



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Progetto e sviluppo di un banco di prova per dischi freno per vetture FSAE

Tesi fine laurea

Ingegneria meccanica

Autor: Mario Moiña Soriano

Tutor E.P.S.A: Lucas Santos Juanes Jordá

Tutor Università di Padova: Giovanni Meneghetti

Tutor O.Z. Racing: Stefano Giacometti

Anno accademico: 2016-2017



Sommario

Questa tesi finale laurea si centra, a titolo generico in coincidenza con l'obiettivo della stessa, in il progetto e sviluppo di un banco di prova per dischi di freni per vettura Fsaе, per realizzare un studio sul sistema di frenata.

L'obiettivo di questo studio è, analizzare come si evolve l'efficacia frenante di tutto il sistema quando sottoposto a lavorare costantemente.

Per questo, prima, è stato progettato un primo albero su cui sarà montato il cerchio e il disco di freno, che sarà anche il albero che fornisce il movimento di rotazione al gruppo.

Secondo, abbiamo progettato un secondo albero, che ospitano la pinza del freno, il sistema idraulico e celle di carico.

Successivamente, hanno meccanizzato gli alberi e dopo ha iniziato la seconda fase.

La seconda fase tratta di effettuare uno studio con parametri di frenatura ottenute, questi parametri sono: coppia frenante, temperatura liquido di freni, temperatura del materiale della pastiglia di freno, temperatura disco di freno, temperatura della gomma, temperatura ambiente, pressione del sistema idraulico e la velocità.

Diversi tipi di parametri di frenatura sono state eseguite utilizzando la telemetria Formula Student scorso anno, per riflettere il più fedelmente possibile le condizioni di lavoro del sistema di frenatura.

Con i risultati, si hanno determinato a conclusioni globali.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA
CAMPUS D'ALCOI



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA





Sommario

1	Introduzione sulla Formula Student (FSAE)	6
1.1	Parti della gara	7
1.1.1	Prove statiche.....	7
1.1.2	Prove dinamiche.....	8
1.2	Regolamento dei freni su FSAE	9
1.2.1	Sistema frenante- Regole generali	9
2	Descrizione di sistema di frenatura.....	11
2.1	Introduzione	11
2.2	Forze e momenti che agiscono sul processo di frenata	12
2.3	La distribuzione ottimale della forza frenante	13
2.4	Il sistema	16
2.4.1	Attrito di frenata	17
2.5	Efficacia di frenata:.....	18
2.6	Distanza di frenata	18
2.7	Componenti del sistema frenante di FSAE	19
2.7.1	Pompa AP Racing CP 7855.....	19
2.7.2	Tubi freni	22
2.7.3	Pinza freno anteriore.....	22
2.7.4	Pinza posteriore	23
3	Obiettivo di la tesi	24
4	Sviluppo banco prova per sistemi per dischi di freno	25
4.1	Introduzione	25
4.2	Albero (1).....	25
4.2.1	Caratteristiche di design.....	27
4.3	Albero 2	34
4.3.1	Caratteristiche di design.....	36
4.4	Supporto cella carico.....	41
4.4.1	Cella carico	41
4.4.2	Calcolo delle forze	43
4.4.3	Progettazione del supporto.....	45
4.4.4	Caratteristiche del progetto del supporto	46
4.4.5	Calcolo forza di taglio tra le vite che fissano il braccio2 al supporto	48
4.4.6	Calcolo della deformazione statica del supporto verso SolidWorks.....	49



5	proceso de fabricación.....	50
6	Características de los componentes del banco de prueba.....	57
6.1	Cushioning.....	57
6.1.1	Verificación de la correcta selección de los cojinetes según el método descrito por SKF. 57	
6.1.2	Análisis de software KISSSOFT	73
6.2	Materiales: Acero 39 nichromo 3 refinado	77
6.3	Materiales: Aluminio 6082 T6.....	78
7	Análisis de costes.....	80
7.1	Árbol 1, parte A	80
7.1.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	80
7.1.2	Materiales: Aluminio- Proceso: Mecanizado	80
7.1.3	Materiales: Aluminio- Proceso: Fundición.....	81
7.2	Árbol1, parte B	82
7.2.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	82
7.2.2	Materiales Aluminio- Proceso: Mecanizado	82
7.2.3	Materiales: Aluminio- Proceso: Fundición.....	82
7.3	Árbol 2, parte A	83
7.3.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	83
7.3.2	Materiales: Aluminio – Proceso: Mecanizado	83
7.3.3	Materiales: Aluminio – Proceso: Fundición	83
7.4	Árbol 2, parte B	84
7.4.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	84
7.4.2	Materiales: Aluminio – Proceso: Mecanizado	84
7.4.3	Materiales: Aluminio – Proceso: Fundición	85
7.5	Portadisco de freno	86
7.5.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	86
7.5.2	Materiales: Aluminio – Proceso: Mecanizado	86
7.5.3	Materiales: Aluminio – Proceso: Fundición	86
7.6	Soporte	87
7.6.1	Materiales: Acero- Proceso: Mecanizado	87
7.6.2	Materiales: Aluminio – Proceso: Mecanizado	87
7.6.3	Materiales: Aluminio – Proceso: Fundición	87
7.7	Costo total	88



7.7.1	Costo totale dei pezzi del banco prova	88
8	Parte B: Raccolta dei dati e l'analisi di questi.....	89
8.1	Introduzione	89
8.2	Descrizione del processo	89
8.3	Test dinamico	92
8.3.1	Dati raccolti	92
8.4	Test statico	94
8.4.1	Procedura per fare la prova	94
8.4.2	Dati raccolti	95
9	conclusioni globali.....	96
10	Risorse e mezzi utilizzati per fare il progetto	98
11	Ringrazi.....	99
12	Indice immagini e le tabelle	100
12.1	Indice immagini	100
12.2	Indice tabelle.....	102
13	Bibliografia	102
14	Piani.....	102



1 Introduzione sulla Formula Student (FSAE)

Formula Student è una delle più grandi e prestigiose gare di questo tipo in Europa. Questo concorso è stato lanciato dall'Istituto of Mechanical Engineers (IMechE), in collaborazione con l'Associazione of Automotive Engineers (SAE) e l'Istituto degli Ingegneri Elettrici (IEE). un evento organizzato ogni anno che mira a sfidare più di 120 università in tutto il mondo, nella progettazione, realizzazione, sviluppo e gestione.

Questa competizione risale al 1981 negli Stati Uniti, attraverso la creazione del programma SAE Formula. Nel 1998 due veicoli americani e due inglesi gareggiato in una manifestazione svoltasi in Gran Bretagna, dove l'iniziativa è stata considerata ad alto valore di interesse perché ha fornito agli studenti l'alternativa di applicare le conoscenze acquisite durante gli studi. Così l'IMechE accettato di gestione del progetto in Europa, con la collaborazione della società di ingegneria automobilistica, che stabilisce norme comuni di concorrenza per consentire il flusso continuo di concorrenti. Grazie al successo di tutti attualmente le squadre possono scegliere di partecipare alla Formula SAE americana, Formula Student europea, la Formula SAE australiano, italiano, spagnolo ...

Ci sono restrizioni imposte dalla stessa organizzazione, come la progettazione del telaio o del motore, al fine di sfidare l'immaginazione, la conoscenza e la creatività degli studenti che partecipano nella competizione.

In primo luogo, v'è una fase di sviluppo teorico di progetti individuali che cercano la soluzione per ciascuna delle divisioni che formano l'intero veicolo. Successivamente, i veicoli sono costruiti sotto il lavoro continuo di squadra e sviluppata nel periodo di un anno.

Così, la "Università degli Studi di Padova" attraverso squadra "RACE TEAM UP combustione" e "RACE TEAM UP elettrico" con la collaborazione della società "O.Z. Corsa S.p.A." ha iniziato la progettazione e la costruzione della monoposto, alla fine di competere nel prossimo evento che si terrà nel 2017.

Così lo studente, attraverso la realizzazione del suo progetto per la tesi di laurea sarà analizzare l'efficacia frenante della monoposto.

Così sarà affrontare i problemi reali che si verificano in qualsiasi progetto di ingegneria, così come lo sono i tempi di consegna e l'applicazione delle conoscenze tecniche acquisite nel corso degli anni nel suo tempo all'università, nonché di acquisire nuove conoscenze per l'esito del progetto.

Possiamo concludere che questo progetto è la risposta alla necessità di coprire la massima efficacia nella progettazione del sistema frenante della vettura.



1.1 Parti della gara

Durante la competizione le squadre vengono valutati da specialisti, avendo di superare varie prove statiche e dinamiche dimostrano il corretto funzionamento.

Tabella 1 mostra il punteggio massimo per ciascuna delle prove:

	Prova	Punti
Estáticas	Presentazione	75
	Disegno	150
	Analisi dei costi	100
Dinámicas	Accelerazione	75
	Skid-pad	50
	Autocross	150
	Efficacia	100
	Resistenza	300
TOTAL		1000

Tabella 1: Punteggio prove FSAE

1.1.1 Prove statiche

Queste prove iniziano con un controllo tecnico di della monoposto, questa prova non è di punteggio. Ogni macchina deve passare tutte le parti di ispezione tecnica e prove, e incollare gli adesivi che danno i committenti quando sono passati prove necessarie per partecipare alle prove dinamiche o in pista. La prima parte di questo controllo sarà di verificare che il veicolo è conforme alle normative. La seconda parte è un test in cui il veicolo è posto su una piattaforma inclinata, inizialmente a 45° per assicurare che il veicolo non perda combustibile o qualcun altro liquido; e poi aumentata a 60°, in cui il veicolo non rotolare. Nell'ultima parte delle prove si controlla i freni della monoposto, rumore e l'interruttore principale.

Se l'auto non supera alcune delle prove, dovrebbe correggere il problema di ispezione e ritornare fino a quando questo è favorevole.

1.1.1.1 Presentazione

In questa prova la capacità del team sarà valutata per sviluppare una dettagliata analisi di fattibilità del progetto, al fine di convincere gli specialisti.



Per superare con il maggior numero di punti possibili questo test, gli specialisti sono trattati come se fossero i dirigenti di una società, che dovrebbe convincervi che la proposta è la migliore.

1.1.1.2 Disegno

Le diverse sezioni del team dovrebbero giustificare le decisioni nella progettazione della vettura e le componenti scelti.

Un team di tecnici ha valutato la progettazione della vettura e come risponde alle esigenze del mercato.

1.1.1.3 Analisi dei costi

E' valutato un rapporto in precedenza, che dettaglio tutti i costi di produzione di parti di automobili, e la giustificazione di tali spese sono esposti.

1.1.2 Prove dinamiche

In queste prove si valuta il comportamento della monoposto. coinvolti direttamente i membri del team, che sono responsabili per assistere meccanicamente l'auto e piloti per fornire informazioni adeguate per fare una buona messa a punto della vettura.

1.1.2.1 Accelerazione

Questo test misura il tempo necessario che la monoposto tarda in percorrere un tratto di 75 metri. Il tempo si misura partendo di fermo.

1.1.2.2 Skid-pad

L'obiettivo di questa prova è di valutare l'aderenza laterale fornita dalla monoposto. Questa prova si sviluppa su una pista con forma da otto, composta da due cerchi di diametro interno 9,25 m ed un diametro esterno di 15,25 m ed i cui centri sono spazati 18.25 m.

Il test consiste in due giri ad uno dei cerchi girando a sinistra e due giri per un altro cerchio ruotando in senso contrario. Il tempo valido è il del secondo giro.



1.1.2.3 Autocross

In questa prova viene valutato il comportamento dinamico della monoposto. Le prove si fanno su due circuiti, con un pilota differente per ciascuno dei circuiti. Ogni pilota ha due giri cronometrati per fare il tempo più veloce.

1.1.2.4 Efficienza

L'obiettivo di questa prova è consumare il meno combustibile possibile, alla fine della prova si misura i litri di combustibile utilizzati.

1.1.2.5 Resistenza

Questa prova è quella che si ricorre circa 22 km su un circuito nel minimo tempo possibile. A metà della prova si fa un cambiamento di pilota durante il quale il tempo si ferma massimo per tre minuti per effettuare il cambiamento.

1.2 Regolamento dei freni su FSAE

C'è la normativa Formula Student obbligatorie per tutte le prove. Il regolamento sarà applicato in tutte le questioni relative al design della vettura e dei suoi componenti per ottenere l'approvazione.

