm*. Imponendo che la coppia massima trasmissibile corrisponda ad *M,* otterremo la seguente espressione:

$$(n+1)\left(25 + \frac{r_i}{2}\right) = \frac{M}{f_a F} = \ 400\ mm$$

Considerando che *n* deve essere un numero intero, ricaviamo l'espressione del numero di dischi in funzione del raggio interno r_i e la consideriamo come argomento di una funzione che arrotonda il numero ottenuto per eccesso:

$$n = A\left(\frac{400}{25 + \frac{r_i}{2}} - 1\right)$$

r_i è limitato inferiormente, infatti i dischi saranno coassiali ad un componente assialsimmetrico in cui sarà accoppiato l'albero destro uscente dal differenziale. Questo accoppiamento è realizzato per mezzo di un profilo scanalato, il cui raggio esterno è di *16 mm*. Supponiamo che il mozzo in cui si collegherà l'albero abbia un raggio di almeno *26 mm.* Possiamo considerare questo come un valore limite inferiore. A questo punto si procede per tentativi, considerando che una volta scelto il raggio interno, ricalcoliamo il valore finale di *F* con la seguente:

$$F = \frac{M_{max}}{f_a(n+1)r_m}$$

I valori dei parametri finali scelti sono riassunti nella *tabella 4.1*:

DATI	VALORE
Numero di dischi (n)	*8*
Coppia massima trasmissibile con un carico F = 1000 N	*290250 Nmm*
Rapporto tra coppia massima trasmissibile e coppia nominale trasmessa in servizio (k)	*1,45*
Coefficiente di aderenza	*0,25*
Raggio esterno dell'area di contatto di frizione(r_e)	*50 mm*
Raggio interno dell'area di contatto di frizione (r_i)	*36 mm*
Raggio medio dell'area di contatto di frizione (r_m)	*43 mm*
Spessore dei dischi	*3 mm*

Tabella 4.1 – Parametri della frizione di bloccaggio del differenziale

Il valore finale scelto per il raggio interno deriva da esigenze costruttive che si sono avute durante il dimensionamento degli altri componenti. I profili scanalati dei dischi, dell'elemento condotto e del componente che trasmette il momento torcente sono stati dimensionati con lo stesso procedimento impiegato nella *sezione 2.8.*

PROFILI SCANALATI DEI DISCHI CON DENTATURA ESTERNA	
DATI	**VALORE**
Numero di denti	*10*
Larghezza denti	*16 mm*
Diametro esterno	*112 mm*
Diametro interno	*102 mm*
PROFILI SCANALATI DEI DISCHI CON DENTATURA INTERNA	
DATI	**VALORE**
Numero di denti	*8*
Larghezza denti	*8 mm*
Diametro esterno	*48 mm*
Diametro interno	*42 mm*

Tabella 4.2 – Parametri dei profili scanalati dei dischi di frizione

4.3.2 – Dimensionamento del mozzo porta dischi

A questo punto si hanno tutte le informazioni necessarie per dimensionare il componente in cui sono alloggiati i dischi di frizione. Esso sarà collegato al coperchio del differenziale attraverso un profilo scanalato. Quest'ultimo viene dimensionato col procedimento adottato nella *sezione 2.8*.

PROFILO SCANALATO DEL COPERCHIO DEL DIFFENZIALE	
DATI	**VALORE**
Numero di denti	*8*
Larghezza denti	*9 mm*
Diametro esterno	*54 mm*
Diametro interno	*46 mm*

Tabella 4.3 – Profilo scanalato che collega la frizione al coperchio del differenziale

Su questo componente agisce la forza generata dal collare di manovra, esso inoltre è solidale alla gabbia del differenziale nelle rotazioni. La spinta del collare deve avvenire senza creare problemi alla rotazione di questo componente. Per questo si è pensato di attuare la spinta attraverso un cuscinetto reggispinta a rullini.

Per la scelta del cuscinetto si è considerato il catalogo *SKF*, si è cercato un cuscinetto reggispinta a rullini con diametro interno compreso in un intervallo di valore massimo pari al diametro del coperchio del differenziale e valore minimo pari allo stesso diametro meno *10 mm*, quindi con diametro interno minimo di *44 mm* e massimo *54 mm*. La scelta finale è ricaduta sul cuscinetto a reggispinta a rullini indicato come *81115 NT*.

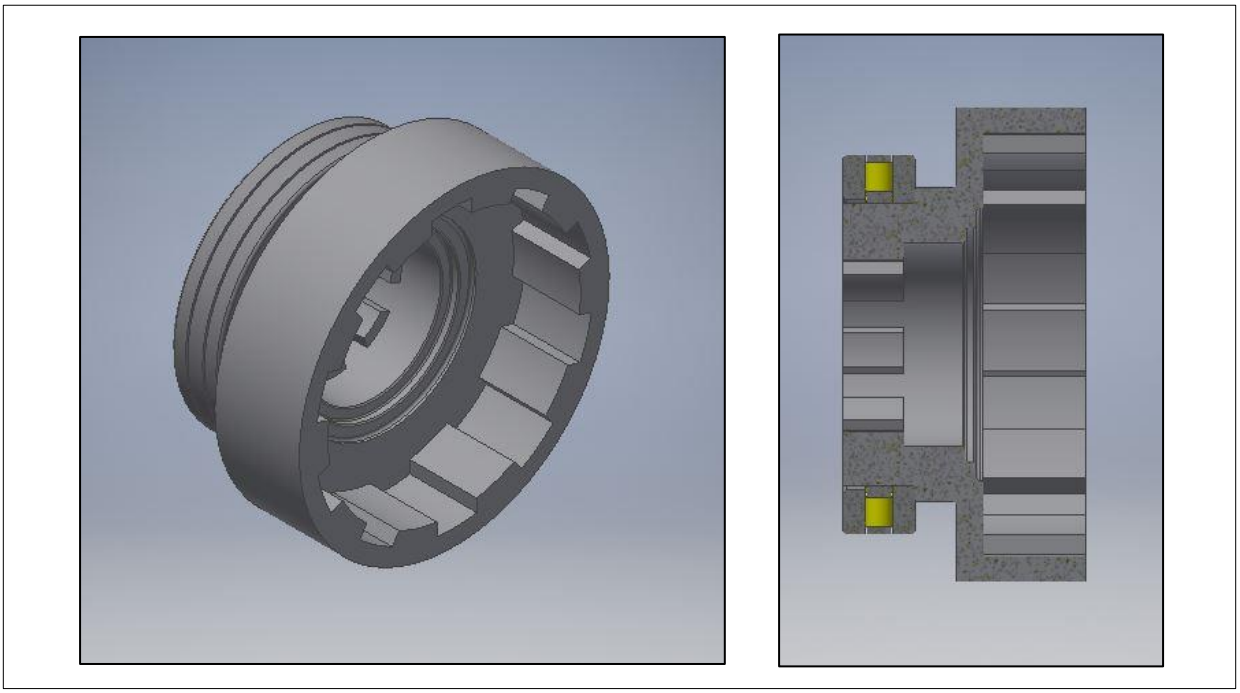


Figura 4.8 – Mozzo porta dischi con cuscinetto a rulli conici, rappresentato intero e in sezione

4.3.3 – Dimensionamento del componente condotto

Anche per questi componenti, la geometria viene definita in base agli altri elementi già dimensionati. Questo componente si collegherà all'albero destro del cuscinetto mediante il profilo scanalato già definito e alla frizione magnetoreologica, verrà sostenuto da un cuscinetto alloggiato in un supporto montato direttamente sul carter. Per esigenze di fabbricazione, si è deciso di dividere questo componente in due parti e di assemblarle per mezzo di bulloni *M6*. Il componente avrà un'altra scanalatura, coassiale a quella in cui si alloggia l'albero in uscita dal differenziale, su cui si accoppieranno i dischi di frizione con i denti interni.

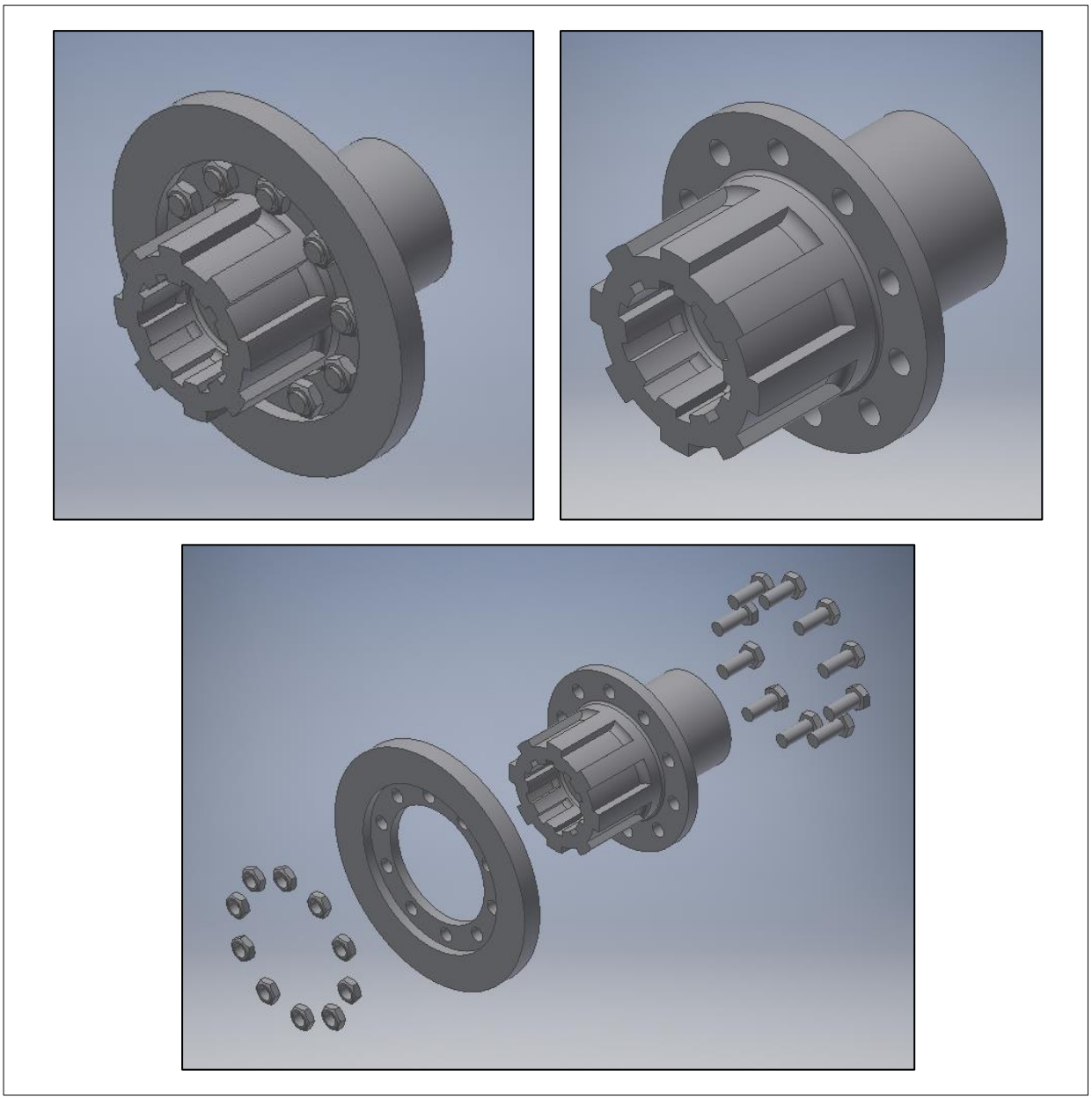


Figura 4.9 – Assieme del componente condotto del corpo frizione. È rappresentato l'assieme assemblato, l'elemento su cui sono montati i dischi di frizione e l'assieme smontato

4.3.4 – Assieme del corpo frizione

Viene di seguito rappresentato l'assieme sezionato del corpo frizione, completo di dischi e l'assieme smontato:

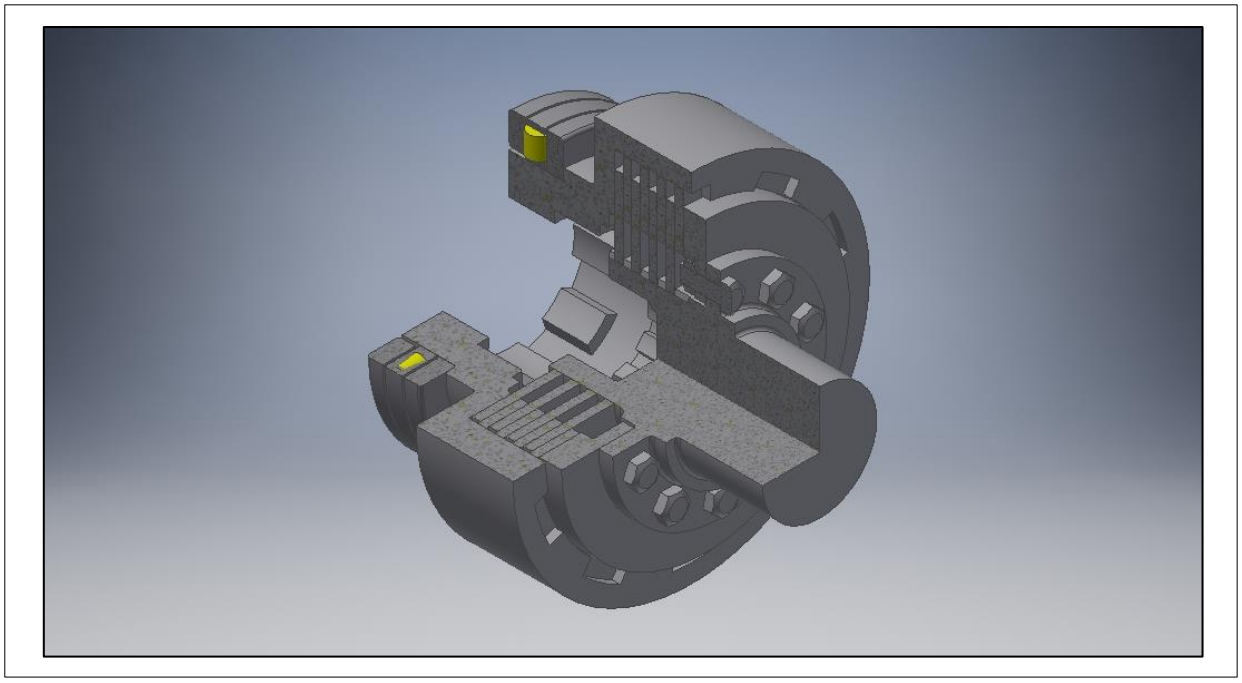


Figura 4.10 – Assieme del corpo frizione con sezione a tre quarti

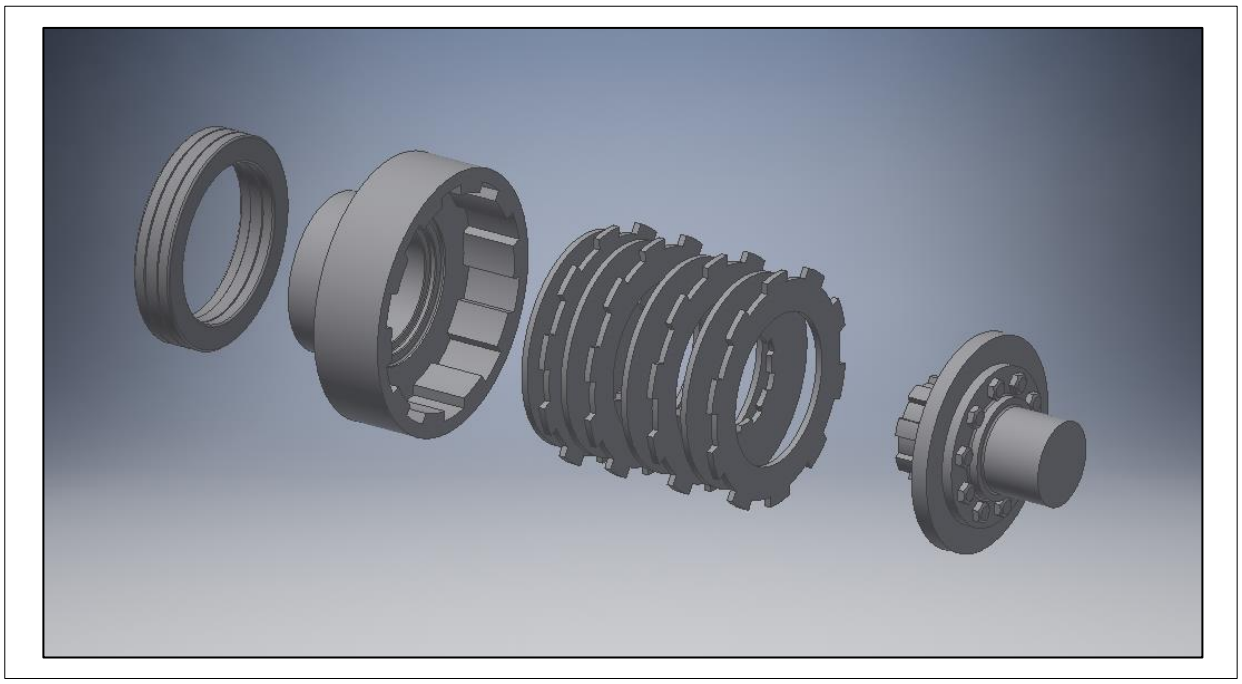


Figura 4.11 – Assieme smontato del corpo frizione

4.5 – Dimensionamento del collare di manovra

Il collare di manovra è l'elemento su cui i leveraggi trasmettono la forza di chiusura della frizione. La guida di traslazione del collare è posta eccentricamente rispetto all'asse della frizione, sarà necessario garantire una rigidezza consona per i componenti al fine di evitare deformazioni che possono compromettere il corretto funzionamento dell'innesto. La traslazione del corpo frizione è realizzata con una guida con sezione ad asola. La guida è vincolata al carter con una singola coppia di viti, essa sostiene unicamente il peso dei componenti del collare di manovra. La forza della leva agisce su un componente che viene definito traslante. Il traslante viene accoppiato alla guida di traslazione, inoltre su di esso sono montate le piastre che spingono sul corpo frizione per trasmettere la coppia.

Figura 4.12 – Assieme del collare di manovra

Per verificare la resistenza del componente e la sua massima deformazione viene impiegata un simulazione *FEM*.

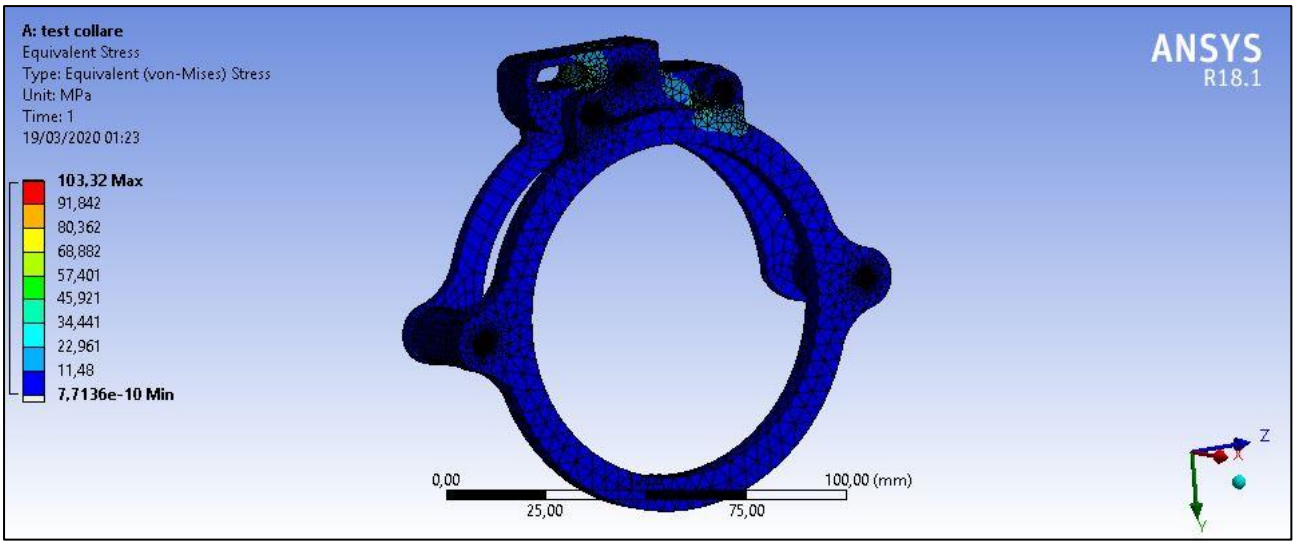


Figura 4.13 – Simulazione *FEM* del collare di manovra

Considerando un materiale con tensione di snervamento di *600 MPa* si ha:

$$CS = \frac{600}{103} = 5{,}83$$

Il dimensionamento può essere considerato adeguato.

4.6 – Dimensionamento della molla di regolazione del carico

4.6.1 – Scelta della molla e impostazione dei parametri

Per il componente che genera la forza di chiusura della frizione si è scelta una molla da cataloghi commerciali, imponendo un valore massimo del diametro esterno delle spire di *30 mm* considerando gli attuali ingombri del sistema, e un valore di forza massima di compressione di almeno *1500 N*. Questo valore è superiore ai *1000 N* imposti per agire sulla leva, ciò è necessario perché la molla subisce un'ulteriore compressione per interrompere la trasmissione del carico.

DATI	VALORE
Massimo carico di compressione	*1569 N*
Costante elastica	*116,7 N/mm*
Lunghezza a riposo	*41 mm*
Corsa massima di compressione	*13,4 mm*
Lunghezza minima sotto carico	*27,6 mm*
Diametro esterno	*30 mm*
Diametro interno	*20 mm*
Diametro di filo	*5 mm*

Tabella 4.4 – Parametri della molla scelta da catalogo per azionare la frizione

La molla è compressa per mezzo di una vite di manovra. Essa non può essere azionata direttamente dell'attuatore perché all'interno del carter non si ha spazio sufficiente per inserire tale componente, quindi si agisce sull'altro estremo della molla per mezzo della camma.

Lo spostamento necessario s_{min} per generare la forza *F* di compressione richiesta alla molla vale:

$$s_{min} = \frac{F}{R} = \frac{1000}{116{,}7}\ mm = 8{,}57\ mm$$

Risulta più comodo porre s_{min} pari a *8 mm*, infatti la vite di manovra sarà caricata manualmente da chi eseguirà il montaggio sul veicolo, dunque si preferisce evitare che la precisione richiesta dal montaggio di questo componente sia eccessiva.

In questo modo la nuova coppia massima trasmissibile vale:

$$M'_{max} = M_{max} \frac{R \times s_{min}}{F} = 290250 \frac{116{,}7 \times 8}{1000} \; Nmm = 270977 \; Nmm$$

Il valore risulta ancora adeguato, considerando che il coefficiente di maggiorazione del carico trasmesso *k* vale:

$$k = \frac{270977}{200000} = 1{,}35$$

Esso rientra ancora nell'intervallo fissato [*1,3 ; 1,5*]. La molla viene compressa ulteriormente dall'altro estremo dalla camma che la allontana dai leveraggi. Quest'ulteriore compressione è stata imposta a *3 mm* per garantire un distacco della leva dal traslante di almeno *1 mm*.

4.6.2 – Layout della struttura di sostegno della molla

La molla, assieme alla sua struttura sarà montata sul carter. Ciò comporterà inevitabilmente delle modifiche per quest'ultimo perché lo spazio a disposizione non è sufficiente. Il collegamento avverrà con sei bulloni *M5*, considerando la massima forza che la molla eserciterà sulla struttura.

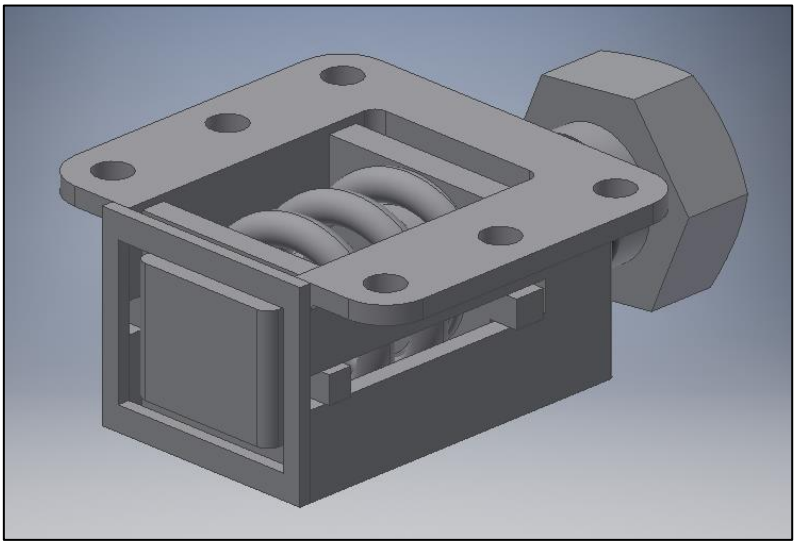
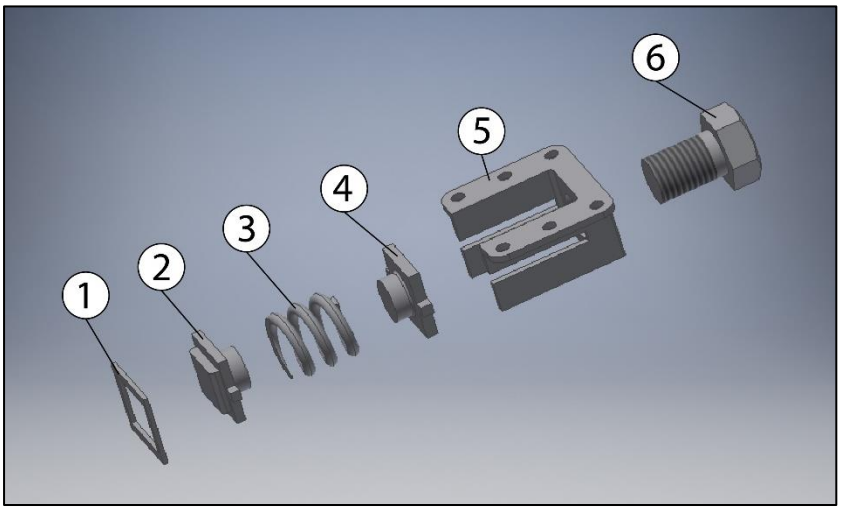


Figura 4.14 – Assieme della molla e della sua struttura



1) Piastra di chiusura

2) Piastra di spinta

3) Molla

4) Piastra di precarico

5) Telaio

6) Vite di manovra

Figura 4.15 – Assieme smontato della molla e della sua struttura

La molla viene compressa per mezzo di due piastre. La forza di precarico è trasmessa dalla vite di manovra *(6)* alla *piastra di precarico (4)*. Essa è vincolato a traslare all'interno del *telaio (5)* attraverso apposite guide laterali. La *piastra (4)* spinge la *molla (3)*, quest'ultima a sua volta trasmette il carico alla *piastra di spinta (2)*, anch'essa vincolata alle guide laterali del *telaio (5)*. Sulla *piastra di spinta (2)* è presente un rilievo, che andrà in battuta sui leveraggi. Il tutto è chiuso per mezzo della *piastra di chiusura (1)*, che verrà saldata sul *telaio (5)* e impedirà lo smontaggio del sistema. La *piastra (1)* non sarà caricata dalla molla, infatti essa presente una cavità rettangolare, in cui può scorrere senza contatti il rilievo della *piastra di spinta (2)*. Notare inoltre che le piastre *(2)* e *(4)* recano dei cilindri che hanno la funzione di tenere la molla in asse durante la trasmissione del carico.