Per quanto riguarda l'impianto frenante, la normativa distingue le seguenti sezioni

1- Sistema frenante – Regole generali
2-Test di freni
3-Interuttore di spegnere in caso di fallo freni
4-Lucce di freno

Tabella 2: Sezione impianto frenante FSAE

1.2.1 Sistema frenante- Regole generali

Questa regolazione richiede che il sistema di frenatura deve di attuare sulle quattro ruote e con un unico sistema di attuazione. Anche le regole dicono:

- Deve avere due sistemi idraulici indipendenti, in modo che se fugo o guasto in uno dei due sistemi possono mantenere la pressione di frenatura effettiva
- Ogni circuito deve avere il proprio serbatoio di fluido, separati o depositi dal sistema OEM



- Accettato un singolo freno sull'asse posteriore
- Il sistema frenante deve essere in grado di bloccare tutte le quattro ruote simultaneamente
- No sistemi di attuazione cavo
- Vietata tubi freno in plastica
- Il sistema di frenatura deve essere protetto contro il fallimento nel treno di potenza
- Il pedale del freno deve sostenere una forza di 2000N
- Il pedale del freno deve essere di acciaio o di alluminio a meno che sia di lavorazione che può essere di acciaio, alluminio o titanio.
- Il primo 90% della corsa del pedale può essere utilizzato solo per la rigenerazione di energia, il resto dovrebbe agire il sistema idraulico, ma può anche rimanere rigenerazione dell'energia. (SOLO per le auto elettriche)

1.2.2 Test freni

- Il sistema di frenatura sarà testato dinamicamente e deve dimostrare la capacità di bloccare i quattro ruote e fermare la macchina in una linea retta, alla fine di una corsa di accelerazione
- La descrizione della regola sopra c'è una variante per auto elettriche. Questi dovrebbero scollegare l'impianto elettrico una volta lanciato il veicolo per verificare il corretto funzionamento del sistema idraulico.

1.2.3 Interruttore di spegnere in caso di fallo freni

- È necessario installare un interruttore sul pedale del freno, perché in caso di avaria del sistema di frenatura, questo scollegare la centralina.
- In caso di funzionamento continuato dell'interruttore, la macchina non si può mettere di nuovo in moto fino a tornare al garage e riparare il problema.
- L'interruttore deve essere di un solo polo e del tipo "push-pull o flip"

1.2.4 Luce di freno

- La vettura deve essere dotato di una luce rossa dei freni. Luce freno si deve avere uno sfondo nero
- Deve avere una forma rettangolare, triangolare o quasi rotonda con superficie luminosa minima di almeno 15 cm².
- Deve essere di tipo luce LED, e deve essere chiaramente visibile anche se le condizioni di luce solare sono molto favorevoli.
- Deve essere montata sulla parte posteriore della macchina, nella zona centrale, e deve essere chiaramente visibile.

2 Descripción de sistema de frenatura

2.1 Introducción

È uno dei sistemi fondamentali in qualsiasi vettura, in quanto questo sistema dà la possibilità di ridurre la velocità del veicolo o addirittura fermarlo.

Il principio di funzionamento di un sistema di frenatura è la riduzione dell'energia cinetica e / o potenziale per trasformare in energia termica. Con questa trasformazione di energia è ottenuta la riduzione della velocità del veicolo.

Questa sezione mira ad analizzare i concetti di base e fondamentali che sono legati alla frenatura del veicolo e processo di decelerazione.

Per eseguire l'analisi di questi concetti, si prenderà in considerazione i veicoli come corpi rigidi. Analogamente, il movimento è ritenuto che si verifica in linee rette senza azione laterale.

Le forze principali del processo di frenatura sono:

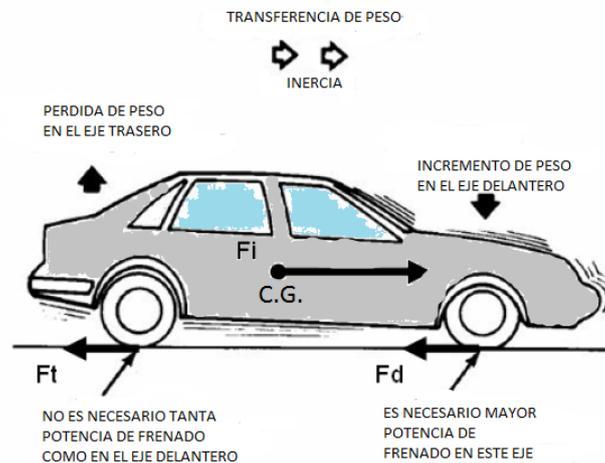


Immagine 1: Forze principale in frenata

Come si può vedere, l'inerzia del veicolo in frenata, genera una forza (F_i) agente sul baricentro (C.G.) del veicolo ed essendo normalmente il punto ad un'altezza maggiore del asse degli ruote, genera un momento di beccheggio del veicolo che modifica la distribuzione dei carichi sugli assi.



Mentre questa distribuzione è anche influenzata da cariche statiche, altezza del centro di gravità e altri, si può stimare che, in un generico veicolo, la distribuzione di massa in una situazione dinamica è del 75% sulla parte anteriore e 25 % sul posteriore

Questa situazione significa che sia il dimensionamento dei freni anteriori e posteriori e le caratteristiche del materiale d'attrito delle pastiglie o scarpe, deve avere dimensioni e / o coefficienti diversi per evitare il bloccaggio delle ruote posteriori.

Di verifica il bloccaggio dell'asse posteriore, la stabilità direzionale veicolo sarebbe compromessa in questa situazione e la macchina tenderebbe a ruotare sul suo asse.

2.2 Forze e momenti che agiscono sul processo di frenata

Ora s saranno descritti i diversi sforzi richiesti durante la frenata, alcuni di essi possono sembrare irrilevante, ma tutti sono estremamente importanti secondo il tipo di guida.

- La forza frenante.

Le forze principali rallentamento del veicolo in fase di frenatura sono quelli che si sviluppano sulla superficie delle ruote come risultato del contatto con la strada, il essere applicato coppie che si oppongono suo movimento.

La massima forza frenante e come la massima forza di trazione hanno due limiti. In entrambi casi imposta per "gomma - terra". Per quanto riguarda le forze frenanti, c'è un altro limite imposta, è quello con il sistema frenante in riferimento in termini di forze massime di trazione, è che imposta la potenza del motore. Il limite critico è imposto dal vincolo esistente tra il pneumatico e il terreno. Quando questo limite viene superato, nel caso del sistema frenante, succede il bloccaggio delle ruote e come conseguenza scorrono le gomme su asfalto.

- Resistenza al rotolamento.

La resistenza al rotolamento e anche la resistenza aerodinamica del veicolo coinvolto come forze ritardanti nel processo di frenatura. Sebbene la sua influenza è piccola rispetto alla forza frenante, ma comunque aiutano durante la decelerazione. La resistenza al rotolamento, è composto principalmente dell'attrito pneumatico - suolo e perdite meccaniche del sistema di trasmissione. Il suo valore è di piccole dimensioni rispetto alle altre forze in gioco. Il valore della resistenza al rotolamento aumenta quasi proporzionalmente alla velocità.

- Azioni aerodinamiche.

Forze aerodinamiche per avanzare hanno solo effetto ritardante solo come forze alle alte velocità perché il suo valore aumenta con il valore della velocità che il veicolo porta. Ciò significa che quando si raddoppia la velocità di un veicolo, per esempio, 80 km. /h a 160 Km. /h



la resistenza aerodinamica passa da essere 40 kg a 160kg, quadruplicando la carica. A velocità moderata o bassa può essere disprezzata contro il valore della forza frenante.

Nella tabella seguente vediamo come crescono e forze aerodinamiche anche al rotolamento, e la potenza che deve essere richiesta per superarli.

Velocidad (Km/h)	Resistencia Aerodinámica (Kg)	Resistencia a la Rodadura (Kg)	Resistencia Total (Kg)	Potencia necesaria (CV)
40	5,3	10,0	15,3	2,3
80	21,6	14,0	35,6	10,7
120	48,6	19,0	67,6	30,6
160	86,4	26,0	112,4	67,9
200	135,0	32,0	167,0	126,2

Tabella 3: Richiesta per superare la resistenza

-Resistenza del motore e trasmissione

La resistenza che fornisce il motore, rappresenta un importante fattore nella frenatura in molti casi. Potenza, come la coppia resistente offerta dal motore durante la frenatura, che rimane collegato alle ruote tramite la trasmissione, è importante quando ruota in una grande velocità e diminuisce la velocità, per farne piccolo l'ultimo intervallo del processo di frenatura.

Nel lungo frenatura, soprattutto nel caso di veicoli pesanti, la ritenzione eseguita dal motore è molto importante per mantenere gli elementi di attrito dei freni di non riscaldarsi e conseguente elevata usura.

Se la decelerazione con cui vogliamo fermare è abbastanza forte, e la frizione non è staccata, le esigenze richieste dal sistema frenante sono molto maggiori rispetto a quando la frizione è staccata.

Ovviamente, questo effetto frenante è maggiore nei motori diesel con rapporti di compressione di circa 20: 1 che a motore a benzina che è impostata a valori compressione 9: 1.

2.3 La distribuzione ottimale della forza frenante

Quando la vettura c'è in statico, la massa del veicolo è distribuita tra l'asse anteriore e l'asse posteriore, con i valori che la vettura è stato progettato. Quasi tutti i veicoli d'oggi giorno sono leggermente più pesante nella parte anteriore che la parte posteriore. Poiché non solo il motore si trova nella parte anteriore, ma anche veicoli con trazione anteriore anche portano, cambio, differenziale, trasmissioni ... sull'asse anteriore.

Il minore peso sull'asse posteriore significa che la progettazione della distribuzione delle forze è fondamentale per raggiungere non bloccare le ruote posteriori. Inoltre, come in precedenza accennato, quando ci fermiamo appare il fenomeno di pitching intorno al centro di gravità, che



genera un trasferimento di carica dal aso posteriore all'asso anteriore. Ciò significa che non solo l'asse posteriore è più leggero rispetto a la parte anteriore, anche per le dinamiche di funzionamento sull'asse posteriore e sempre quando il freno viene azionato, sarà trasferito parte del peso sull'asso anteriore.

Il valore del trasferimento di carica essa è determinata per l'altezza del baricentro della vettura, distanza interasse, e anche la forza frenante.

Per tutte queste variabili, la pressione frenante che c'è applicata sull'asse anteriore non è uguale sull'asse posteriore.

Questo può essere raccolto in grafici che rappresentano la decelerazione relativa frenante rispetto per la distribuzione dei carichi sugli assi.

Nel seguente esempio vediamo per un valore di $\mu = 0.8$, ciò che accade con la distribuzione della frenata su ogni asse e conseguenti blocchi

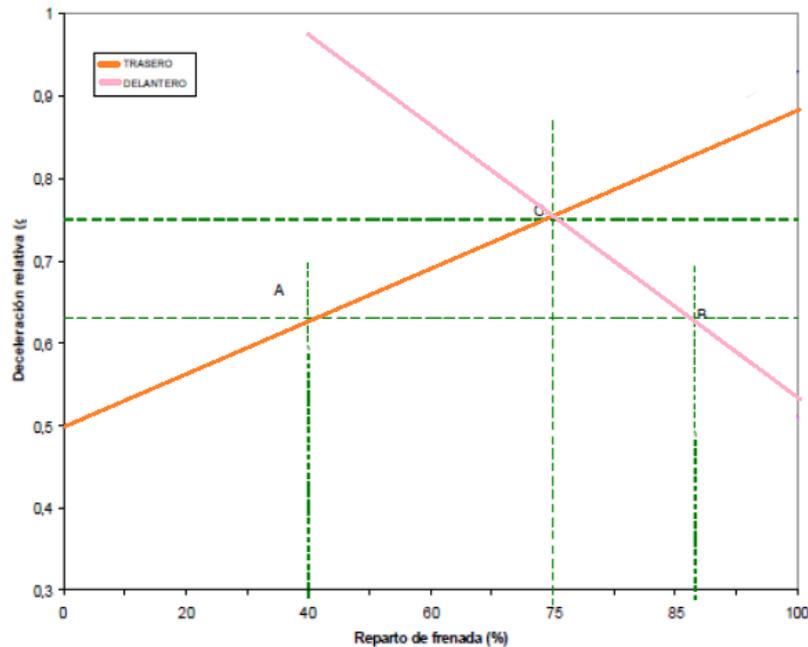


Immagine 2: Distribuzione ottima in frenata

Nel punto di intersezione delle due curve corrispondenti all'assale anteriore e il posteriore, punto (O) è stata determinata una ripartizione della frenata 75 % sull'assale anteriore e 25% sul posteriore. In questo caso una decelerazione parente avrebbe circa 0,75. Così, sarebbe facendo la maggior parte delle condizioni di aderenza.

Tuttavia, se si osserva il punto B, la distribuzione frenata sarebbe 86% per l'asse anteriore e il 14% sul l'asse posteriore, arrivando a bloccare prima l'asse anteriore e pertanto avendo un massimo di 0,62 decelerazione relativa che è sotto ottimale 0,75.

Ora, osservando il punto A, la distribuzione di frenatura sarà il seguente: 40% assale anteriore e posteriore 60%, raggiungendo blocco prima l'asse posteriore e con una decelerazione relativa a 0,62.

Per tutto questo, i veicoli sono sigillati con sistemi regolatori di pressione, che raggiungono variazione della regolazione della pressione nel sistema idraulico o impediscono il bloccaggio ruote posteriori.

Un'altra risorsa utilizzata per calcolare la distribuzione ottimale della frenata sono chiamati curve ideali dell'equiaderenza. In queste curve sono tracciati i valori delle forze frenanti sulla parte anteriore e posteriore nella condizione in cui le ruote anteriori e posteriori raggiungere lo stesso tempo la massima adesione.

La curva equiaderenza è pertanto il luogo geometrico dove per una determinata distribuzione del carico, si è raggiunto la massima forza frenante in entrambi assi.

Ovviamente ci saranno molte curve come possibili distribuzioni di carica hanno il veicolo.

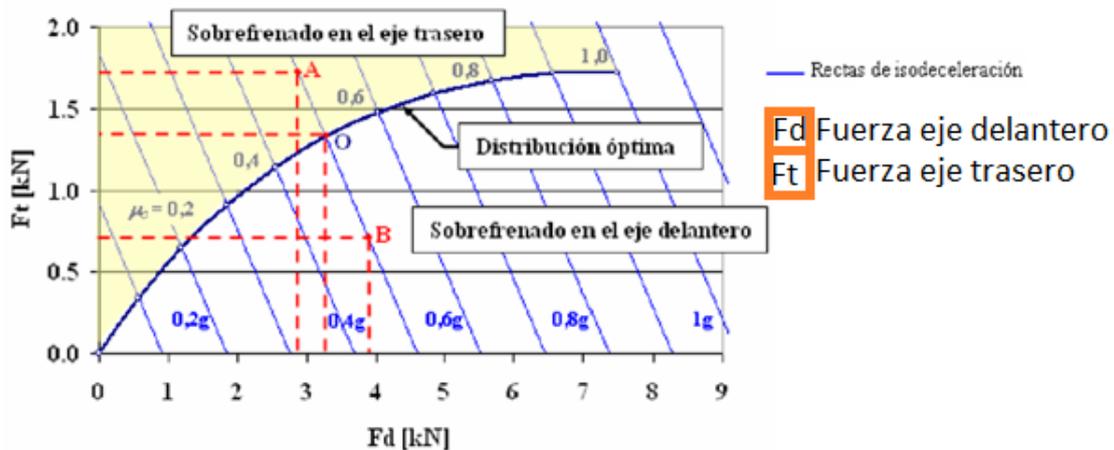


Immagine 3: Curva equiaderenza

In questa immagine tre possibili scenari distribuzione della forza frenante tra l'asse anteriore e posteriore vengono sollevati. In tutti e tre i casi si ottiene lo stesso decelerazione di frenata. Se aderenza tra pneumatico e strada sia corrispondente al punto O, questo indica la distribuzione ottimale delle forze frenanti massime.

In queste condizioni, il corrispondente punto di distribuzione A mostra che la forza frenante sull'asse posteriore è superiore al massimo consentito per tale adesione, mentre forza frenante sull'asse posteriore è inferiore, di conseguenza, in questa situazione produrre il blocco prima posteriori rispetto alle ruote anteriori.

Se la distribuzione sia corrispondente al punto B sarebbe l'assale anteriore che bloccano prima, poiché la forza frenante su tale asse è superiore al massimo in condizioni di aderenza sollevata.

Questa analisi mostra che la curva di equiaderenza segna due zone distinte tra essa e la forza frenante all'albero sull'asse posteriore in cui sobrefrenada sull'asse posteriore, e tra questa e l'asse del freno sull'assale anteriore dove avviene sobrefrenada sull'assale anteriore.

2.4 Il sistema

Nell'interazione tra due superfici appaiono diversi fenomeni la cui conoscenza è vitale. Questi fenomeni che appaiono sono tre:

- **Attrito:** Effetto che deriva dalla esistenza di forze tangenziali che appaiono tra due superfici solide a contatto quando rimangono legati da l'esistenza di sforzi.
- **Usura:** è la scomparsa del materiale di superficie di un corpo risultante dall'interazione con un altro corpo.
- **Adesione:** capacità di generare forze normali tra due superfici dopo che sono stati tenuti insieme. Cioè, la capacità di contenere due corpi uniti dalla precedente generazione di forze di legame tra di loro.

In primo luogo, dobbiamo sottolineare il concetto di attrito. È la resistenza al movimento che esiste quando un oggetto solido muove tangenzialmente rispetto alla superficie di un altro solido con la quale si sta muovendo.

Attrito è espresso in termini di forza relativa, come il rapporto tra la forza di attrito e il carico normale alla superficie di contatto. Solitamente rappresentato con la lettera μ e il coefficiente è adimensionale, che cioè nessuna unità perché le due forze sono misurate nella stessa.

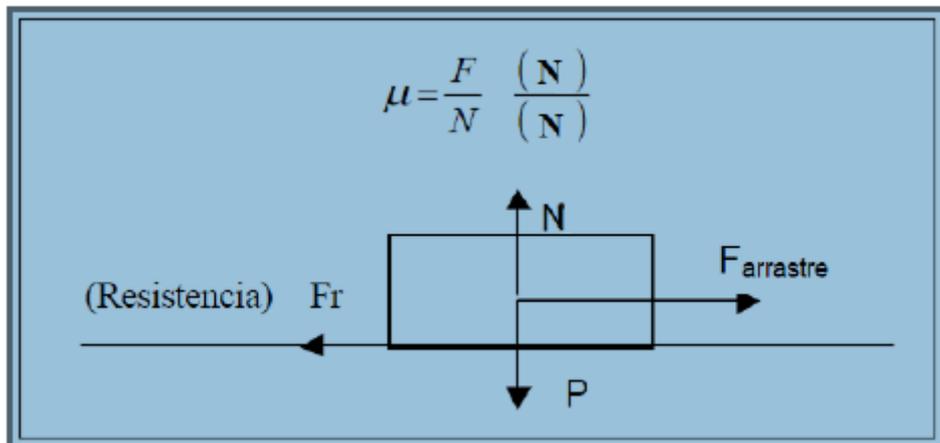


Immagine 4: Forze resistente al movimento

È interessante notare che ci sono due situazioni quanto riguarda attrito:

- 1) **Forza di attrito statico:** ciò è necessario per iniziare il movimento di una superficie rispetto all'altro forza. Se la forza tangenziale applicata è inferiore a questo valore, non v'è alcun movimento e la forza di attrito è pari o superiore all'applicata tangenziale.
- 2) **Forza di attrito cinetico o dinamico:** è necessario mantenere il movimento di una forza di superficie. Si tratta di una forza di valore inferiore statico



Qui le leggi fondamentali in cui si basa il fenomeno di attrito.

- La forza di attrito è proporzionale alla forza normale.
- La forza di attrito è indipendente dall'area di contatto apparente. Pertanto, grandi e piccoli oggetti la stessa coppia materiale hanno lo stesso coefficiente di attrito e dipende solo dalla natura delle superfici stesse e non dello spazio.
- La forza di attrito è teoricamente indipendente dalla velocità di scorrimento (anche se in pratica non è, a causa della sensibilità dei materiali di attrito, di pressione, velocità e temperatura).

Su scala microscopica della superficie dei solidi hanno picchi e valli che possono essere valutate misurando la sua rugosità. A causa di questa rugosità, quando due superfici vengono a contatto, non fanno in nessuna zona di contatto apparente, ma il contatto avverrà solo in alcune parti di queste creste.

Quest'area, dove avviene il contatto, è chiamata area di contatto effettiva, che è indipendente dall'area apparente.

Questi punti di contatto sono responsabili per il supporto del carico normale e generando forza di attrito. Quando il carico normale aumenta, il numero di punti di contatto aumenta, quindi aumenta l'area di contatto reale restano invariati nonostante l'area apparente.

La forza di attrito è dovuta all'adesione, deformazione e l'interazione tra asperità. Si tratta di effetti che coinvolgono input energetico.

L'esistenza di contaminanti strati tra il disco freno e il materiale di attrito riduce notevolmente le forze di attrito. L'esistenza di una forza di attrito aumenta la superficie di contatto effettiva e aumenta la scansione dello strato intermedio, aumentando l'adesione sopra semplice contatto. È molto importante notare che, alle alte velocità di scorrimento di una superficie contro un altro, la temperatura viene aumentata a causa della forza di attrito tra i due materiali che si oppongono al movimento, per cui la conversione di energia cinetica in calore avviene un conseguente aumento di temperatura tra le due superfici.

2.4.1 Attrito di frenata

Come sappiamo, nel processo di frenatura la velocità del veicolo viene ridotta per attrito, convertendo l'energia cinetica o potenziale della stessa in calore, causando un aumento della temperatura rinfusa.

Questa trasformazione è effettuata contattando due superfici del sistema di frenatura. Cioè, quando il pedale del freno del circuito idraulico e pistoni dei clip spingono le pastiglie contro il disco.

Cioè, in questo contatto, quando si verifica la trasformazione dell'energia.

Come risultato, questi componenti sono richieste caratteristiche particolari, in quanto devono resistere alle alte temperature senza eccessiva usura, ma con un buon coefficiente di attrito per frenare il veicolo.



Anche il coefficiente di attrito del materiale di attrito deve essere il più stabile possibile a diverse velocità e in differenti pressioni nel sistema di freno, in modo che il conducente possa prevedere il risultato quando si cerca di decelerazione.

2.5 Efficacia di frenata:

Si può riassumere che la decelerazione e l'arresto delle vetture è dovuto all'azione delle forze di ritenzione delle ruote, sviluppati dagli elementi del sistema di frenatura, in combinazione di aderenza del pneumatico con asfalto

Se non c'è aderenza tra la superficie di contatto del pneumatico frenata e l'asfalto, la frenata e decelerazione del veicolo è zero, per cui il veicolo non si ferma. Ciò avviene, ad esempio, in caso di frenata in una zona con strati di ghiaccio.

Quanto maggiore è l'adesione tra la superficie di contatto dei pneumatici e la strada, maggiore forza di attrito dei pneumatici, aumentare la decelerazione e meno tempo e frenata si mete a frenare.

Come sappiamo, la decelerazione dipende essenzialmente adesione delle superfici di contatto e il suo valore deve essere determinato sperimentalmente. Per questo motivo, per misurare il grado di decelerazione viene utilizzato per valutare le vetture la performance e efficacia frenatura.

L'efficacia frenatura di una macchina è misurata in percentuale, a seconda del peso che grava sulle ruote e la forza frenante applicata sulle quattro ruote.

$$Eficacia\ de\ frenado = \frac{\sum F_{frenos}}{Peso} \cdot 100 \quad (\%)$$

In realtà, deve indirettamente divulga l'efficacia frenatura di una macchina è il grado di decelerazione che si verifica nel veicolo durante la frenatura. Un'efficacia del 100% rappresenta decelerazione di circa 1 g, cioè, circa 10 m / s.

2.6 Distanza di frenata

La distanza di frenatura è la distanza percorsa da una macchina dal momento in cui il conducente aziona il pedale del freno fino all'arresto del veicolo completamente.

Questa distanza dipende da diversi fattori, come la forza frenante applicata, il grado di aderenza tra pneumatico e asfalto, la velocità della macchina ...; che sono variabili e difficili da determinare. Questo è il motivo per cui non è possibile specificare un valore determinato per valorare la magnitudine spazio percorso in el processo di frenata.

Tuttavia, ai fini del calcolo, il valore indicativo della distanza di arresto o la distanza percorsa durante la frenatura è determinata dal quadrato della velocità e decelerazione della vettura.

$$Dp = \frac{v^2}{2 \times a}$$

In questa formula, si può osservare che questo calcolo non dipende dalle caratteristiche delle proprie delle vetture, ma relaziona la velocità del veicolo e la decelerazione o frenata, quindi, è un calcolo generico per tutti i veicoli.



Immagine 5: Distanza di frenata

2.7 Componenti del sistema frenante dil FSAE

- Due pompe AP Racing CP 7855
- Tubi idraulici intrecciati
- Pinzas de frenos anteriores ISR 22-048
- Pinzas de frenos posteriores ISR 22-049 B

2.7.1 Pompa AP Racing CP 7855



Immagine 6: Pompa AP Racing

-Informazione del prodotto:

Un singolo circuito ad alte prestazioni, tipo cilindro maestro da corsa corta.



Si fissa tramite un cuscinetto a sfere ed un'asta di pistone singolo pezzo / spinta fornisce un significativo miglioramento di efficienza rispetto cilindri disegni tradizionali.

Che vanno da 14 mm a 7/8 "corsa di 30 mm e 15/16" a 1,00 "con corsa di 28 mm.

-Caratteristiche:

Corpo in lega di alluminio anodizzato duro.

design compatto.

Extra breve viaggio allo standard di taglio.

Un pezzo di pistone e asta.

Gamma completa di 10 diametri.

Stivali di gomma montati come standard.