Per la vite di manovra è stata scelta una vite *M20* a passo grosso di primo tentativo. È necessario verificare che un operatore sia in grado di caricare manualmente la vite, stimando la forza necessaria per il serraggio. Per prima cosa va calcolata la coppia di serraggio M_s, che dipende dai parametri geometrici della vite, definiti dallo *standard ISO* in funzione del diametro nominale.

$$M_s = F\left(0{,}16p + 0{,}58\mu_f d_2 + 0{,}5\mu_s d\right) =$$
$$= 8 \times 116{,}7 \times (0{,}16 \times 2{,}5 + 0{,}58 \times 0{,}20 \times 18{,}38 + 0{,}5 \times 0{,}74 \times 20)\ Nmm$$

$$M_s = 9273\ Nmm$$

Nel calcolo si è considerato anche l'attrito tra il fondo della vite e la *piastra di precarico.* Ipotizzando di utilizzare in questo caso un'attrezzatura per il serraggio con un braccio efficacie *b* di *150 mm*, esprimiamo la corrispondenza in massa della forza richiesta per il serraggio:

$$P_s = \frac{M_s}{b \times g} = \frac{9273}{150 \times 9{,}81}\ kg = \ 6{,}3\ kg$$

Il valore calcolato conferma la possibilità di avvitare manualmente la vite senza l'utilizzo di attrezzature particolari. Questo aspetto è importante perché lo spazio disponibile nel carter è scarso per le operazioni di montaggio.

4.7 – Disposizione della camma e dimensionamento dell'attuatore

In condizioni di differenziale bloccato, l'asse passante per i bracci della leva è perpendicolare all'asse di rotazione degli alberi del differenziale. Per disinnestare la frizione, viene utilizzata una camma che ruotando interrompe il contatto tra molla e leva.

Per ridurre le dimensioni dell'attuatore è necessario ridurre il più possibile le dimensioni della camma, perché ciò contribuisce a limitare il braccio della forza esercitata da essa. Questa forza è fissata, quindi se il braccio si riduce si riduce anche la coppia richiesta dall'attuatore che attiva la camma. Sulla base di queste valutazioni si sono impostate delle dimensioni di partenza. L'asse della camma è posta a *1 mm* dalla *piastra di spinta* della molla per minimizzarne le dimensioni.

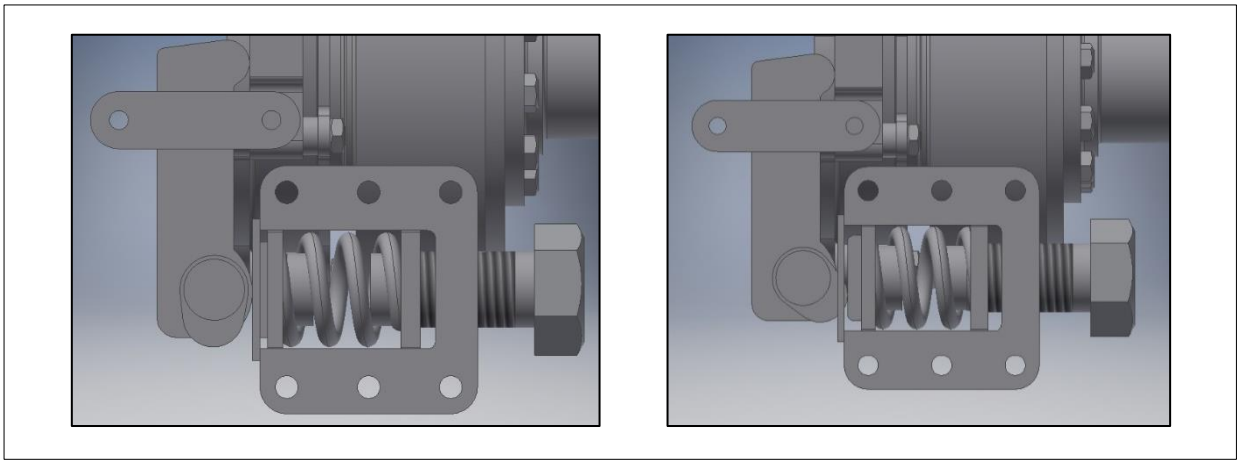


Figura 4.16 – Sistema con camma in posizione che permette alla molla di innestare la frizione (a sinistra) e in posizione che interrompe la trasmissione di carico alla leva

Consideriamo la configurazione del sistema nel momento in cui la camma entra in contatto con la leva. Valutiamo graficamente il braccio *b* della forza e l'angolo di inclinazione γ rispetto alla normale della superficie di contatto.

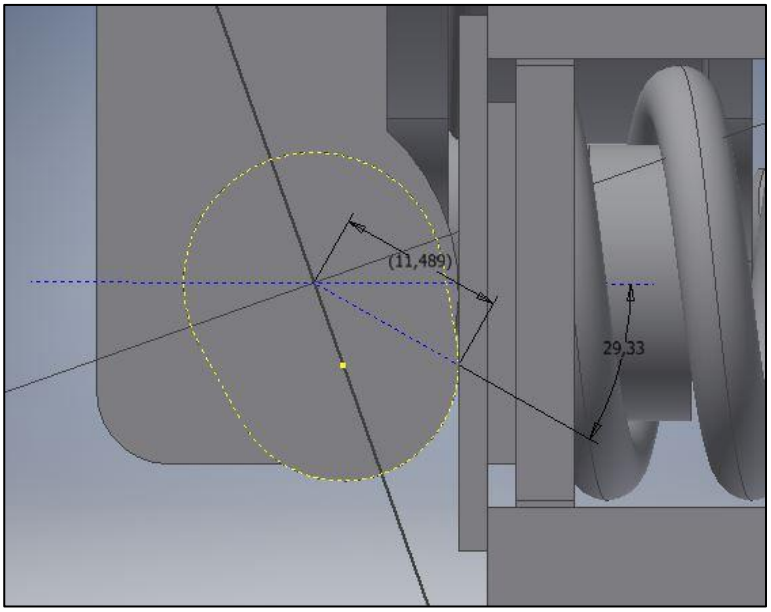


Figura 4.17 – Valutazione grafica della configurazione della camma nel punto di contatto con la molla

$$b_{max} \cong 11{,}5\ mm \quad ; \quad \gamma_{max} = 29{,}33°$$

Per l'equilibrio alla rotazione si dovrà avere in ogni momento:

$$C = Fbsen(\gamma) = (F_0 + xR)bsen(\gamma)$$

- C è la coppia esercitata dall'attuatore
- F è la forza esercitata dalla molla
- F_0 è il precarico della molla, R è la sua costante elastica
- x è lo spostamento della molla dovuto alla rotazione della camma

La coppia da imprimere alla camma viene calcolata con un'approssimazione per eccesso. Lo spostamento *x* è funzione dell'angolo di rotazione γ della camma. Anche il braccio di azione della forza applicata alla molla è funzione dello stesso angolo. Mentre l'angolo si riduce, il braccio della forza diminuisce, mentre il valore del carico esercitato dalla molla aumenta perché viene compressa maggiormente. Per calcolare con precisione la coppia da applicare alla camma dovremmo conoscere la sua espressione in funzione dell'angolo γ.

Diversamente possiamo considerare la massima forza esercitata dalla molla a fine compressione e il massimo valore di b e γ che si ha all'inizio del contatto, quindi calcoliamo un'approssimazione della coppia richiesta.

$$C = 11{,}5(8 \times 116{,}7 + 3 \times 116{,}7)sen(29{,}33°)\ Nmm = 7231\ Nmm$$

Possiamo considerare un attuatore rotativo che eserciti una coppia di almeno *7,5 Nm*. Questo valore è adatto e verifica le dimensioni e la disposizione considerate per la camma. Possiamo calcolare un valore più preciso della massima coppia considerando lo schema di *figura 4.18*.

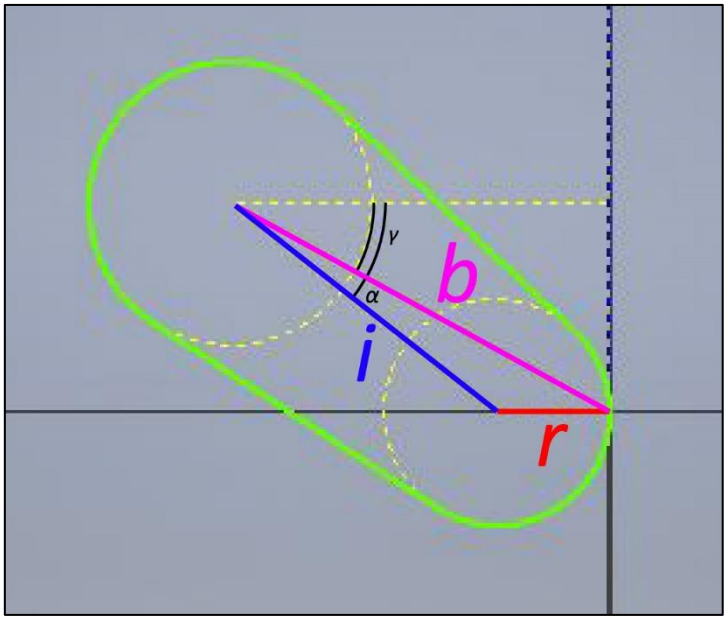


Figura 4.18 – Schema della geometria della camma

Dalla geometria si deduce:

$$i \times \sin(\alpha) = b \times \sin(\gamma) \quad => \quad \alpha = \arcsin\left(\frac{r}{i} sin(\gamma)\right)$$

$$b = \frac{i(\cos(\alpha+\gamma)+r}{\cos(\gamma)} = \frac{i(\cos\left(\arcsin\left(\frac{r}{i}sin(\gamma)\right)+\gamma\right)+r}{\cos(\gamma)} = b(\gamma)$$

Considerando la posizione iniziale della camma a contatto con la molla, possiamo esprimere lo spostamento di quest'ultima come segue:

$$x = b(\gamma)cos(\gamma) - b_{max}cos(\gamma_{max})$$

Quindi anche la forza esercitata dalla molla sarà una funzione di γ e di conseguenza anche la coppia applicata alla camma.

$$C(\gamma) = F(\gamma)b(\gamma)sen(\gamma)$$

Questa funzione ha l'andamento mostrato in *figura 4.19*:

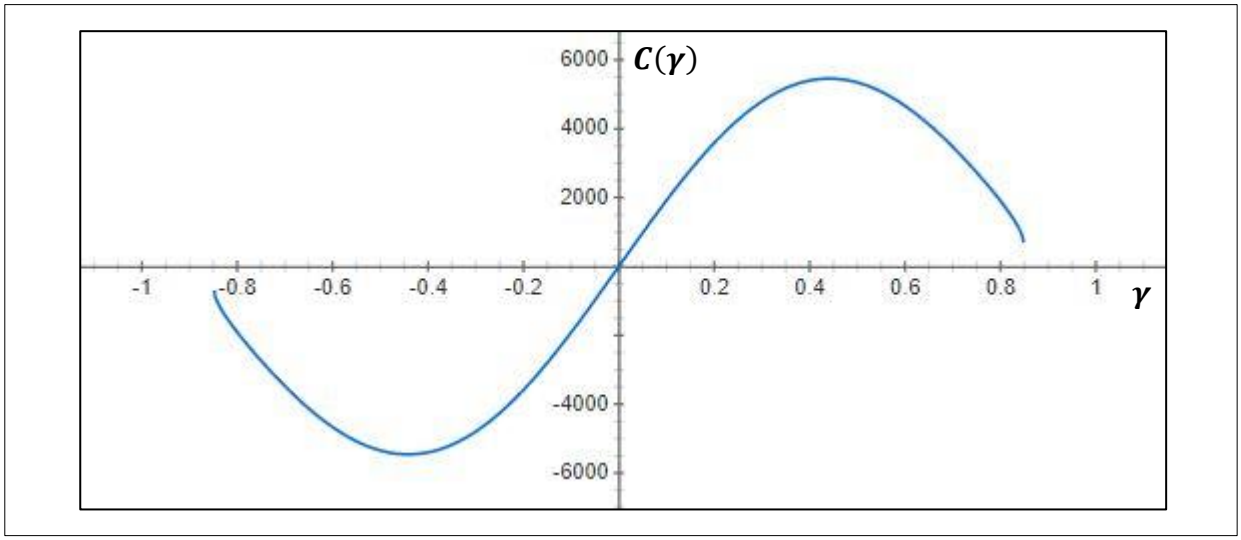


Figura 4.19 – Andamento della coppia esercitata dalla molla sulla camma in funzione dell'angolo di rotazione

Le coordinate del massimo della funzione sono le seguenti:

$$\gamma = 0{,}439\, rad = 25{,}2° \quad ; \quad C = 5457{,}5\, Nmm$$

Considerando gli attuatori rotativi commerciali, si decide di modificare il profilo della camma in modo da garantire un valore massimo della coppia inferiore a *5 Nm.* Ciò viene eseguito mantenendo la stessa posizione della camma e riducendo la curvatura minore del suo profilo. Le nuove coordinate del massimo saranno:

$$\gamma = 0{,}464\, rad = 26{,}6° \quad ; \quad C = \ 4857\, Nmm$$

Verifichiamo il componente dimensionato con una simulazione *FEM*, considerando un materiale con $\sigma_{sn} = 600\, MPa$. Consideriamo la camma incastrata ad un estremo e vincolata da una cerniera, applichiamo il massimo valore della forza esercitata dalla molla in corrispondenza del punto di contatto con essa.