-specifiche tecniche

Weight	.28 to .293Kg (.61 to .641lbs)
Full Stroke	- 14mm to 7/8" Bores - 30mm (1.18") - 15/16" to 1.00" Bores - 28mm (1.1")
Travel To Cut-Off	Extra Short - .48 to .63mm (.19" to .25")
Inlet Hydraulic Thread	7/16" x 20UNF
Outlet Hydraulic Thread	3/8" x 24UNF
Push Rod Thread	PRTE = 5/16" x 24UNF
Bore Sizes Available	Part Numbers
14mm	CP7855-88PRTE
15mm	CP7855-89PRTE
15.9mm (.625") 5/8"	CP7855-90PRTE
16.8mm	CP7855-905PRTE
17.8mm (.70")	CP7855-91PRTE
19.1mm (.75") 3/4"	CP7855-92PRTE
20.6mm (.812") 13/16"	CP7855-93PRTE
22.2mm (.875") 7/8"	CP7855-94PRTE
23.8mm (.937") 15/16"	CP7855-95PRTE
25.4mm (1.00")	CP7855-96PRTE

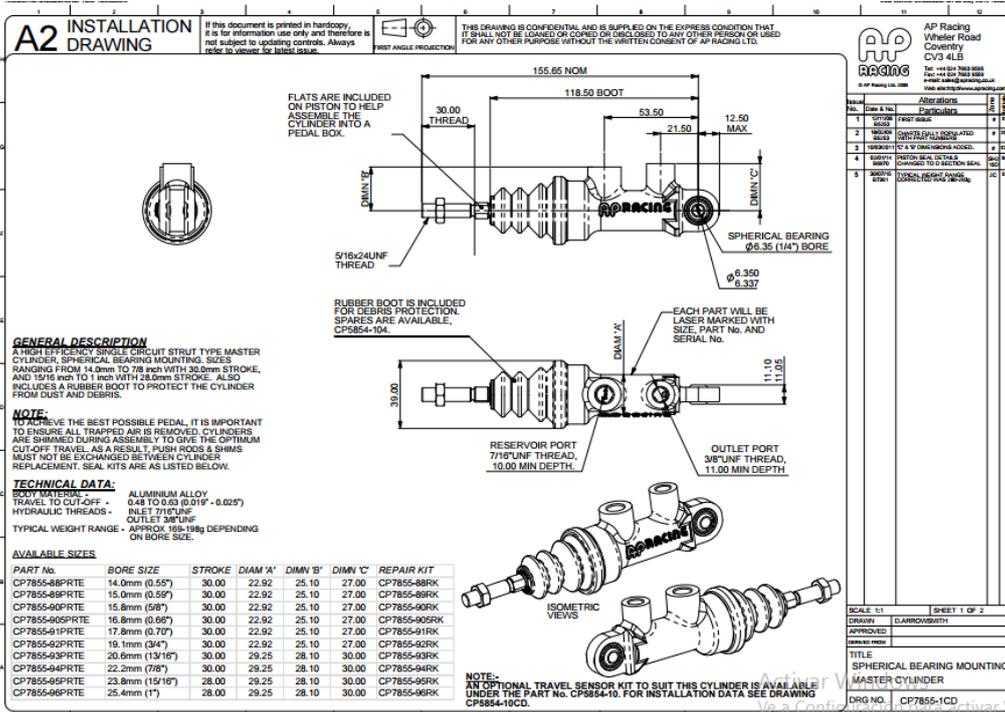


Immagine 7: Schema Pompa

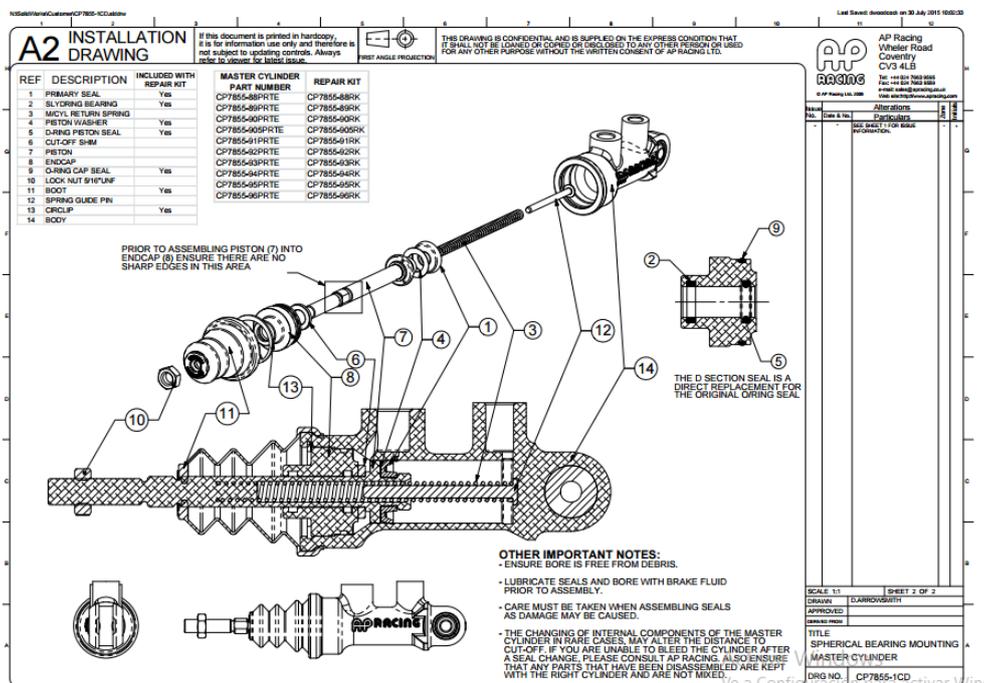


Immagine 8: Schema Pompa

2.7.2 Tubi freni

Tubi freno utilizzati sono della società Allegri, ed hanno le seguenti caratteristiche tecniche:

- La parte interna è PTFE (Teflon), resistente al calore e non igroscopico, barriera perfetta all'umidità.
- La tubo intrecciato, che sarebbe la parte centrale, è acciaio grezzo AISI 304, materiale che garantisce ottime prestazioni per sopportare il circuito variazione di pressione.
- Il rivestimento esterno questo perdere materiale plastico "RISLAM" sottile, che aiuta l'isolamento contro l'umidità.
- Le tubazioni Allegri sono omologate secondo la normativa DOT USA, l'unica riconosciuta dai costruttori di moto e, per la massima sicurezza, sono tutte collaudate (100% della produzione) ad una pressione di 230 bar.

2.7.3 Pinza freno anteriore



Immagine 9: Pinza freno anteriore

Pinza a quattro pistoncini che inizialmente è stato progettato per moto 125cc, ma in seguito è stato anche adattato per l'uso di veicoli SAE.

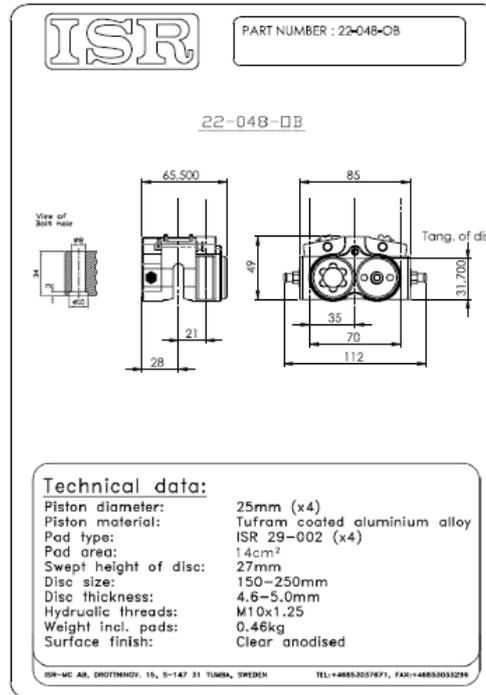


Immagine 10: Schema pinza freno anteriore

2.7.4 Pinza posteriore

Questa pinza solo a due pistone



Immagine 11: Pinza posteriore

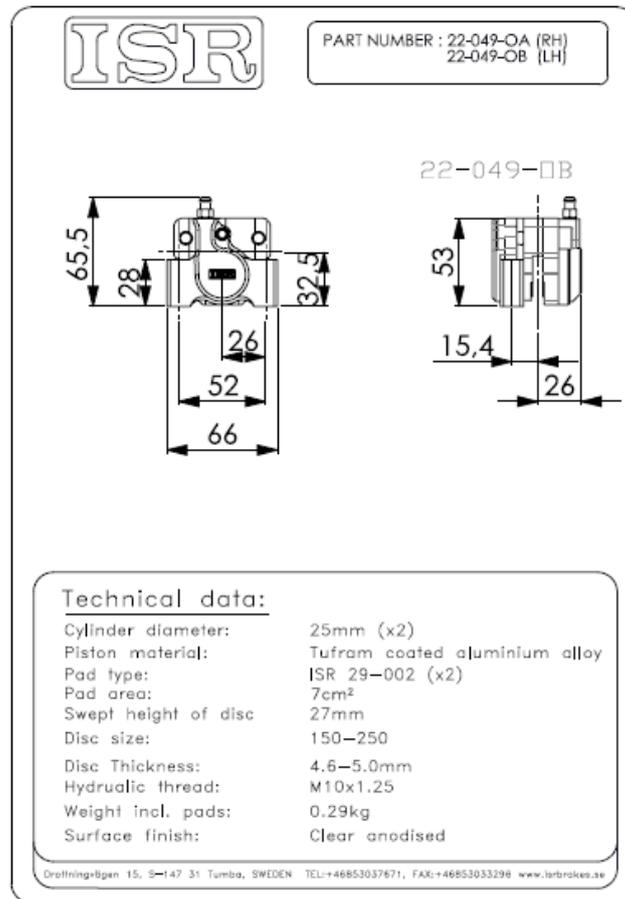


Immagine 12: Schema pinza posteriore

3 Obiettivo di la tesi

Per centrare l'oggetto di questo progetto e facilitare la comprensione al lettore, prima si ha descritto brevemente che è la FSAE, le norme relative al sistema di frenatura e, infine, il sistema frenante.

In questo modo il lettore può diventare più familiare con i termini sono realizzate durante lo sviluppo del progetto.

Pertanto, l'obiettivo della tesi deve essere suddiviso in due parti, perché all'interno di questo progetto possono distinguere una prima fase, che è la progettazione e lo sviluppo di un banco per testare disco freni, e una seconda fase, che, sul banco di prova progettato, si deve esaminare l'efficacia del sistema di frenatura.

Tuttavia, la prima fase si tratta dei dati che abbiamo di tipo di sistema frenatura, entrambe le geometrie del sistema, il cerchio, come dovrebbe essere montato, il banco rulo; con questi valori progettiamo il banco.

E quindi, una volta che questo primo passo è finito, si procede a sviluppare la seconda. Questa cerca di simulare frenate effettuata dal FSAE durante basi concorrenza con i valori di telemetria ottenuti al concorso l'anno scorso. In questa fase verranno raccolti i valori di coppia frenante e molti altri, allora uno studio di questi, e determinare se il sistema di frenatura richiede una o più modifiche per massimizzare l'efficacia di questo.

Infine, lo studio ottenuto è stato proposto nel caso di necessità miglioramenti che si possono implementati sul sistema, anche conclusioni globali ed altri costi generali sul progetto finale di laurea.

4 Sviluppo banco prova per sistemi per dischi di freno

4.1 Introduzione

Come già descritto in precedenza, questa sezione sarà descritta sviluppo utilizzato per progettare e costruire i due alberi e il supporto della cella di carico, che sono gli elementi che costituiscono la prova.

Il banco proba consisterà di due alberi, che uno (albero 1) è responsabile per la trasmissione del movimento di rotazione al sistema e responsabile per ospitare cerchio e il disco del freno. Ed un secondo (albero 2) che ospitano la pinza del freno e il sistema idraulico, ed infine un supporto che sarà in contatto dell'albero 2, e che ospitano la cella di carico.

4.2 Albero (1)

Poi nelle seguenti immagini si possono vedere i due pezzi che compongono l'albero 1. Potrebbe essere fatto come un unico pezzo intero albero, ma per ragioni ecologiche (non sprecare tanto materiale) ed economici è stato deciso che la cosa giusta è stata decomposizione l'albero in due parti.

- Parte A

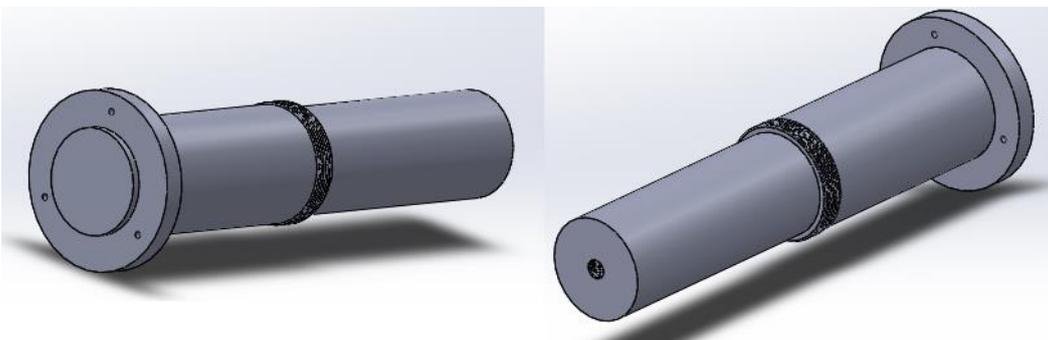


Immagine: Albero 1

- Parte B

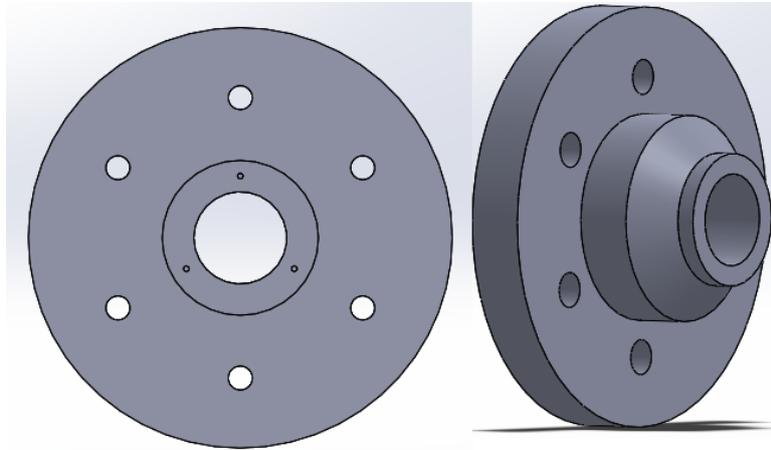


Immagine 14: Albero 2

- Assembli parte A + B

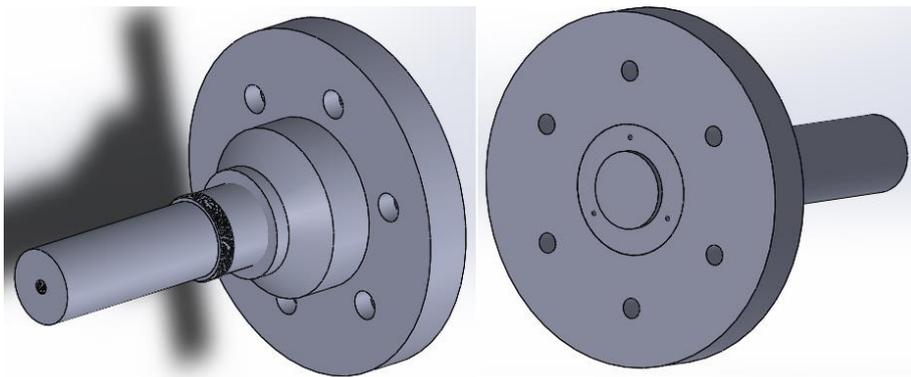


Immagine 15: Assembli albero 1 e 2



Immagine 16: immagine reale albero 1 e 2

4.2.1 Caratteristiche di design

Questa sezione descriverlo perché il design albero. Perché tutto è determinato da varie restrizioni degli elementi che devono rimanere e che dovrebbe andare si trova.

- Prima caratteristica

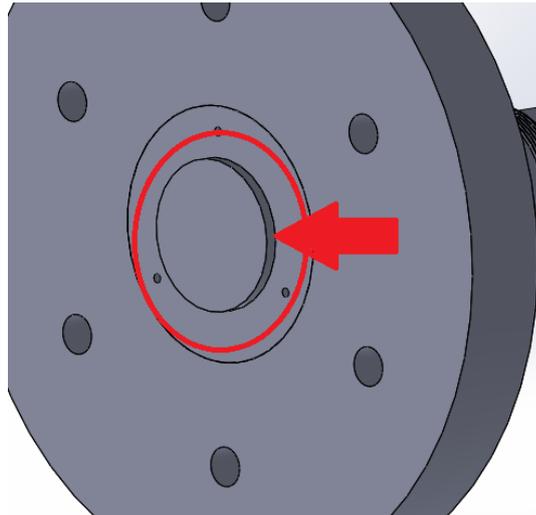


Immagine 17: Caratteristica 1 Albero 1

Questa proiezione serve per centrare l'albero contro panchina supporto di rotazione. La geometria è determinata dal banco supporto di rotazione.

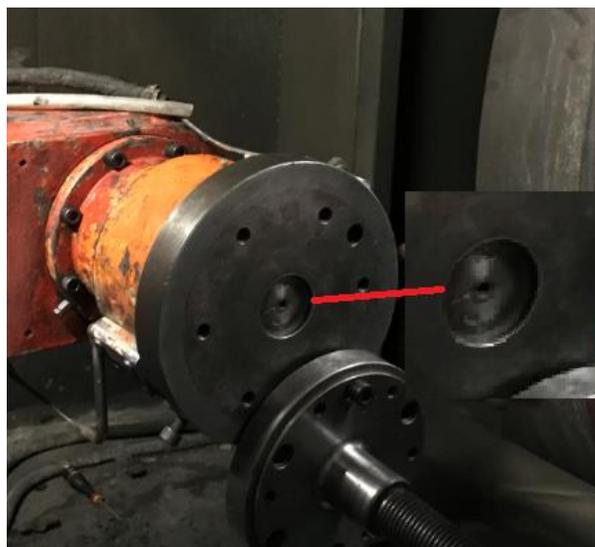


Immagine 18: Caratteristica 1 sul banco ruolo

Come si può vedere nell'immagine (18), chiaramente si vede dove andare ospitato il nostro albero 1, che questo è la prima restrizioni che devono essere presi in considerazione quando si progetta l'albero.

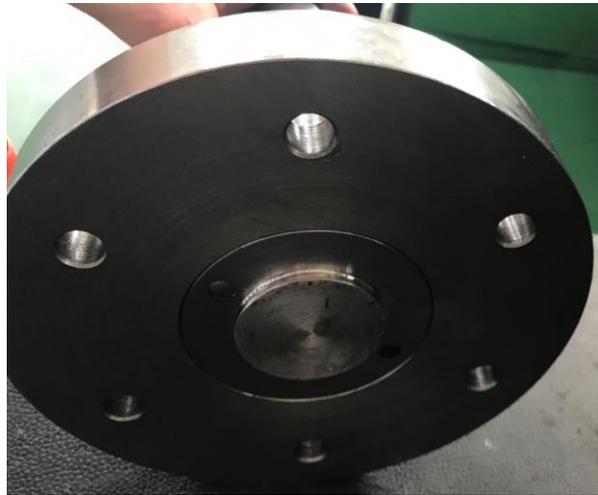


Immagine 19: Caratteristica 1 vista de forma reale

- **Seconda caratteristica**

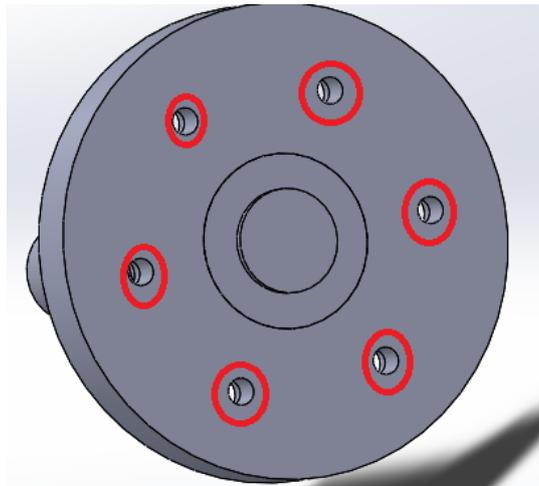


Immagine 20: Seconda caratteristica albero 1

La seconda caratteristica o limitazione è data dai fori solidalmente collegante l'albero 1 alla rotazione supporto da banco. È sei fori equidistanti con una distanza tra il centro di rotazione e il foro centrale di 76 millimetri.



Immagine 21: Seconda caratteristica in immagine reale

- **Terza caratteristica**

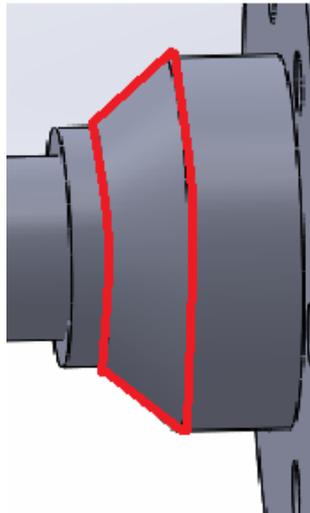


Immagine 22: Terza caratteristica albero 1

Questa geometria è determinato dal mozzo del cerchio.



Immagine 22: Terza caratteristica albero 1 con cerchio



Immagine 22: Terza caratteristica albero 1 zona contatto

- **Quarta caratteristica**

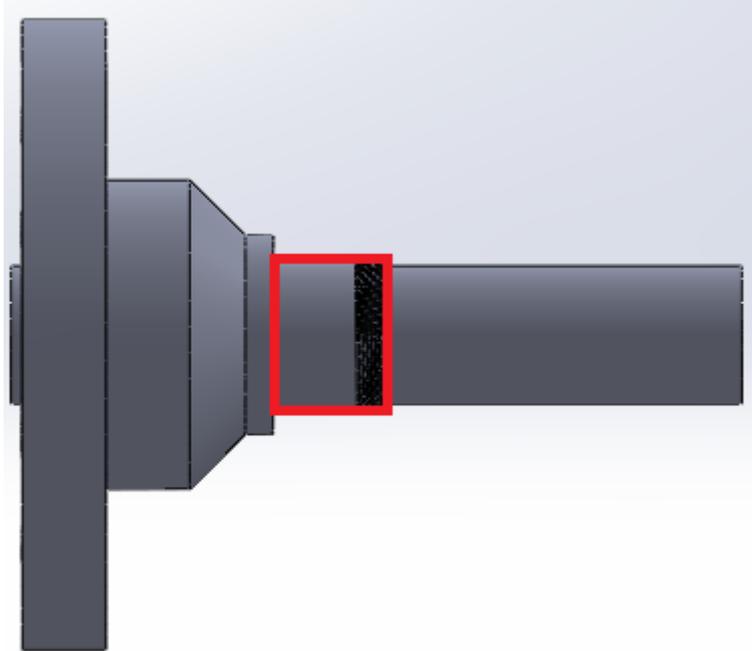


Immagine 25: Quarta caratteristica albero 1

Ciò è determinata da diversi fattori. Il primo fattore sta limitando in lunghezza, e questo è delimitata dalla parte che ospita il disco del freno che deve ospitare in questo settore, come detto piattello essere unito solidalmente al cerchio, al fine di impedire lo spostamento in direzione longitudinale nella direzione verso il cerchio e di trasferire il movimento rotatorio al disco. Mentre per il fissaggio non muoversi nella direzione longitudinale, ma questa volta in contrasto con quella precedente, al termine di questa zona è lavorata un filo e un dado che bloccano lo spostamento in questa direzione. Nella storia alle restrizioni diametro riferisce non sono importanti quanto l'asse longitudinale, queste sono date dal dado deve bloccare il cassetto.