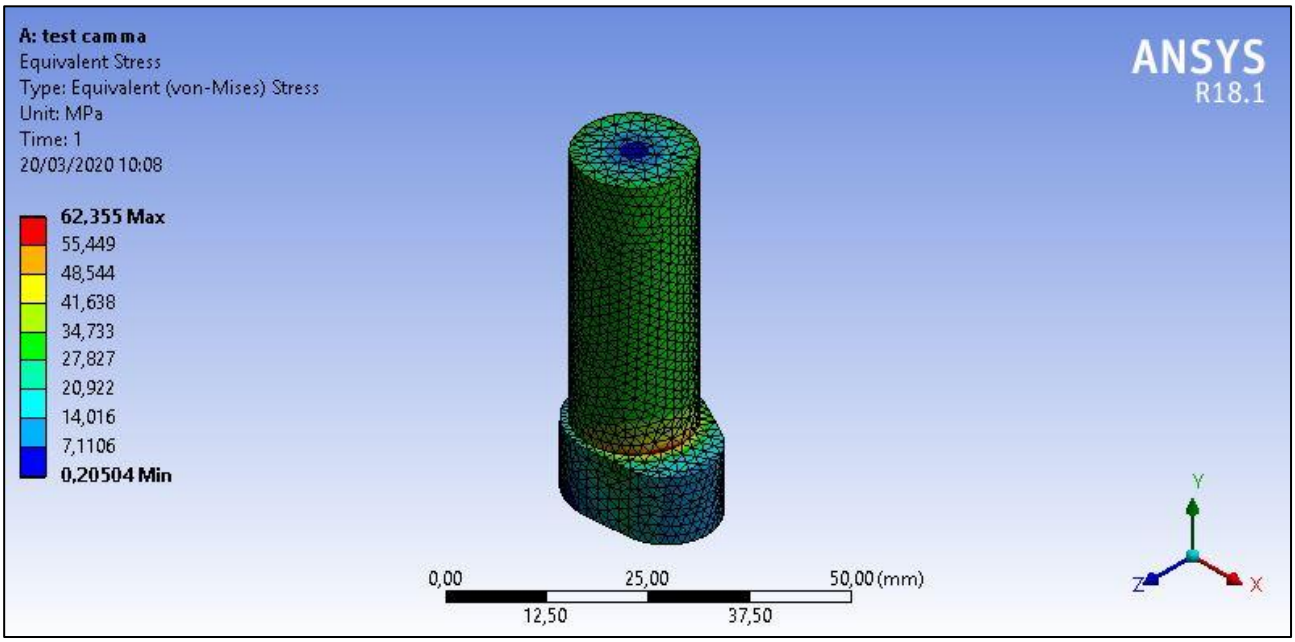


Figura 4.20 – Calcolo *FEM* della camma

Il componente risulta verificato essendo:

$$CS = \frac{600}{62{,}36} = 9{,}62$$

Capitolo 5 – Valutazione del sistema complessivo

Nei capitoli precedenti è stata ipotizzata una soluzione per il layout della trasmissione. A questo punto è necessario studiare la modalità con cui il sistema viene vincolato al carter. Singolarmente, i vari componenti sono stati verificati, ma il sistema nella sua totalità potrebbe presentare delle criticità.

5.1 – Calcolo delle forze trasmesse dalla ruota *gleason*

Noto il layout della trasmissione, sono stati ipotizzati i punti in cui saranno montati i cuscinetti, quindi lo schema dei vincoli. Per la scelta di essi è necessario calcolare le forze che si scaricheranno sui supporti, che sono trasmesse al differenziale attraverso la ruota conica *gleason*.

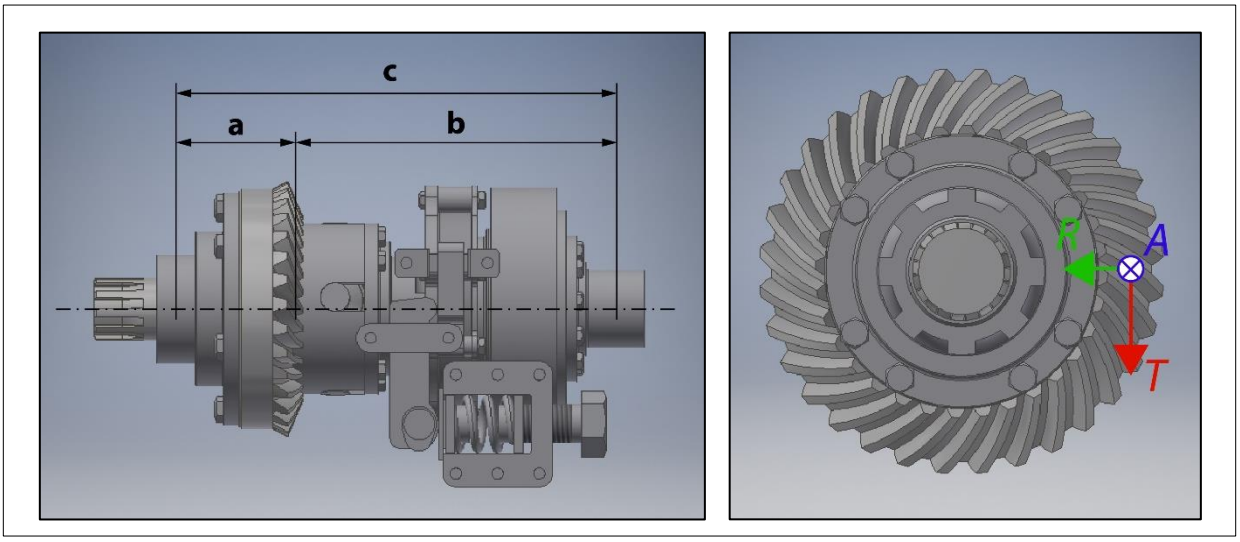


Figura 5.1 – Layout della trasmissione e forze agenti sulla ruota *gleason* del differenziale

Considerando la massima coppia erogabile da un motore elettrico calcoliamo le forze agenti sul differenziale. Per farlo è necessario conoscere i parametri geometrici della ruota conica *gleason*.

DATI	VALORE
Coppia trasmessa, M	*200000 Nmm*
Diametro primitivo medio d_m	*119 mm*
Angolo d'elica, β	*35°*
Angolo di pressione, α	*20°*
Angolo di semi-apertura cono primitivo, δ_2	*63,43°*

Tabella 5.1 – Parametri geometrici e di lavoro della ruota *gleason* montata sul differenziale

La ruota *gleason* trasmette una forza che si scompone in una *componente tangente T* che genera la coppia motrice, una *componente radiale R* e una *componente assiale A*. Le componenti *R* e *T* causeranno sollecitazioni radiali ai cuscinetti. Le componenti *R* e A cambiano in base al senso di rotazione, quindi dobbiamo considerare due casi di carico diversi. Calcoliamo le forze *A*, *R* e *T*:

$$T = \frac{2M}{d_m} = 3361\ N$$

$$R = T\left(\frac{\tan(\alpha)\,cos(\delta_2)}{\cos(\beta)} \pm \tan(\beta)\,\mathrm{sen}(\delta_2)\right)$$

$$rotazione\ destra\ R_+ = 2772\ N \quad ; \quad rotazione\ sinistra\ |R_-| = 1437\ N$$

$$A = T\left(\frac{\tan(\alpha)\,sen(\delta_2)}{\cos(\beta)} \mp \tan(\beta)\cos(\delta_2)\right)$$

$$rotazione\ destra\ A_- = 283\ N \quad ; \quad rotazione\ sinistra\ A_+ = 2387\ N$$

Con la rotazione destra ci riferiamo alla marcia in avanti, con quella a sinistra alla retromarcia. Per l'analisi a fatica, non considereremo il caso di rotazione a sinistra, in quanto consideriamo la retromarcia scarsamente influente rispetto alla marcia frontale sulla resistenza a fatica.

DATI	VALORI PER ROTAZIONE DX	VALORI PER ROTAZIONE SX
T	*3361 N*	*3361 N*
R	*2772 N*	*1437 N*
A	*283 N*	*2387 N*

Tabella 5.2 – Valore delle forze (in modulo) trasmesse dalla ruota *gleason* nei due sensi di rotazione

5.2 – Valutazione delle criticità, modifica del layout

Consideriamo lo schema di *figura 5.2*. Ipotizziamo libertà assiale tra il differenziale e la frizione dovuta agli accoppiamenti scanalati, ovvero consideriamo che il differenziale non trasmetta forze assiali alla frizione. I cuscinetti bloccheranno i movimenti assiali dei componenti, quindi li consideriamo entrambi come cerniere.

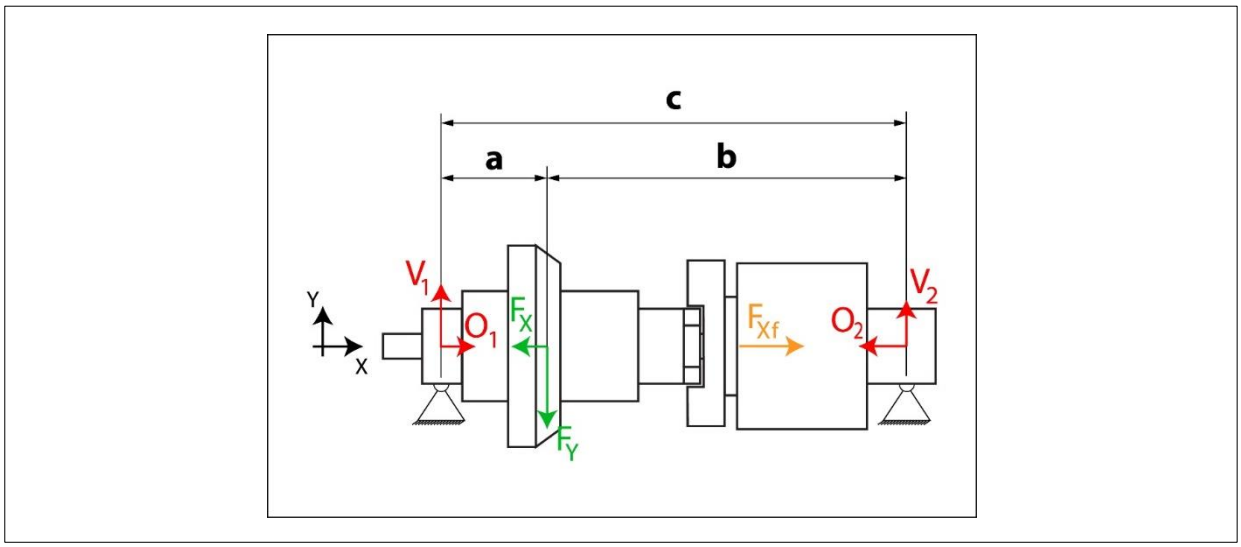


Figura 5.2 – Schema delle forze e dei vincoli del sistema

Nello schema abbiamo in rosso le reazioni vincolari, in verde le forze esercitate dalla ruota *gleason*, in arancione la forza di chiusura della frizione. Le dimensioni *a* e *b* non sono definitive in quanto la larghezza dei supporti viene ipotizzata considerando una larghezza di *20 mm* per i cuscinetti. Consideriamo uno schema che sintetizza vincoli esterni e interni della trasmissione.

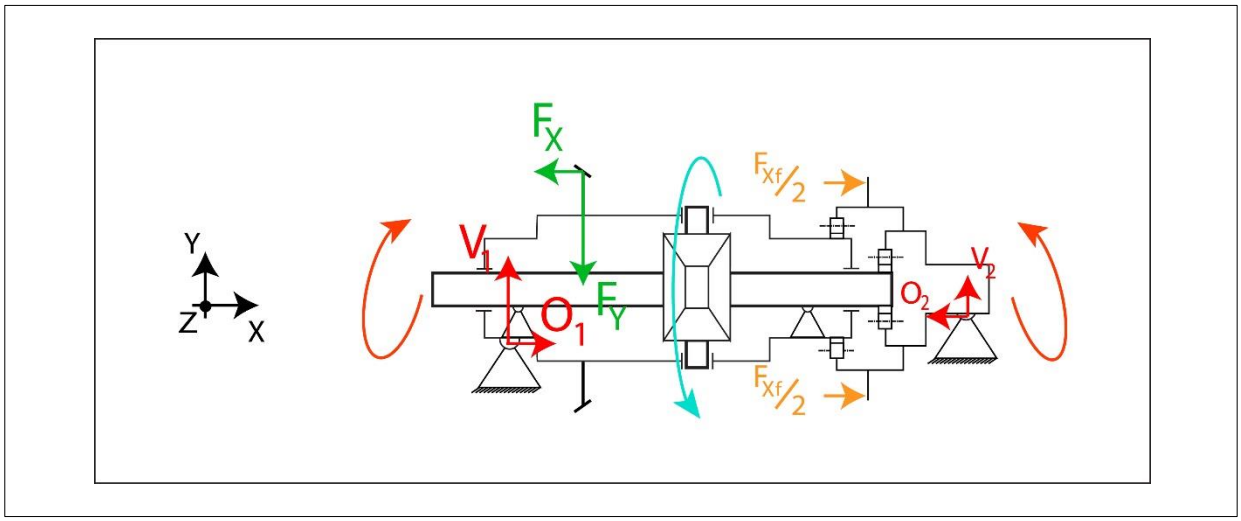


Figura 5.3 – Schema delle forze e dei vincoli interni ed esterni agenti sul sistema

Lo schema di *figura 5.3* considera il sistema completo, scomponiamolo ora in due sottosistemi relativi al differenziale e alla frizione.