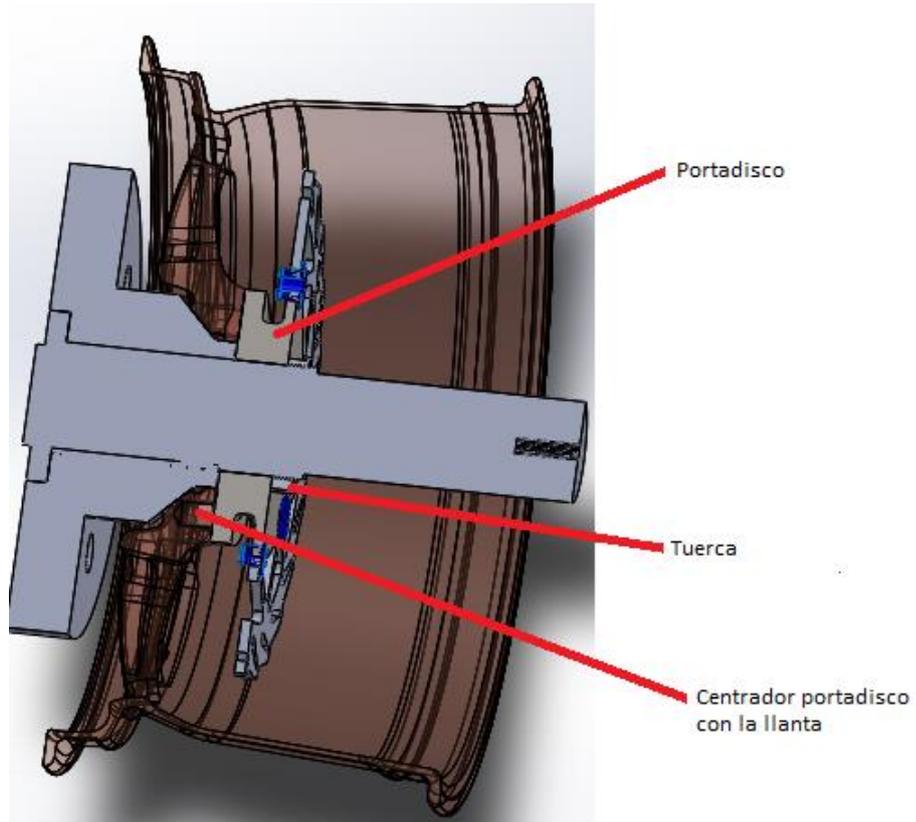


Immagine 26: Dettaglio quarta caratteristica albero 1

- Quinta caratteristica

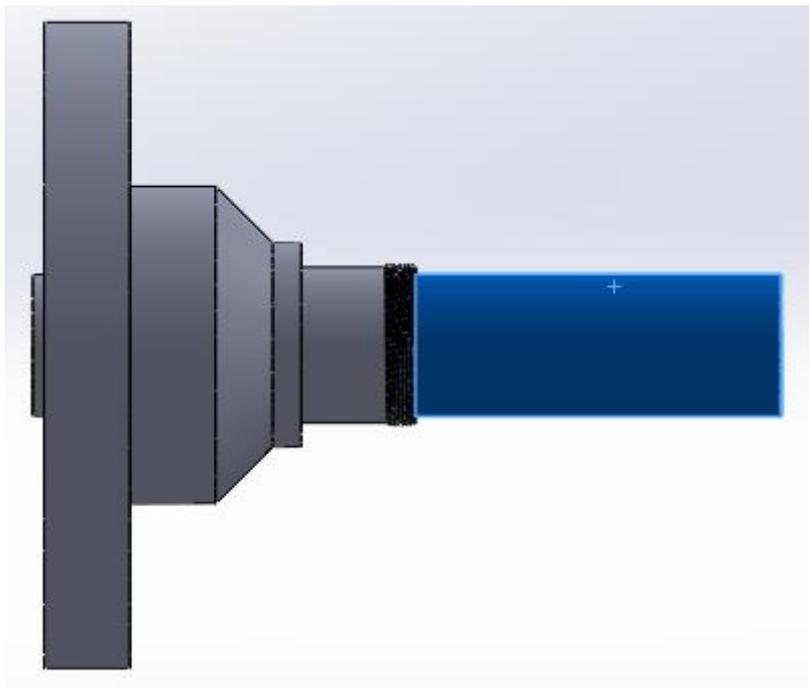


Immagine 27: Quinta caratteristica albero 1



Ciò è determinato dal l'albero 2 in quanto lunghezza, e relativo diametro è determinata dalla sede del cuscinetto all'interno dell'albero 2.

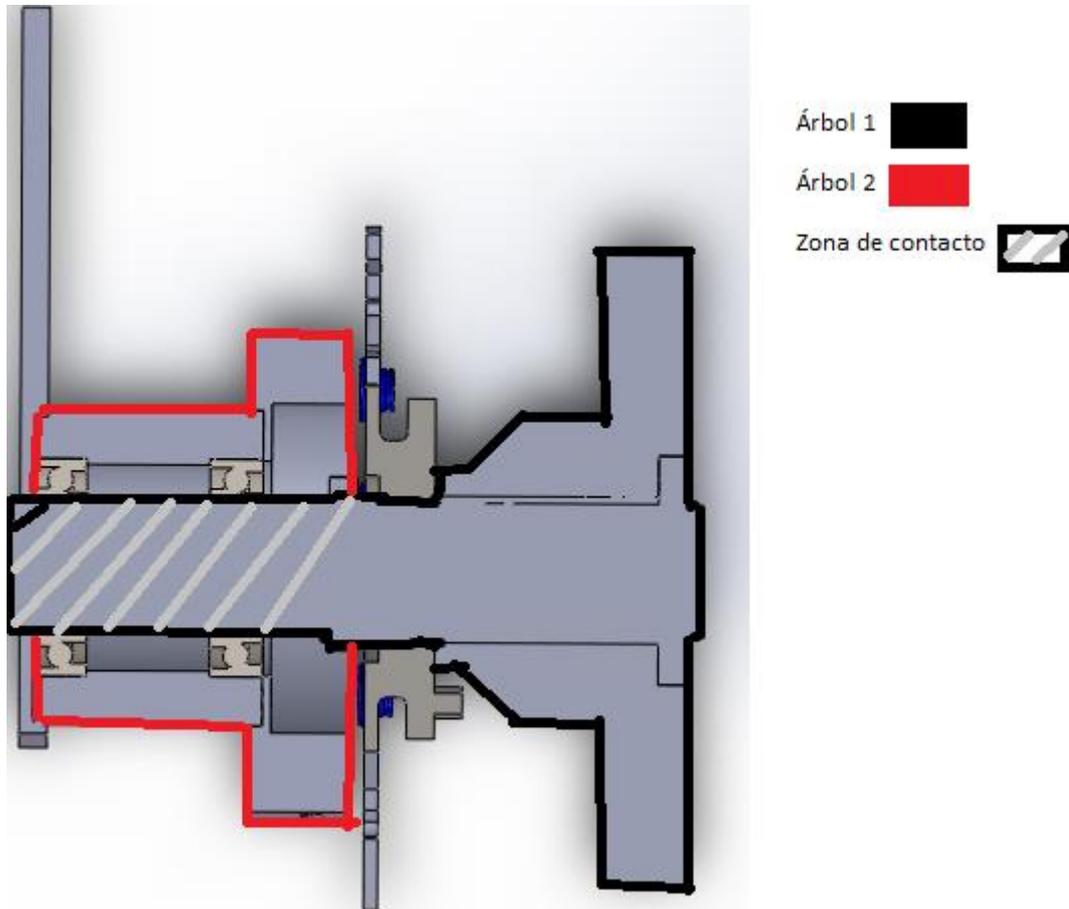


Immagine 28: Dettaglio quinta caratteristica albero 1

-Sesta caratteristica

La sesta caratteristica è un foro M10, che regola la distanza dell'albero 2, in modo che la posizione della pinza sul disco freno come indicato dal fabbricante.



Immagine 29: Sesta caratteristica albero 1

4.3 Albero 2

Adesso le immagini da visualizzare di seguito si osservare l'albero 2. Tale albero, come il precedente, anche decompone in due pezzi da unire integralmente da collegamento a vite. La ragione per rompere l'albero in due parti è lo stesso che l'albero 1.

- Parte A

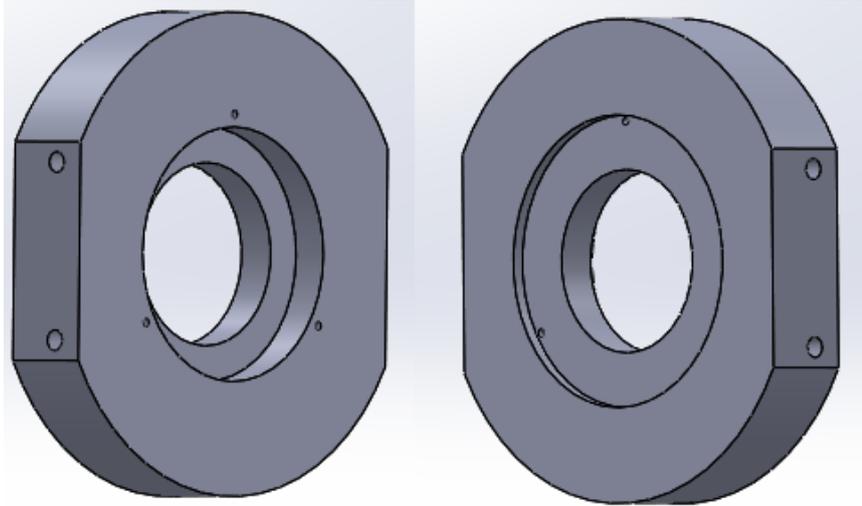


Immagine 30: Parte A albero 2

- Parte B

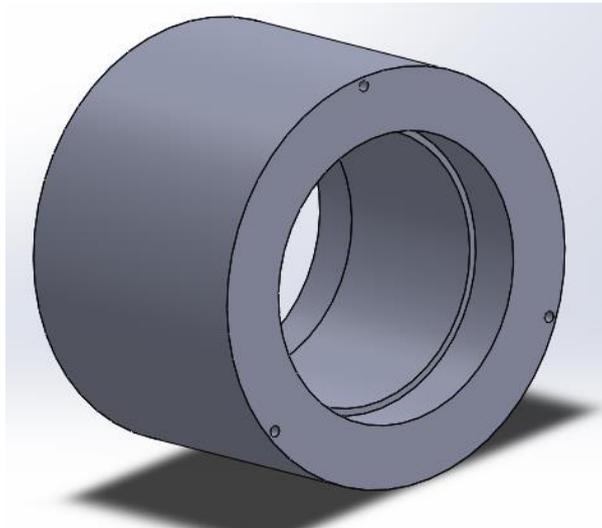


Immagine 31: Parte B albero 2

- Assemblis parte A+B

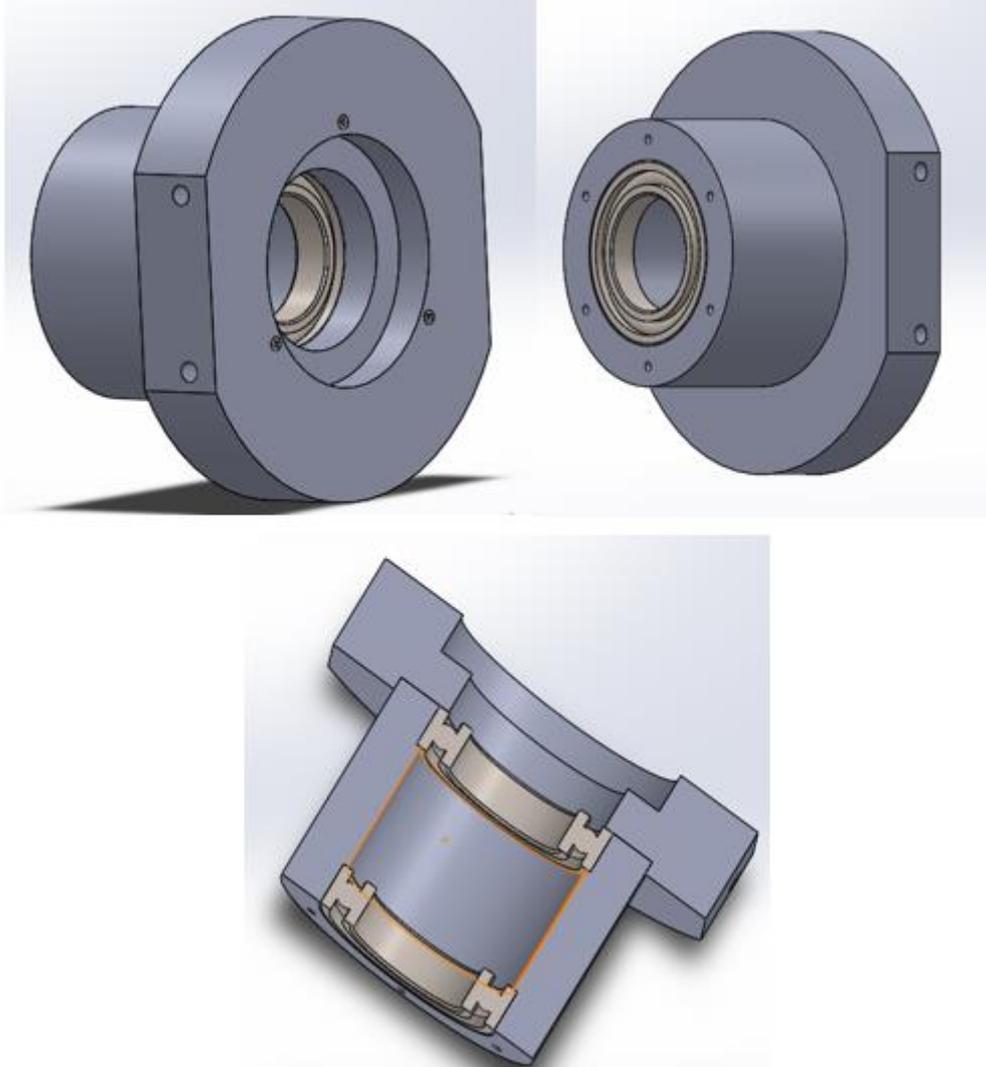


Immagine 32: Assemblis albero 2

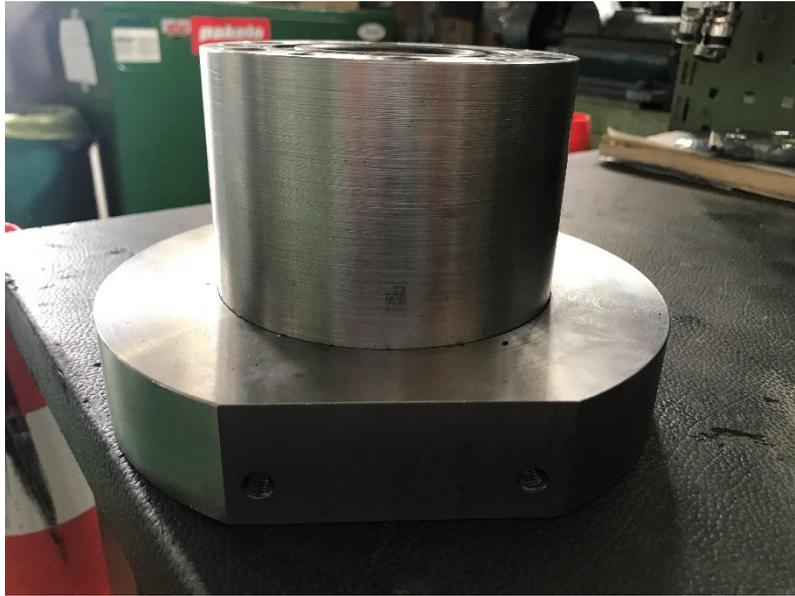


Immagine 33: Assembli albero 2 immagine reale

4.3.1 Caratteristiche di design

-Prima caratteristica

La prima caratteristica è determinata dalla posizione di montaggio della pinza, questo è ciò che determina la geometria esterna dove è situato la pinza e la geometria generale dell'albero stesso. Poi la pinza deve avere una posizione specifica sul disco del freno, e questo non può variare, perché in tal caso, la superficie di contatto reale può variare rispetto alla macchina con



quella della parte, e quindi, la parametri ottenuti distorcono i risultati con il risultato di ottenere correlazione non dati corretti.

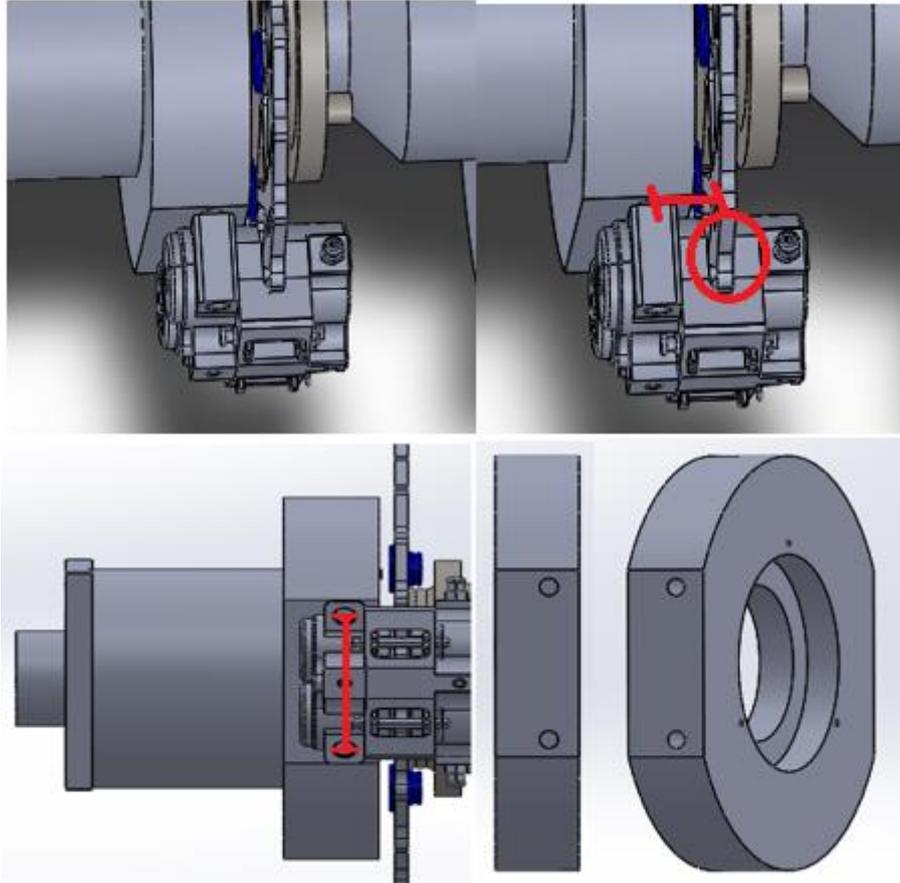


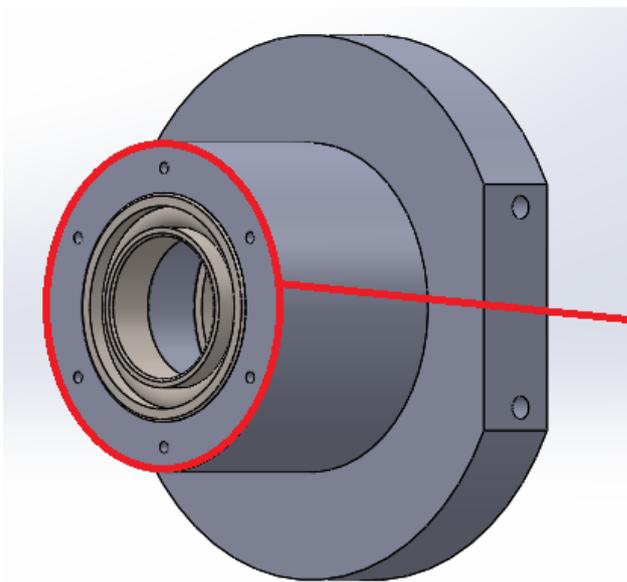
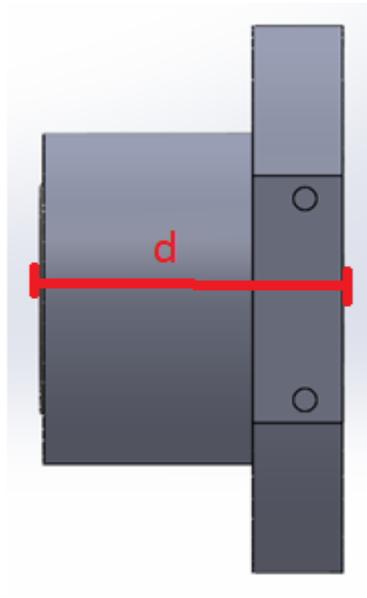
Immagine 34: Prima caratteristica albero 2

Immagine (34) si può osservare che caratteristica si riferisce. Cerco è che solo colpisce il pezzo(A).



- **Seconda caratteristica**

La distanza (d) totale dell'albero è determinata da un minimo, che è la profondità del cerchio, perché questo albero deve uscire dall'interno del cerchio alla fine di alloggiare il supporto della cella di carico.



Zona de unión con el soporte

Immagine 35: Seconda caratteristica albero 2



- **Terza caratteristica**

Un'altra caratteristica è la differenza di diametro interno della parte (A) perché un lato il diametro interno è dato dalla dimensione del dado di bloccaggio del pezzo disco, mentre, d'altra parte, il diametro è condizionato per il diametro della parte (B), è in modalità di centraggio, sarà alloggiata internamente al pezzo (A). Un terzo diametro interno, determinato il cuscinetto che si trova nella parte (B), perché (A) è quella che si occupa di bloccaggio dello spostamento assiale del cuscinetto.

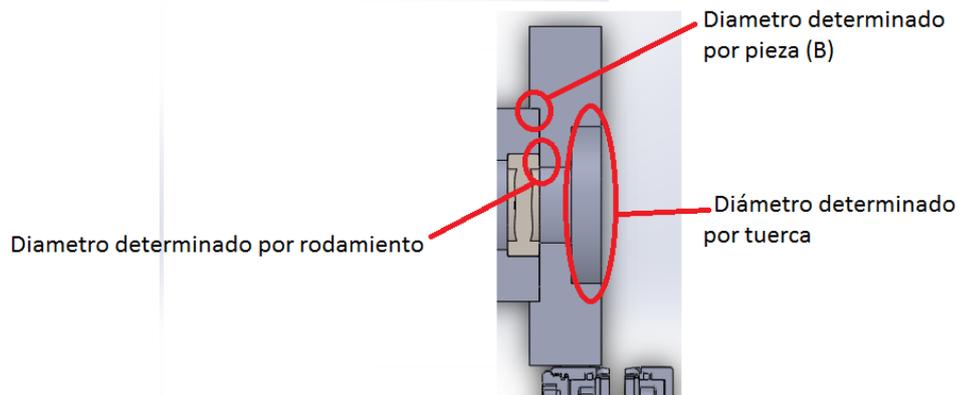


Immagine 36: Terza caratteristica albero 2

- **Quarta caratteristica**

Questa volta anche sulle differenze di diametro, ma la parte (B), immagine () può vedere due dimensioni di diametri interni.

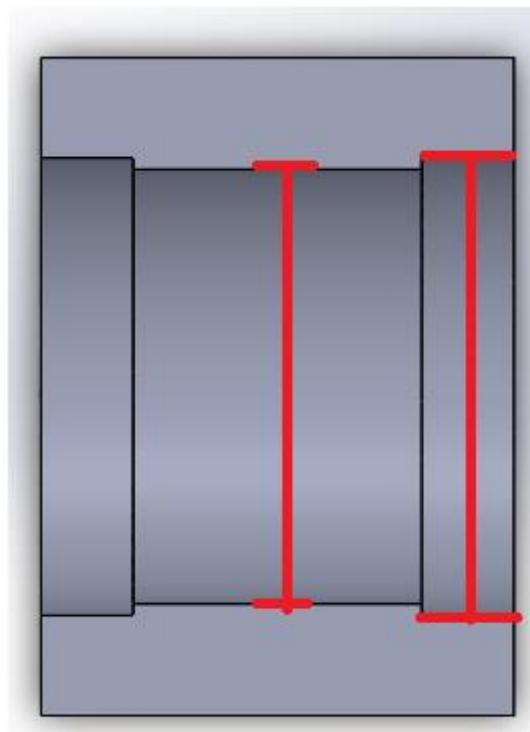


Immagine 37: Quarta caratteristica albero 2

Questa differenza di diametro è dovuto al seguente, il diametro più grande è dove è alloggiato il cuscinetto, e la dimensione del diametro è uguale al raggio esterno del cuscinetto, mentre il secondo diametro, il più piccolo, che è questo serve a sostenere la pista esterna del cuscinetto, sul suo fianco laterale, per limitare il movimento assiale del cuscinetto e per dare una configurazione "fisso-fisso", poiché su entrambi i lati è bloccato scorrere attraverso l'albero.

- **-Quinta caratteristica**

Questo sta definendo il diametro esterno della parte (B), e la sua definizione è data dal diametro interno della parte (A), che deve contenere dentro suo in modo da eseguire un centraggio e un collegamento filettato di entrambi.

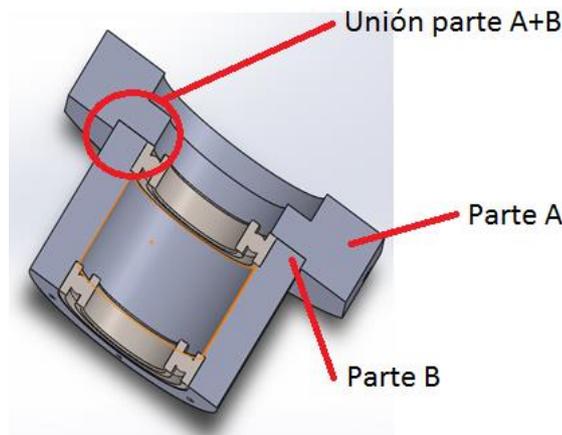


Immagine 38: Quinta caratteristica albero 2

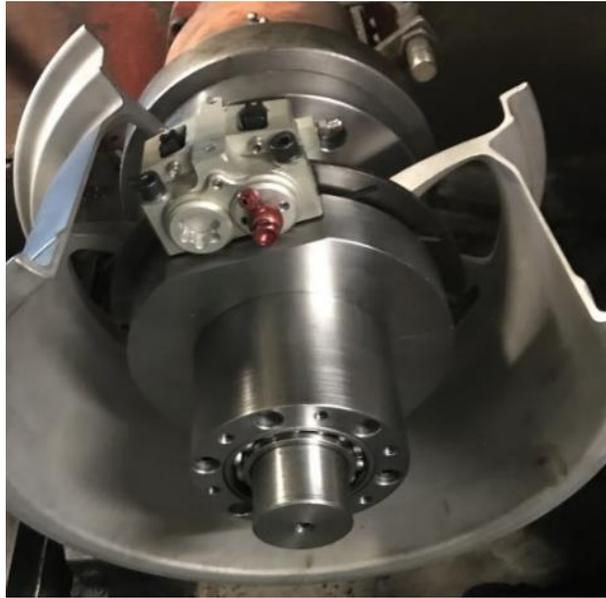


Immagine 39: Dettaglio quinta caratteristica albero 2

4.4 Supporto cella carico

Questo pezzo, va fissaggio all'albero due. Qui è installato sulla cella di carico, che allora, dovrebbe effettuare i calcoli necessari per dimensionare correttamente il supporto, cioè deve calcolare la gamma di forze che devono misurare la cella di carico, così, il dimensionamento del braccio sarà sempre nel suo raggio di lavoro.

4.4.1 Cella carico

4.4.1.1 Che cosa è una cella di carico?

La cella di carico è una struttura progettata per resistere a carichi di compressione, trazione e flessione, all'interno della quale è uno o più sensori di deformazione chiamati estensimetri e rilevano i valori di deformazione.



Cioè, l'estensimetri sono trasduttori che convertono la forza applicata ad essi in un segnale elettrico misurabile.