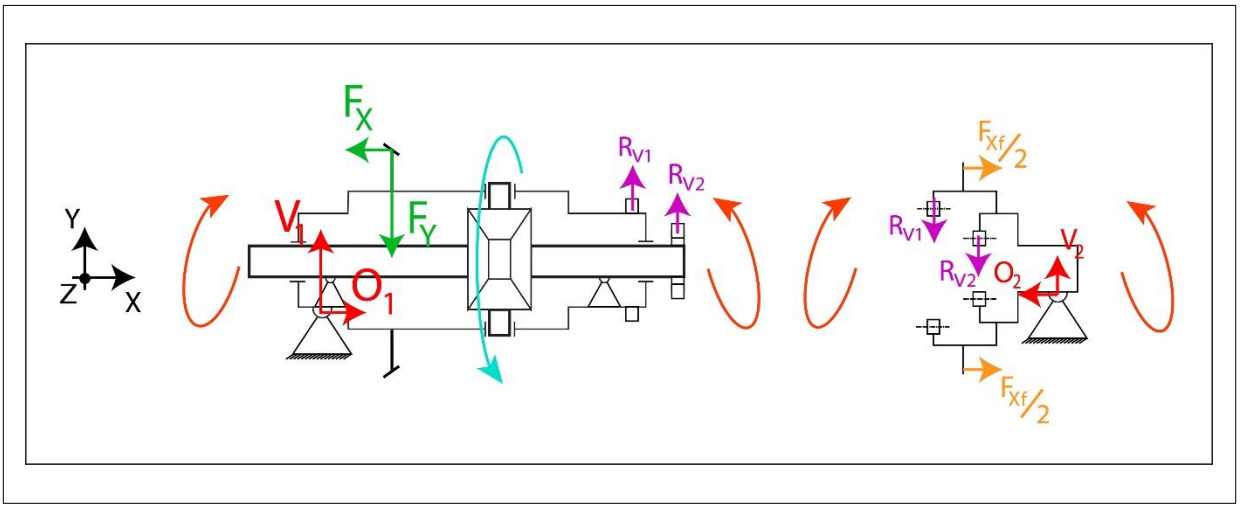


Figura 5.4 – Sistema della trasmissione scomposto in due sottosistemi

Nello schema di *figura 5.4* sono rappresentate le reazioni interne scambiate tra i componenti del sistema. I due sottosistemi sono collegati per mezzo di profili scanalati, nel layout attuale notiamo che essi sono sottoposti a sollecitazioni di taglio. Questa situazione comporta delle criticità, perché sotto l'effetto di forze di taglio e in generale in condizioni di inflessione in corrispondenza dei profili scanalati, si ha il forte rischio di impuntamento di essi, con conseguente cedimento del sistema. L'evidenza di questa criticità comporta una modifica del sistema e quindi di alcuni dei singoli componenti dello stesso. Sarà necessario inserire dei vincoli interni o esterni che siano in grado di trasmettere le sollecitazioni tra i componenti del sistema senza coinvolgere i profili scanalati (ad eccezione ovviamente del momento torcente che essi trasmettono tra i semi-assi delle ruote). Per risolvere il problema, si è deciso di modificare lo schema come in *figura 5.5*.

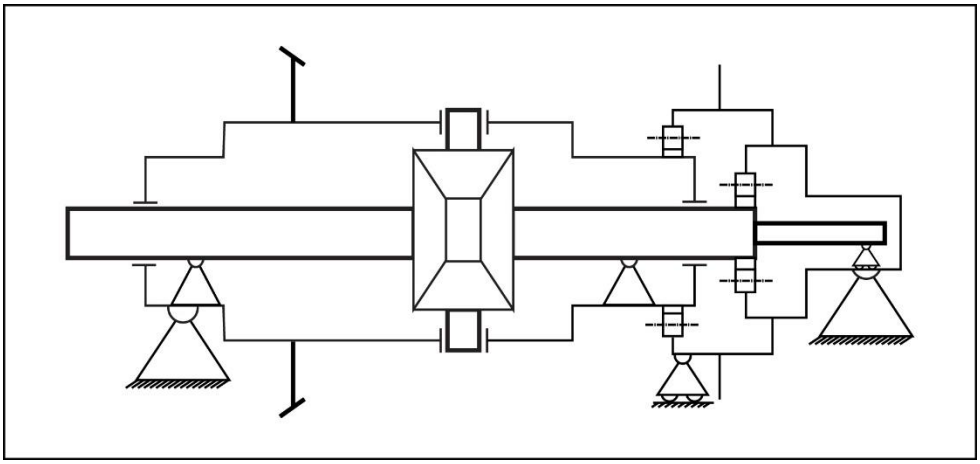


Figura 5.5 – Nuovo layout ipotizzato per il sistema

Con questo il layout, la modalità con cui sono trasmessi i carichi nell'intero sistema e tra i suoi sottosistemi, è rappresentata in *figura 5.6*.

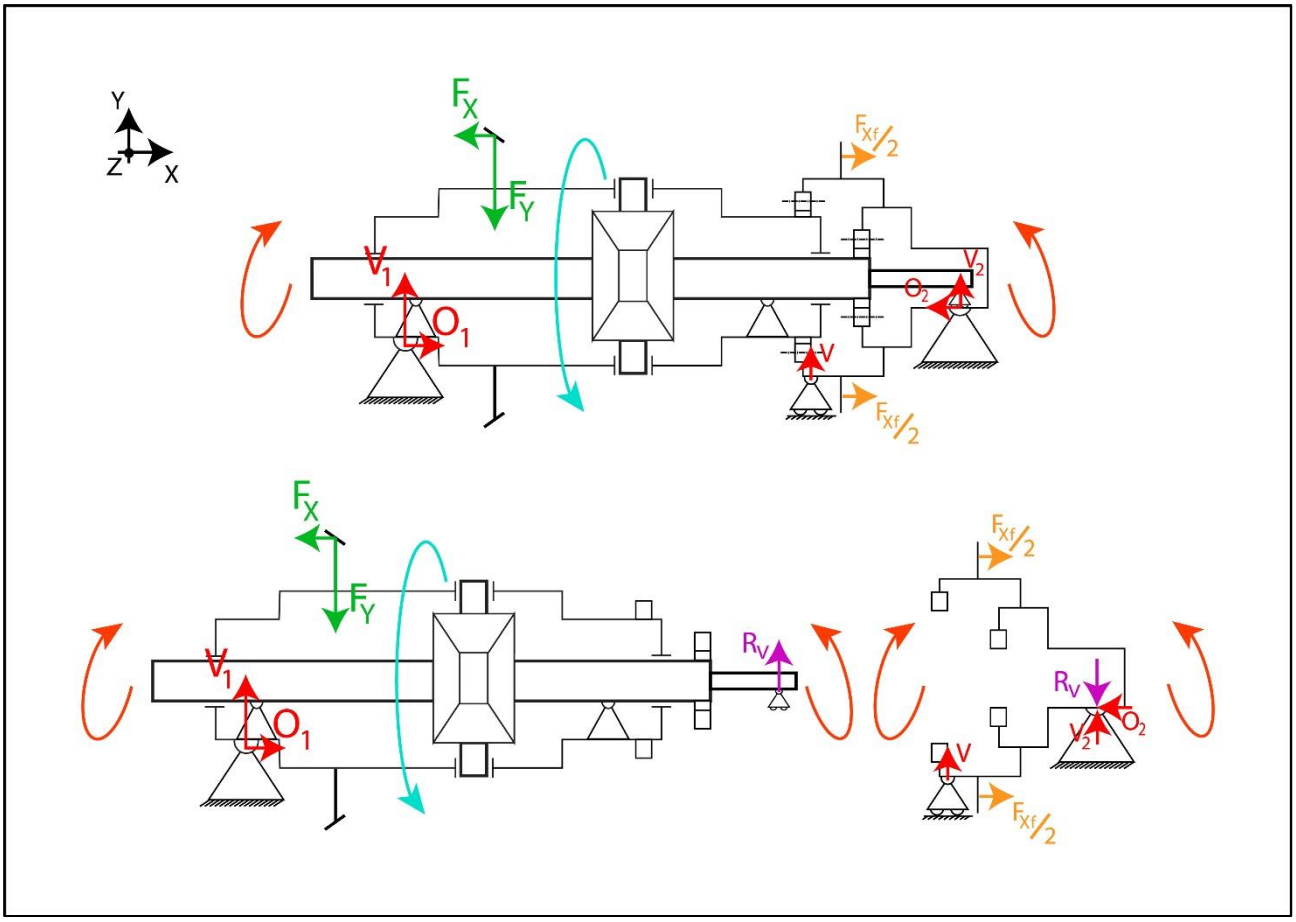


Figura 5.6 – Scomposizione del nuovo sistema con reazioni vincolari e forze interne agenti

A causa di queste nuove assunzioni è necessario modificare alcuni componenti del sistema, notiamo in particolare che adesso il collare di frizione svolge un'ulteriore funzione, cioè quella di supportare le spinte in direzione verticale (direzione *y* in *figura 5.6*) per impedire che sollecitazioni di taglio vengano trasferite alla scanalatura che accoppia frizione e coperchio del differenziale.

5.3 – Modifica dei componenti

5.3.1 – Riprogettazione del collare di manovra

Il componente che trasmette la forza di bloccaggio alla frizione viene praticamente sostituito. Il nuovo collare è costituito da tre parti, ovvero la sede del cuscinetto, divisa in due metà, e la guida su cui scorre. La guida viene rinforzata con un aumento della sezione per sostenere la spinta radiale agente sul cuscinetto. Il cuscinetto del nuovo collare è un cuscinetto a sfera, indicato come *6014* secondo il catalogo *SKF*. È necessario eseguire nuovi calcoli di verifica per il componente, per cui si sfrutta l'analisi *FEM*.

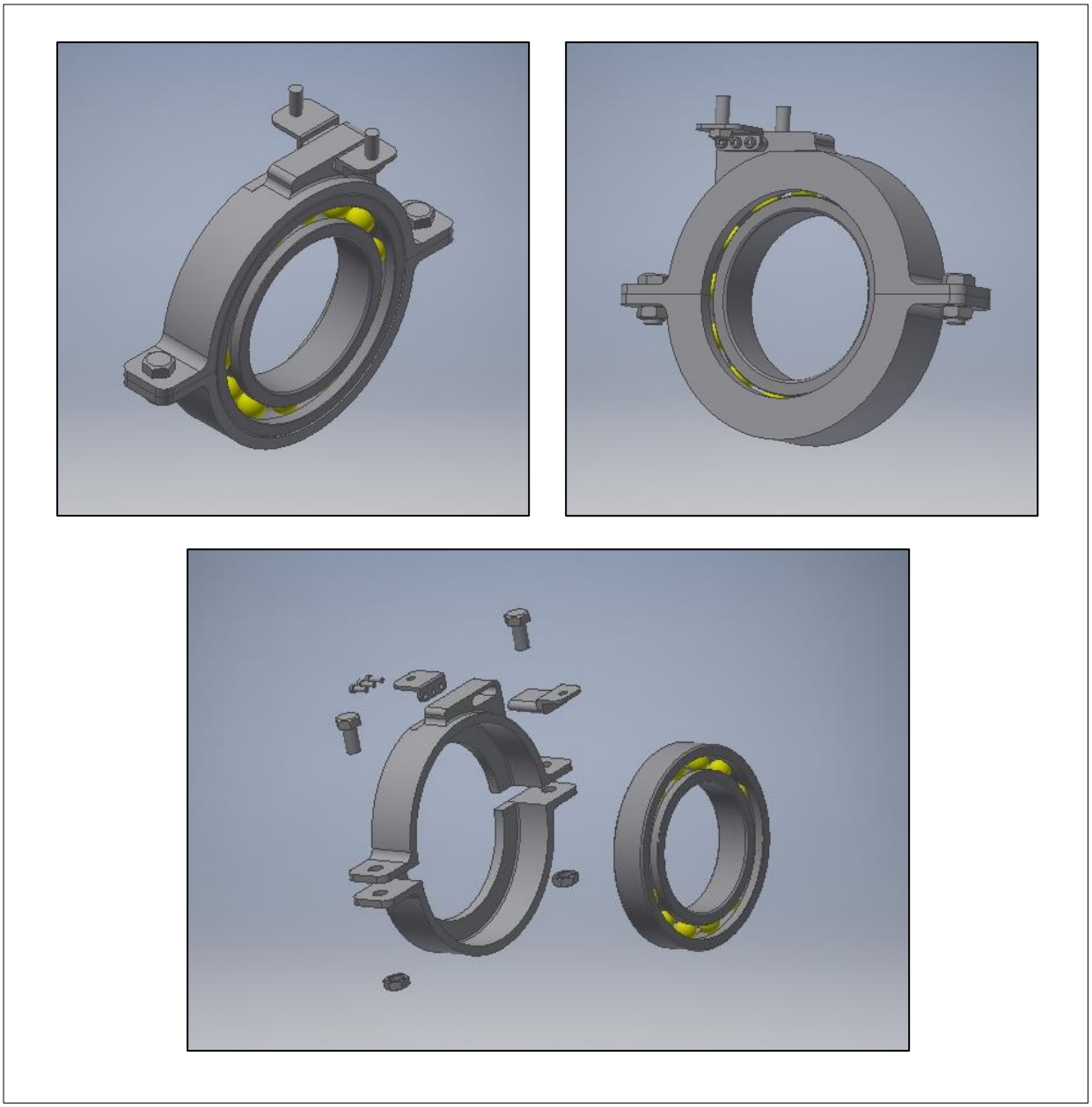


Figura 5.7 – Immagini del collare di manovra del nuovo layout

Per il calcolo *FEM* consideriamo un materiale con tensione di snervamento pari a *600 MPa*. I carichi sono già definiti in questa fase della progettazione, infatti si ha un carico assiale noto, già calcolato nel *capitolo 4*, che consiste nella forza di bloccaggio della frizione. Per un funzionamento corretto del cuscinetto, esso viene precaricato attraverso le due metà del collare, di dimensioni opportune per garantire il giusto precarico radiale attraverso il serraggio dei bulloni laterali. Giò provoca una sollecitazione che va a sommarsi a quella derivante dall'azione del meccanismo di chiusura della frizione. Il precarico necessario al cuscinetto per il funzionamento dipende dai carichi applicati, quindi in funzione della forza assiale che chiude la frizione, conosciamo il carico da considerare per il collare.

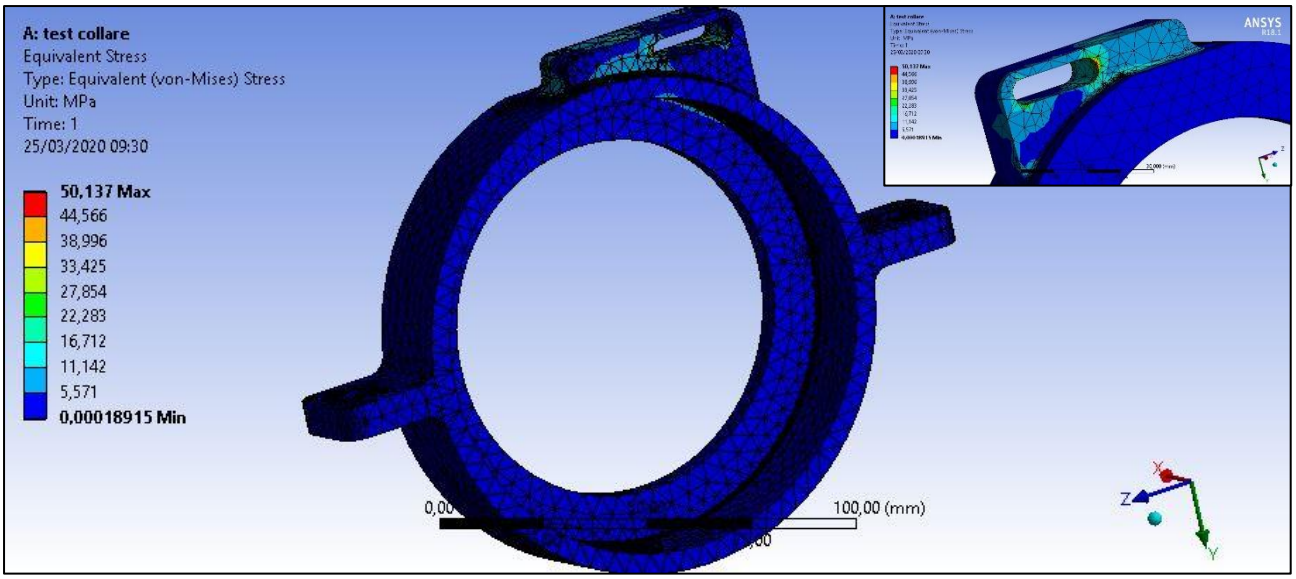


Figura 5.8 – Calcolo FEM per il collare

La simulazione verifica la resistenza dei componenti, calcoliamo il rispettivo coefficiente di sicurezza:

$$CS = \frac{600}{51} = 11{,}76$$

5.3.2 – Modifiche dell'albero del differenziale e del mozzo frizione

Per consentire un corretto funzionamento dei profili scanalati è stato necessario interporre un cuscinetto anche tra l'albero destro in uscita dal differenziale e il mozzo frizione. Si è scelto in tal caso un cuscinetto a rullini, identificato come *HK 2220* nel catalogo *SKF*. Esso viene verificato nella *sezione 5.5*.

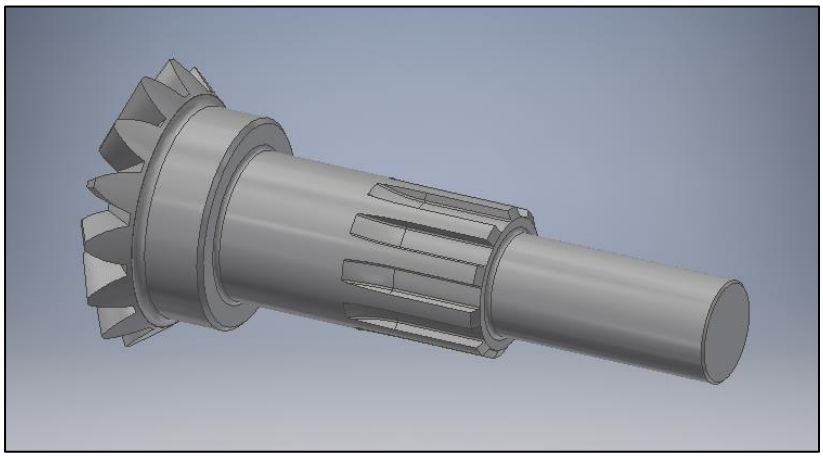


Figura 5.9 – Albero destro del differenziale in seguito alle modifiche sul layout

All’albero destro viene aggiunto uno spallamento, in modo possa essere inserito in un cuscinetto a rullini sul mozzo frizione. La disposizione ottimale del cuscinetto consiste nell’allinearlo con quello che verrà montato sull’estremo del mozzo frizione.

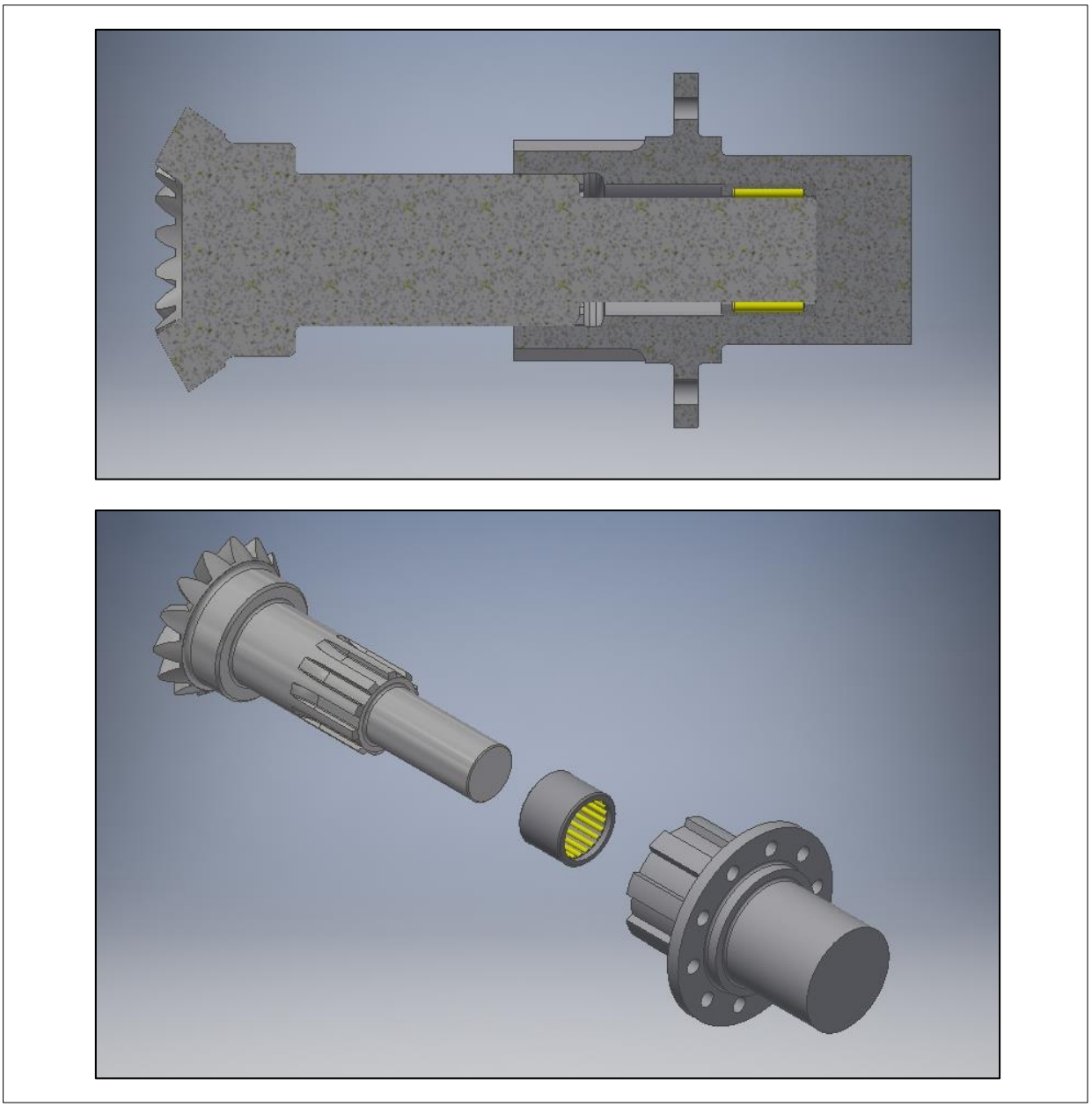


Figura 5.10 – Assieme dell’albero destro del differenziale, del cuscinetto a rullini e del mozzo frizione

5.4 – Calcolo delle reazioni vincolari

Noto il layout definitivo del sistema, possiamo calcolare le reazioni dei vincoli che agiscono su di esso. Le forze esterne originano dall'ingranaggio di ruote coniche *gleason* che accoppia il differenziale al motore elettrico sinistro. Le forze trasmesse dalla ruota al sistema sono state calcolate nella *sezione 5.1.* Consideriamo lo schema di carico del sistema e le distanze tra i punti di azione delle forze (notare che diversamente da quanto si evince dallo schema, non si hanno momenti in *direzione z* poiché i cuscinetti sono in reltà vincoli coassiali). Per migliorare la comprensibilità dello schema si è deciso di non indicare i momenti torcenti trasmessi lungo l'asse della trasmissione.

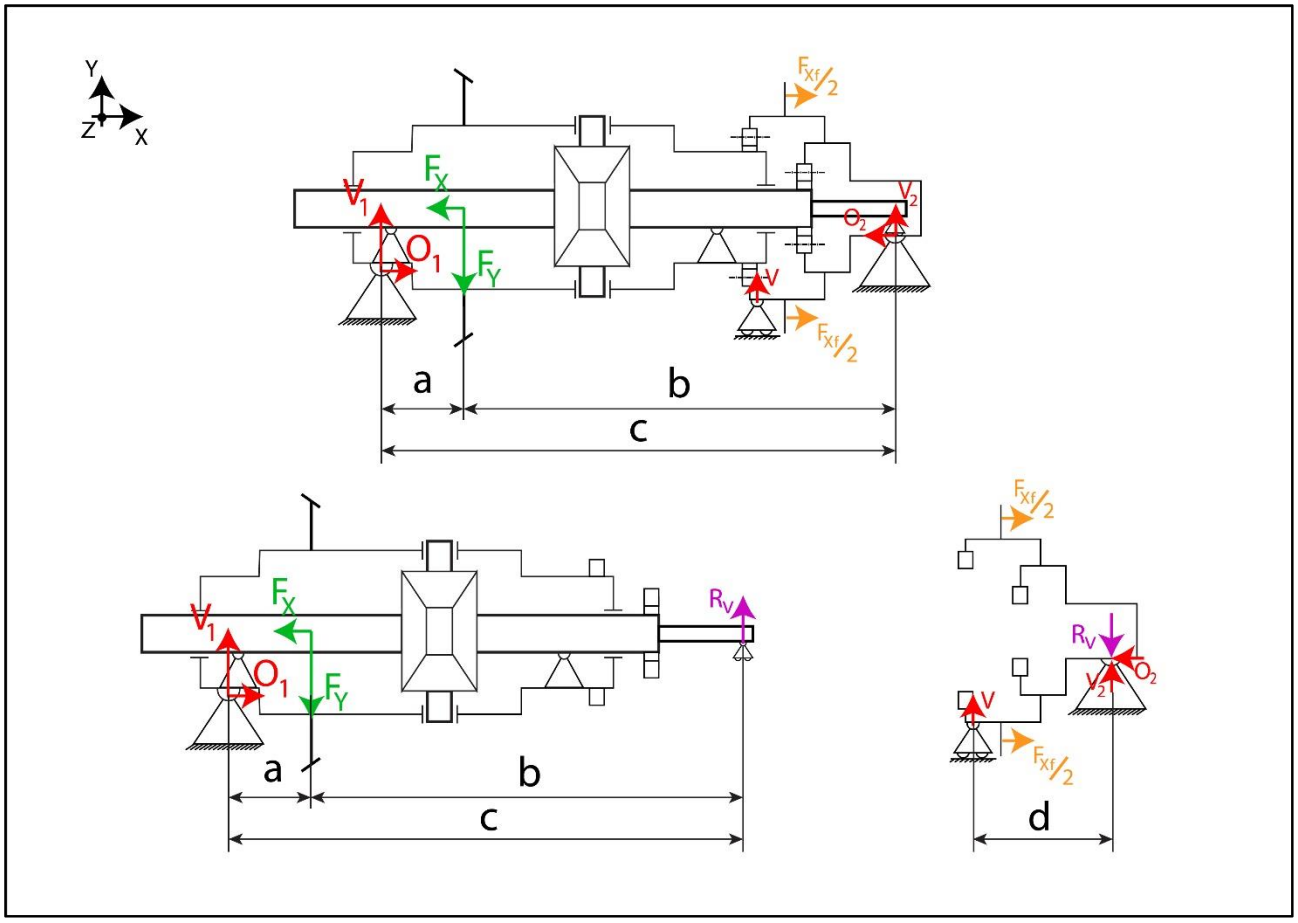


Figura 5.11 – Impostazione del calcolo delle reazioni vincolari

Non considerando le rotazioni intorno alla *direzione x*, possiamo considerare il sistema composto da due corpi, per un totale di sei gradi di libertà nel piano. Al sistema completo sono applicati un carrello e due cerniere, che rimuovo un totale di cinque gradi di libertà. L'isostaticità del sistema è raggiunta considerando il carrello che collega i due sottosistemi, relativo alla reazione R_v nello schema di *figura 5.11*. I due sottosistemi sono entrambi vincolati da un carrello e una cerniera, sono quindi isostatici. La risoluzione dei singoli sottosistemi permette di calcolare tutte le reazioni vincolari.

Scriviamo il sistema di equazioni dell'intera struttura:

$$\begin{cases} V_1 + R_V = F_Y \\ O_1 = F_X \\ F_Y \times a = R_V \times c \quad , \quad con\ polo\ sulla\ cerniera \\ V + V_2 = R_V \\ O_2 = F_{xf} \\ V \times d = V_2 \times \Delta d \quad , \quad con\ polo\ sulla\ cerneria \end{cases}$$

Per il calcolo di *V* si è considerata la lunghezza Δd non indicata nello schema. Questo perché da un punto di vista teorico i cuscinetti dell'albero destro e del mozzo frizione sono allineati, ma in pratica è inevitabile avere dei disallineamenti. Δd considera quindi questo eventuale disallineamento. La reazione del cuscinetto a sfere è importante per impedire che in tal caso sia l'accoppiamento scanalato a reggere il carico. In questa trattazione comunque considereremo Δd nullo. Proseguendo con i calcoli e considerando le forze calcolate nel *sezione 5.1*, avremo:

$$F_X = A = 283\ N$$

$$F_Y = \sqrt{R^2 + T^2} = \sqrt{2772^2 + 3361^2} = 4357\ N$$

Da misure sul file *CAD* otteniamo le seguenti dimensioni:

$$a = 52{,}5\ mm \quad ; \quad b = 169{,}5\ mm \quad ; \quad c = 222\ mm$$

Le reazioni vincolari agenti sul sistema nelle condizioni considerate sono indicate in *tabella 5.3*.

DATI	VALORE
V_1	*3327 N*
O_1	*283 N*
R_V	*1030 N*
V_2	*1030 N*
O_2	*2800 N*
V	*0 N*

Tabella 5.3 – Reazioni vincolari agenti sul sistema

5.5 – Scelta e verifica dei cuscinetti

Per identificare i cuscinetti, in questa trattazione consideriamo lo schema di *figura 5.12*.

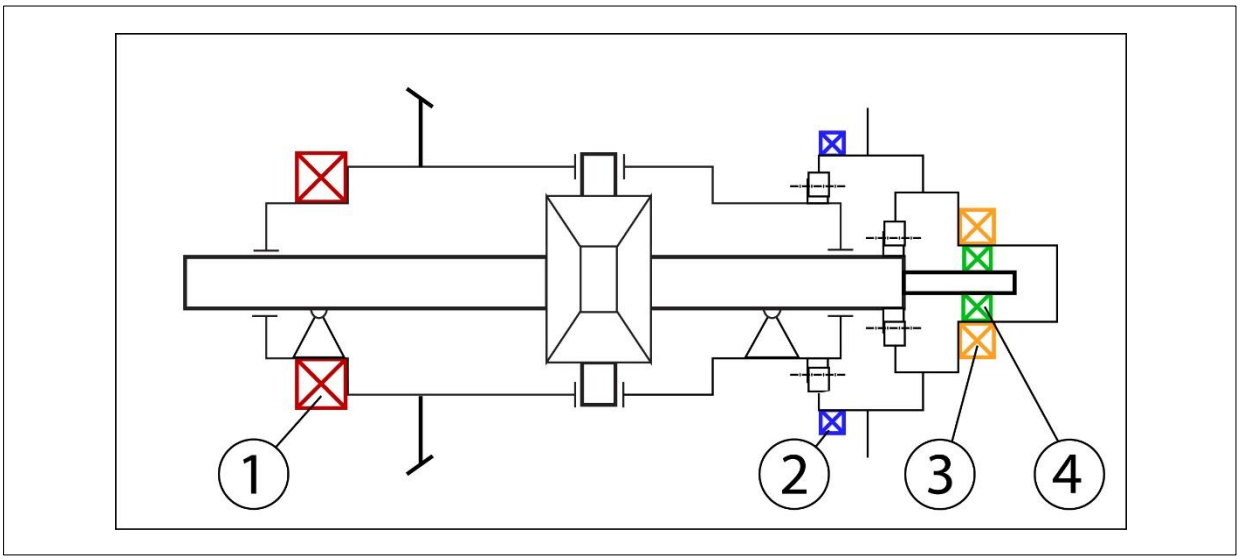


Figura 5.12 – Indicazione dei cuscinetti da montare per la trasmissione

1) *Cuscinetto di supporto del differenziale*
2) *Cuscinetto del collare di frizione*
3) *Cuscinetto esterno del mozzo frizione*
4) *Cuscinetto interno del mozzo frizione*

Per la scelta dei cuscinetti si fa riferimento al catalogo *SKF* e alla trattazione sperimentale impiegata dalla società, che fornisce formule di calcolo e diagrammi con cui confrontarsi con i dati del cuscinetto per i calcoli e le verifiche. Per calcolare la durata del cuscinetto si sfrutta la seguente equazione:

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Essa fornisce la durata del cuscinetto in milioni di cicli. Per il calcolo in ore dobbiamo considerare anche la velocità di rotazione dell'albero, espressa in numero di giri *n*.

$$L_{nh} = \frac{L_{nm}}{n \times 60} 10^6$$

Nella fornula dei cicli compaiono parametri che dipendono dal cuscinetto e dalle condizioni di funzionamento.

- *p* : l'esponente vale 3 per cuscinetti a sfere e 10/3 per cuscinetti a rulli

- *P* : è il carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto, calcolabile in funzione dei carichi applicati con espressioni che dipendono dal cuscinetto stesso

- *C* : è un parametro che dipende dal cuscinetto e ne quantifica la resistenza

Il parametro a_1 dipende dall'*affadibilità* che stiamo considerando nel calcolo, intesa come probabilità di rottura. Solitamente si considera un'affidabilità del 95%, in tal caso dobbiamo indicare il valore calcolato nelle espressioni precedenti con i simboli L_{5m}, L_{5h} e si ha $a_1 = 0{,}62$.

Il parametro a_{ISO} è reperibile da grafici, è funzione di due ulteriori termini:

$$a_{ISO} = a_{ISO}\left(k \, , \eta_C \frac{P_u}{P} \right)$$

Con $k = (v / v_1)$. v_1 è la viscosità minima richiesta per il funzionamento, è reperibile da grafici in funzione del diametro medio del cuscinetto e della velocità di rotazione. *v* invece è la viscosità di progetto, cioè quella che il lubrificante scelto avrà effettivamente in esercizio. Essa dipende dalla viscosità del lubrificante scelto, che nei diagrammi è indicata considerando la classificazione *ISO* per la viscosità. Dipende poi dalla temperatura di esercizio, è infatti la viscosità del lubrificante scelto alla temperatura di esercizio considerata. Consideriamo una temperatura massima di esercizio pari a *50 °C*.

η_C è il fattore di contaminazione, considera l'effetto dell'ambiente in cui lavora il cuscinetto, considerando l'applicazione si è assunto per esso una valore pari a *0,2*. P_u è il limite di resistenza a fatica del cuscinetto, *P* è il carico equivalente già definito in precedenza.

Per questi calcoli consideriamo la configurazione *AWD*, in quanto sia più gravosa per i cuscinetti rispetto alla *RE*. In realtà però il sistema non assumerà questa configurazione per tutta la vita utile del veicolo, quindi il calcolo risulta conservativo.

Nella *tabella 5.4* sono riportati i cuscinetti scelti, con riferimento all'indicizzazione di *figura 5.12*, i parametri calcolati, il carico dinamico equivalente *P* e la durata in cicli e ore.

N°	CODICE CUSCINETTO	*P*	*C*	a_{ISO}	VISCOSITÀ ISOVG	*k*	L_{5m}	L_{5h}
1	*32010 X*	*3,33 kN*	*75,1 kN*	*6,63*	*32*	*1,7*	*133216*	*100000*
2	*6014*	*4,27 kN*	*39,7 kN*	*4,36*	*62*	*4*	*2172*	*26821*
3	*32008 X*	*4,89 kN*	*64,7 kN*	*2*	*32*	*1,54*	*6793*	*83866*
4	*HK 2220*	*1,03 kN*	*15,7 kN*	*8,3*	*100*	*2,91*	*45186*	*100000*

Tabella 5.4 – Cuscinetti scelti per la trasmissione

Per il cuscinetto che supporta il differenziale e quello interposto tra albero destro del differenziale e mozzo frizione è stata indicata una durata di *100000* ore. Il valore effetivamente calcolato è molto più alto ma ha scarsa attinenza con la realtà in quanto si suppone che oltre questa durata subentrino altri meccanismi di rottura. Il cuscinetto con durata minore risulta essere quello a sfere, considerando però che i calcoli sono svolti assumendo la situazione in cui il veicolo sia sempre in configurazione *AWD*, il risultato ottenuto risulta accettabile.

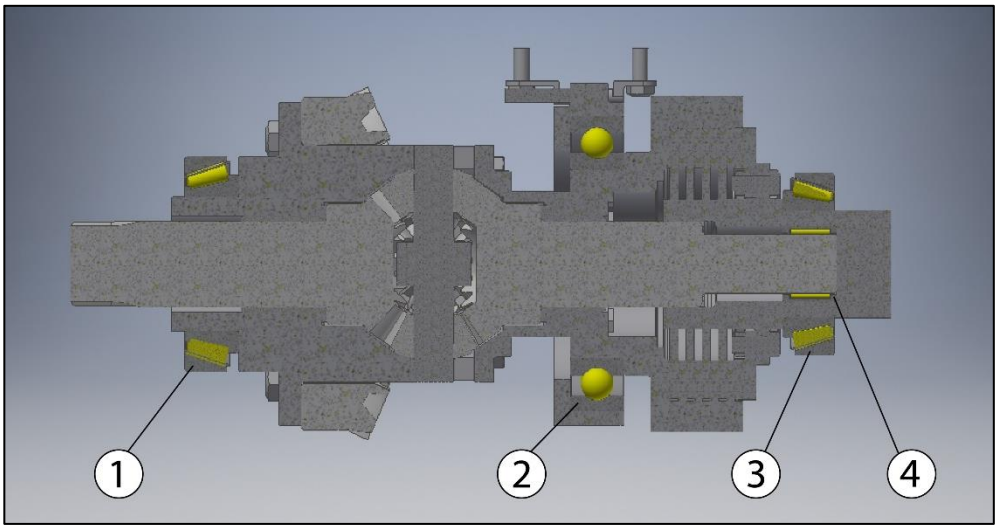


Figura 5.13 – Sezione della trasmissione con i cuscinetti montati

5.6 – Verifica a fatica degli alberi del differenziale

È necessario eseguire un calcolo di verifica per gli alberi del differenziale per quanto riguarda la resistenza a fatica. Il componente maggiormente sollecitato a fatica risulta essere l'albero sinistro in uscita dal differenziale. In configurazione *AWD*, esso subisce una coppia massima di *200 Nm* in condizioni di differenziale bloccato, in questo caso l'albero destro teoricamente subisce coppia nulla. L'albero sinistro subisce al massimo una coppia di *100 Nm* nella configurazione *RE*, in cui si ha un singolo motore su due ruote. Quindi è sufficiente verificare a fatica l'albero sinistro.

Non avendo particolari indicazioni riguardo la *mission* del veicolo, si decide di impostare un ciclo di fatica per cui si ha una variazione della coppia sull'albero che va da *0 Nm* alla coppia massima, pari a *200 Nm*. In queste condizioni, la massima tensione di torsione agente sull'albero vale:

$$\tau_{max} = \frac{16 \times C}{\pi \emptyset^3} = \frac{16 \times 200000}{\pi 32^3}\ MPa = \ 31\ MPa$$

Considerando che il veicolo per tutta la sua vita utile non è nella configurazione *AWD* e che essa risulta la più gravosa nel caso della fatica, possiamo considerare questi calcoli affidabili da un punto di vista conservativo. Consideriamo resistenza a fatica a vita infinita. La tensione avrà il seguente andamento nel tempo:

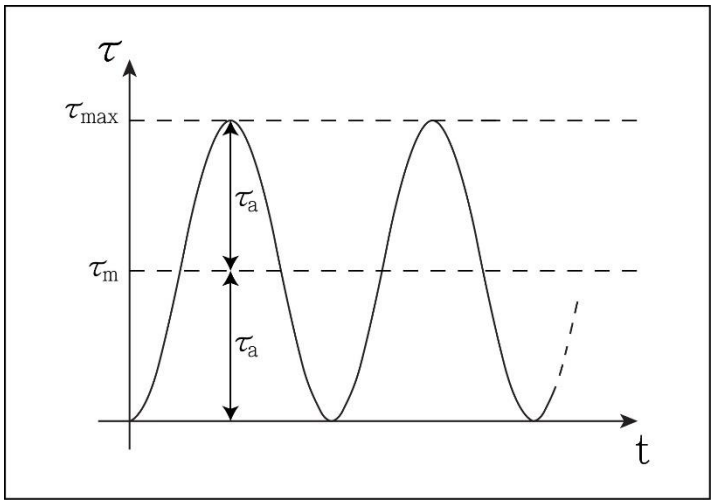


Figura 5.14 – Andamento della tensione nel tempo

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{31 + 0}{2}\ MPa = 15{,}5\ MPa$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{31 - 0}{2}\ MPa = 15{,}5\ MPa$$

Individuiamo i valori di resistenza del materiale scelto per l'albero per eseguire la verifica identificato come *18CrNiMo7* cementato e temprato. In mancanza di informazioni precise, il limite di fatica a vita infinita del materiale può essere stimato considerando la tensione di rottura.

- Tensione di snervamento: $\sigma_{sn} = 880\ MPa$

- Tensione di rottura: $\sigma_u = 1160\ MPa$

- Limite di fatica a vita infinita: $\sigma_{D-1} \cong \frac{\sigma_u}{2} = 580\ MPa$

Per il calcolo del limite di fatica si è considerato il *criterio di Fuchs*, valido per acciai legati con tensione di rottura inferiore a *1400 MPa*. Questo limite deve essere corretto per poter essere riferito al componente considerato. Nel calcolo di questa correzione, ci interessa conoscere il *coefficiente di intaglio a fatica* k_f, ovvero il parametro che corregge le tensioni considerando intensificazioni dovute agli intagli. Questo termine dipende a sua volta dal *coefficiente di intaglio statico* k_t. Esso dipende dal tipo di carico e dalla geometria del componente. Si decide di valutare tale parametro confrontando la *tensione nominale* calcolata nella sezione minore dell'albero per via analitica e il valore misurato con il calcolo *FEM*. Consideriamo una coppia di test di *100 Nm*.

$$\tau_{nom} = 16\frac{100000}{\pi \times 28^3} MPa = 23\ MPa$$

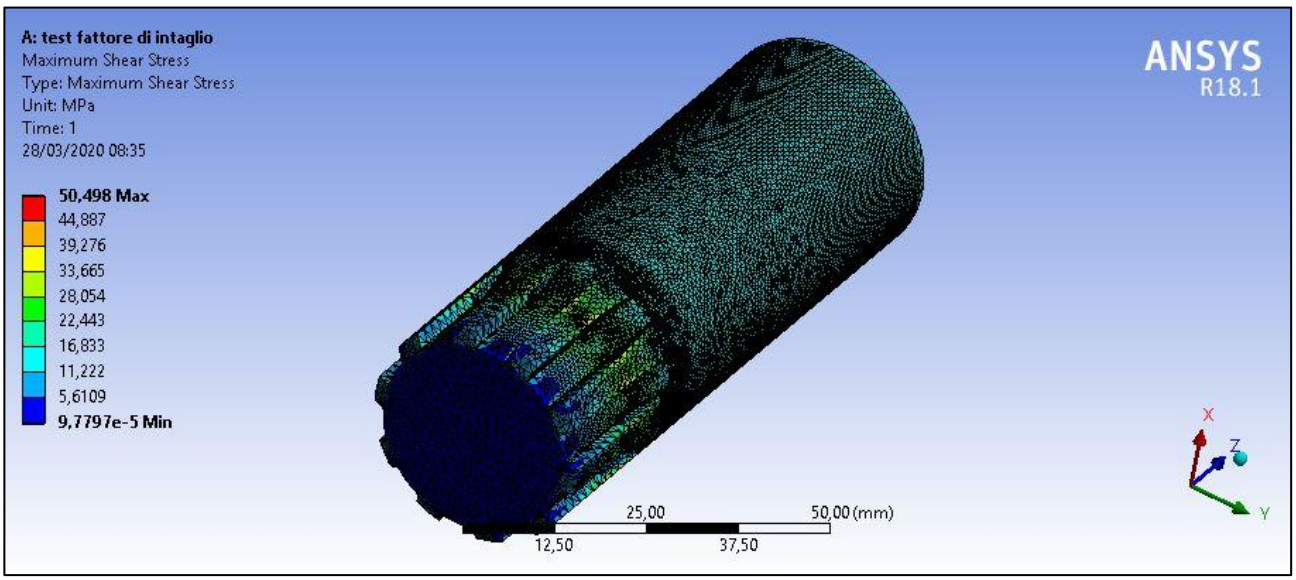


Figura 5.15 – Tensione di taglio calcolata con analisi *FEM* per la valutazione del coefficiente di intaglio

Considerando la massima tensione di taglio calcolata con l'analisi *FEM* si ha:

$$k_t = \frac{\tau_{fem}}{\tau_{nom}} = \frac{51}{23} = 2{,}22$$

Il coefficiente k_f è calcolabile come:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

q è la *sensibilità all'intaglio* del materiale, è reperibile da grafici in funzione del raggio di raccordo della variazione di sezione e della tensione di rottura del materiale. Nel nostro caso la geometria dell'albero è complessa e non si ha una semplice variazione di sezione. Per questo parametro si decide di adottare un valore conservativo pari a *0,90*. La scelta viene fatta considerando che il materiale ha una tensione di rottura molto alta, inoltre i valori massimi di *q* sono compresi tra *0,91* e *0,92* per gli acciai.

$$k_f = 1 + 0{,}90(2{,}22 - 1) = 2{,}1$$

Sfruttiamo questo valore per correggere le tensioni calcolate in precedenza.

$$\tau_{a,f} = \tau_a k_f = 15{,}5 \times 2{,}1\ MPa = 32{,}6\ MPa$$

$$\tau_{m,f} = \tau_m k_f = 15{,}5 \times 2{,}1\ MPa = 32{,}6\ MPa$$

Adesso è necessario correggere il limite di fatica a vita infinita. Lo calcoleremo sfruttando dei coefficienti correttivi:

$$\sigma_{D-1}{}^* = \sigma_{D-1} C_L C_G C_S$$

- C_L è il *coefficiente di carico*, dipende dal tipo di carico applicato al sistema. Considerando la torsione esso vale *0,58*.

- C_G è il *coefficiente del gradiente e delle dimensioni*, considera che in presenza di gradienti di tensione si ha un effetto migliorativo per la resistenza a fatica, considerando la massima efficacia nel caso di sollecitazione flettente (in tal caso pari ad *1*). Per la torsione e per un diametro compreso tra *10 mm* e *50 mm* viene considerato pari a *0,9*.

- C_S è il *coefficiente di finitura superficiale*, considera la rugosità del materiale da cui la resistenza a fatica è influenzata. Questo coefficiente dipende anche dalla tensione di rottura del materiale. Viene ricavato da grafici, per il materiale impiegato e considerando una lavorazione di macchina utensile otteniamo un valore di *0,66*.

Calcoliamo:

$$\sigma_{D-1}{}^{*} = \sigma_{D-1} C_L C_G C_S = 580 \times 0{,}58 \times 0{,}9 \times 0{,}66\ MPa = 199{,}8\ MPa$$

Adesso tracciamo il *diagramma di Haigh* per il componente, esso ci permette di valutare il coefficiente di sicurezza nelle condizioni operative. Esso viene tracciato in un piano cartesiano di coordinate τ_a e τ_m, considerando le rette:

retta della resistenza a snervamento $\tau_a = \sigma_{sn,s} - \tau_m$

retta di Goodman $\tau_a = \sigma_{D-1}{}^{*} - \frac{\sigma_{D-1}{}^{*} \times \tau_m}{\sigma_{u,s}}$

Nel caso della torsione si ha:

$$\sigma_{sn,s} = 0{,}58 \times \sigma_{sn} \quad ; \quad \sigma_{u,s} = 0{,}8 \times \sigma_u$$

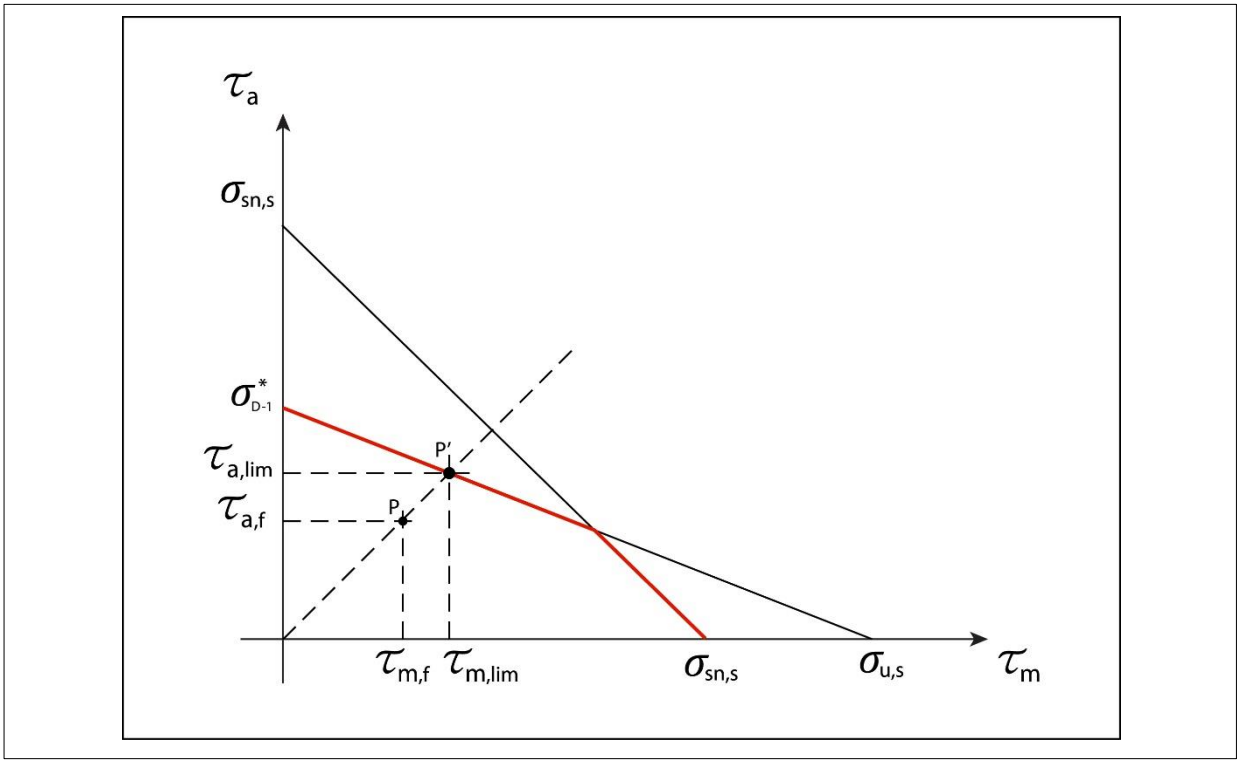


Figura 5.16 – Diagramma di Haigh qualitativo per il componente

Per calcolare il coefficiente di sicurezza dobbiamo considerare l'influenza dei carichi affaticanti sull'ampiezza e il valore medio carico. Considerando che essi crescono entrambi linearmente con l'aumento del carico, ci muoviamo sulla retta per cui risulta costante il rapporto tra l'ampiezza di tensione e il valore medio. Il grafico in *figura 5.16* è generico, non sappiamo quale tratto della spezzata intersechi la retta considerata.

Quindi valuteremo le intersezioni con la *retta di Goodman* e con la *retta della resistenza allo snervamento*, calcoleremo i relativi $\tau_{a,lim}$ e i coefficienti di sicurezza. Sceglieremo il coefficiente di sicurezza minore. Per valutare le intersezioni risolviamo le seguenti equazioni:

$$\tau_{a,lim1} = \frac{\tau_{a,f}}{\tau_{m,f}} \tau_{m,lim1} = \sigma_{sn,s} - \tau_{m,lim1}$$

$$=> \tau_{a,lim1} = \frac{\sigma_{sn,s}}{1 + \frac{\tau_{m,f}}{\tau_{a,f}}} = \frac{0{,}58 \times 880}{1 + \frac{32{,}6}{32{,}6}} = 255{,}2\ MPa$$

$$\tau_{a,lim2} = \frac{\tau_{a,f}}{\tau_{m,f}} \tau_{m,lim2} = \sigma_{D-1}{}^{*} - \frac{\sigma_{D-1}{}^{*} \times \tau_{m,lim2}}{\sigma_{u,s}}$$

$$=> \tau_{a,lim2} = \frac{\sigma_{D-1}{}^{*}}{1 + \frac{\sigma_{D-1}{}^{*}}{\sigma_{u,s} \times \frac{\tau_{a,f}}{\tau_{m,f}}}} = \frac{199{,}8}{1 + \frac{199{,}8}{0{,}8 \times 1160} \times \frac{32{,}6}{32{,}6}} = 164{,}4\ MPa$$

$$CS = \frac{\tau_{a,lim}}{\tau_{a,f}} \ ; \ CS = \min\left(\frac{255{,}2}{32{,}6}; \frac{164{,}4}{32{,}6}\right) = \min(7{,}83\ ; 5{,}04) = 5{,}04$$

Considerando le condizioni conservative ipotizzate per questi calcoli, possiamo ritenere sufficientemente soddisfatta la verifica a fatica per vita infinita.

Conclusioni

I componenti progettati nei capitoli precedenti sono integrabili nella vettura *ELICSA* a patto che alcune sue parti siano modificate. Tali modifiche avvengono su singoli componenti, senza che sia necessario cambiare nel complesso il layout del veicolo. Le dimensioni finali della trasmissione rispettano i limiti fissati inizialmente sugli ingombri, i componenti sono in grado di sopportare le condizioni di carico considerate. Il sistema può cambiare configurazione interfacciandosi con i sistemi di controllo della vettura. Si considera quindi il layout e i componenti, progettati adeguatamente per svolgere le funzioni richieste.

La maggiore conoscenza delle condizioni di carico e uno studio approfondito per ogni singolo componente consentirebbe di ottimizzarne il dimensionamento, minimizzando gli ingombri finali della trasmissione.

Sulla base di queste considerazioni, si può affermare che il layout proposto per la trasmissione è in grado di far avanzare il progetto *ELICSA* verso la conversione finale del veicolo da vettura *AWD* elettrica a ibrida a modalità di guida selezionabile.

Bibliografia

- Niemann G., Winter H., *Elementi di Macchine*, Milano, EST Springer, 1983

- Croccolo D., Vincenzi., *Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica*, Bologna, Euscalpio, 2013

- Slide del corso di *Costruzione di Macchine* del prof. Antonio Gugliotta, Politecnico di Torino, 2019

- Funaioli E., Maggiore A., Meneghetti U., *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, seconda parte, Elementi di Meccanica degli Azionamenti,* Pàtron, 2014

- SKF Group, *Rolling Bearing Catalogue*, 2018

Sitografia

- www.wikipedia.org
- www.rinnovabili.it
- www.economyup.it
- www.bcg.com
- www.focus2move.com
- www.acea.be
- www.toyota.com
- www.hyundai.it
- www.nissanusa.com
- www.honda.com
- www.bmw.com
- www.skf.it