4.4.1.2 Cella di carico da utilizzare

La cella di carico da utilizzare è Metrior W11 lavora a compressione. I parametri della cella sono:

Dati tecnici	Specification	
Chiave I!	Chiave En	Valore
Funzionamento	Operation	Compressione
Portate	Capacity	10000 kg
Sensibilità nominale	Nominal sensitivity	2 mV/V \pm 0,1 %
Dimensioni ingombro	Overall dimensions	\varnothing = 46mm H= 28mm
Classe di protezione	Protection class	IP 67
Materiale	Material	ACCIAIO INOX 17-4 PH
Disegno n°	Picture n°	A.785
Peso	Weight	0,19 kg
Coeff. temperatura di zero	Zero temperature coeff.	\pm 0,005% F.S. / °C
Coeff. temperatura F.S	Span temperature coeff.	\pm 0,005% F.S. / °C
Errore combinato	Combined error	\pm 0,01 % F.S.
Creep a pieno carico (20')	Nominal load creep (20')	\pm 0,02 F.S.
Resistenza di ingresso	Input resistance	700 Ohm \pm 20 Ohm
Resistenza di uscita	Output resistance	700 Ohm \pm 20 Ohm
Isolamento	Insulation	> 5000 M Ohm
Alimentazione elettrica	Electrical excitation	2 - 15 Vcc / ca
Compensazione in temp.	Compensated temp. Range	-10 / + 50°C
Temp. di funzionamento	Operating temp. range	-20 / + 70° C
Sovraccarico ammesso	Permitted Overrange	> 150 % F.S.
Sovraccarico di rottura	Max load before failure	> 300 % F.S.
Deflessione a carico nominale	Deflection at rated load	0,30 mm
Bilanciamento di Zero	Zero balance	0,001 mV/V
Cavo	Hollow	Hollow
Modello	Model	MS0100
Diametro	Diameter	3,5 mm
Lunghezza standard	Standard length	5 m
Colore	Color	Grey RAL 7035
Rivestimento cavo	Cable coating	TMPU+PVC HT 105°C
Conduttori	Conductors	6*0,08mm ²
Colore conduttori	Color conductors	White, Green, Black, Red, Brown, Blue
Materiale conduttori	Material conductors	Rame
Rivestimento conduttori	Conductive coating	TFT

Tabella 4: Specificazione cella carico

4.4.2 Calcolo delle forze

Prima di tutto deve sapere questi valori:

Baricentro	320 mm
Interasse	1535 mm
Reparto de peso	52 % aso anteriore – 48% aso posteriore
Pesto totale (monoposto e piloto)	280Kg (215+65)
Coefficiente di aderenza	1.7

Tabella 5: Valori calcoli

Con i valori della tabella mostrata nella parte superiore procedere per eseguire le seguenti calcoli.

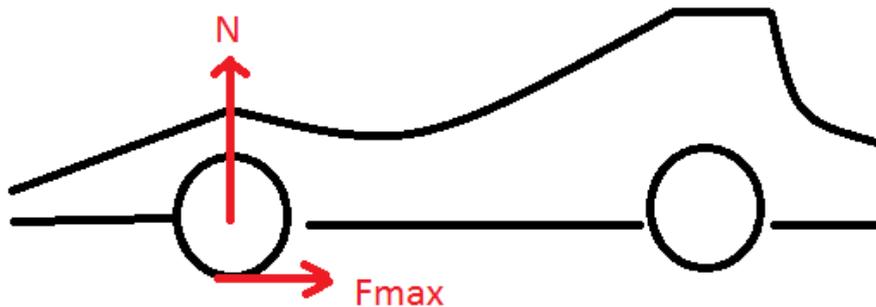


Tabella 5: Forze che attuano

In primo luogo, si procede a calcolare la forza normale totale (N).

Per calcolare il totale N, bisogna essere calcolato prima N'e N''.

Beh, prima calcolare N ':

$$N' = \frac{\text{Reparto de peso aso posteriore} * \text{peso totale}}{\text{numero de ruote aso}} = \frac{0.52 * 280}{2} = 72.8Kg = 714 N$$

Adesso di seguito, calcoliamo N '':

$$N'' = \frac{\text{Peso totale} * \text{coef. d'aderenza} * \text{graveta} * \text{baricentro}}{\text{Interasse} * \text{ruote stesso aso}}$$

$$N'' = \frac{280 * 1.7 * 9.81 * 320}{1535 * 2} = 487N$$

Il totale N'è uguale N '+ N'

$$N = N' + N'' = 714 + 487 = 1201N$$

Dopo aver calcolato N totale, si deve calcolare la forza massima, che ora può essere calcolato perché abbiamo il valore normale.

$$F_{max} = \mu * N = 1.7 * 1201 = 2042N$$

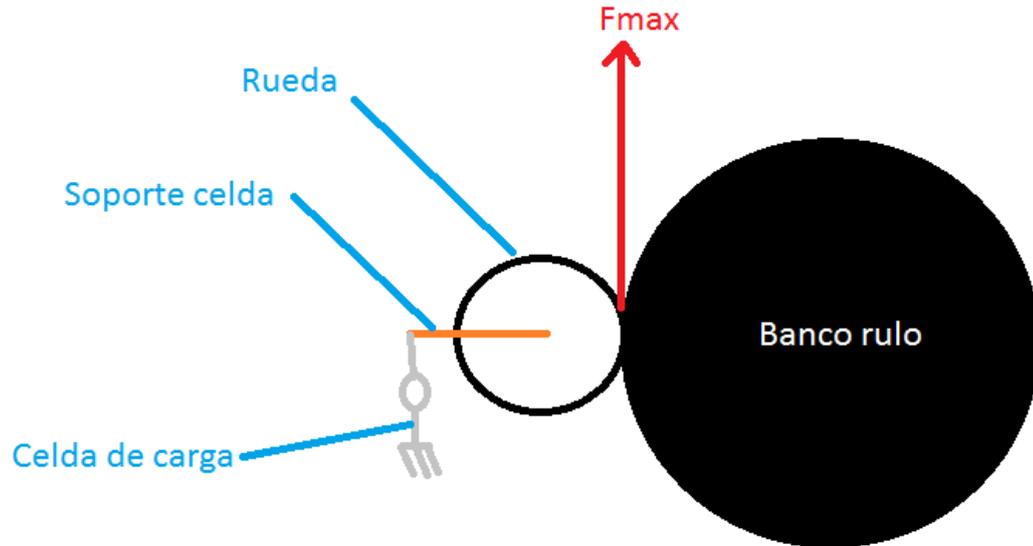


Immagine 40: Specificazione della forza sul banco

Da ottenere F_{max} , si procede per calcolare la lunghezza del supporto della cella di carico. Uno dei parametri che definiscono la lunghezza vengono letti dalla cella, essa deve essere dimensionata per fornire un sostegno valori letti per la cella nel campo di lavoro di questo.

Per misurare il supporto deve applicare i seguenti valori:

F_{max}	2042N
Ratio della ruota	225mm

Per cui viene applicata la seguente formula:

$$M_{freno} = F_{max} * R_{ruota} = 2042 * 225 = 460000N * mm = 460 N * m$$

Ora che è stato calcolato il momento massimo che può produrre in frenata, seconda il rango di lavori nostra cella di carico possiamo calcolare la lunghezza del braccio, o si può anche fare il contrario, è a dire, con i parametri della cella possiamo valutare la braccio.

4.4.3 Progettazione del supporto

Alla fine si ha scelto di progettare un supporto con una lunghezza di estremo a stremo di 716mm.

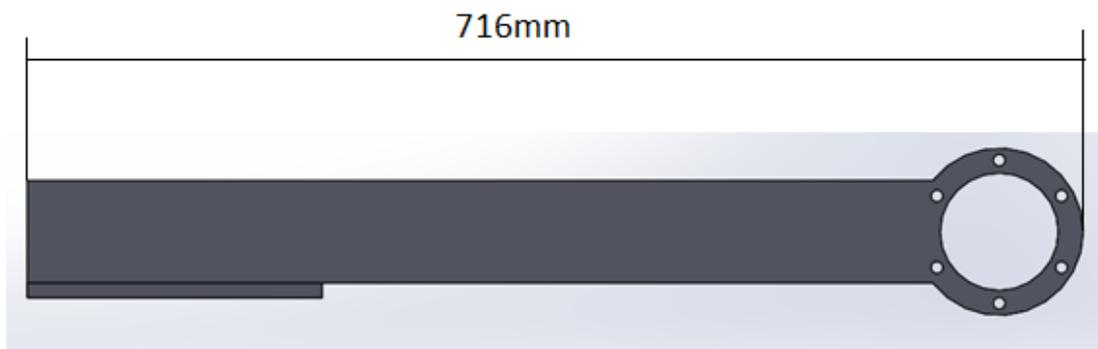


Immagine 41: Misura supporto

Anche la distanza tra i centri è de 600mm, e questa sarà la distanza che aviamo di avere in conto per i calcoli.



Immagine 42: Misura supporto



Il supporto ha un peso totale di 3,75Kg, e i materiali di qui sta fatto è acciaio FE430.

4.4.4 Caratteristiche del progetto del supporto

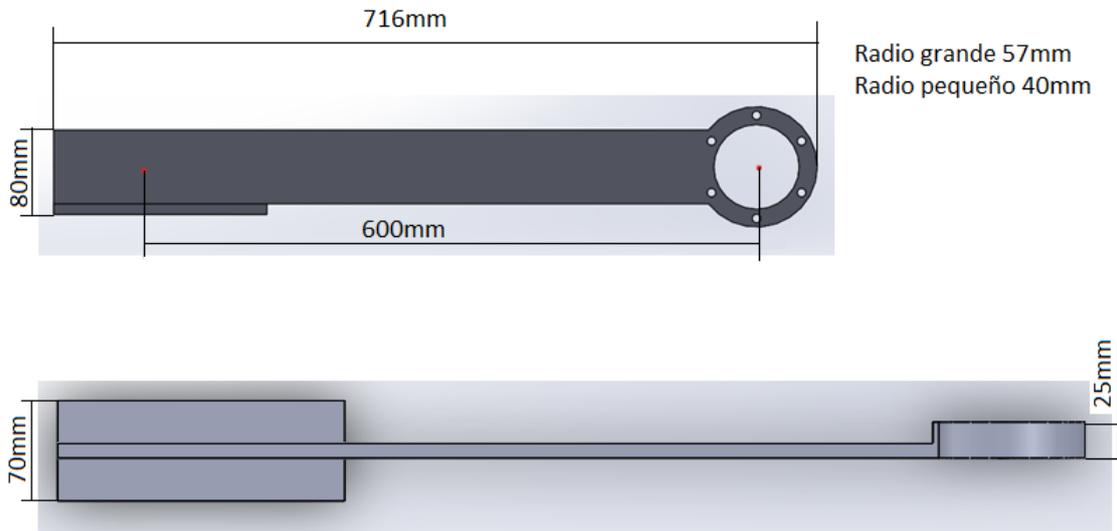


Immagine 43: Misura supporto

- Unione del supporto con il braccio 2

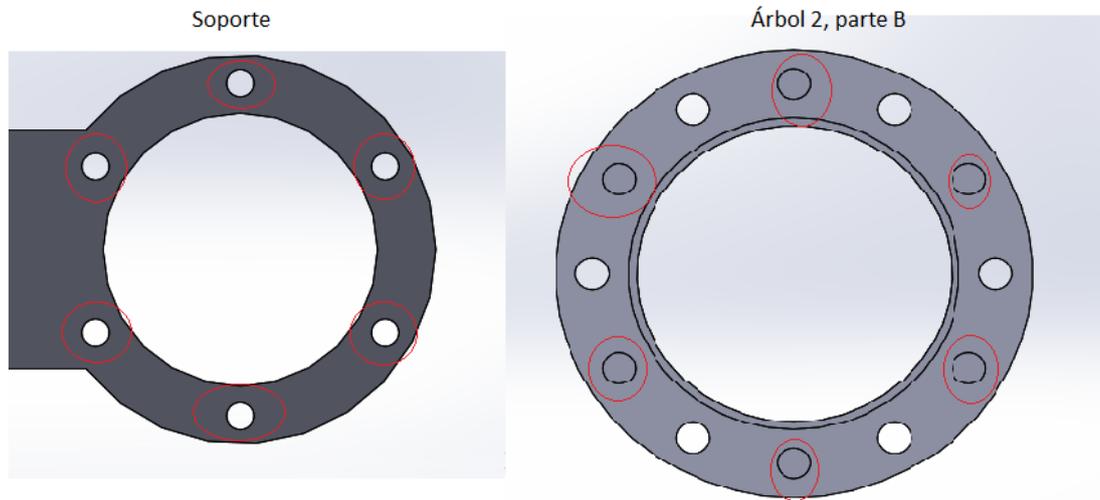


Immagine 44: Dettaglio supporto

Collegamento meccanico filettato tra il supporto con il braccio 2, proprio collegamento si farà mediante sei bulloni M8x1,25.



Immagine 45: Dettaglio supporto

- Area di contatto con la cella di carico

Nella prossima immagine si può vedere dove si verificherà il contatto tra il supporto e la cella di carico.

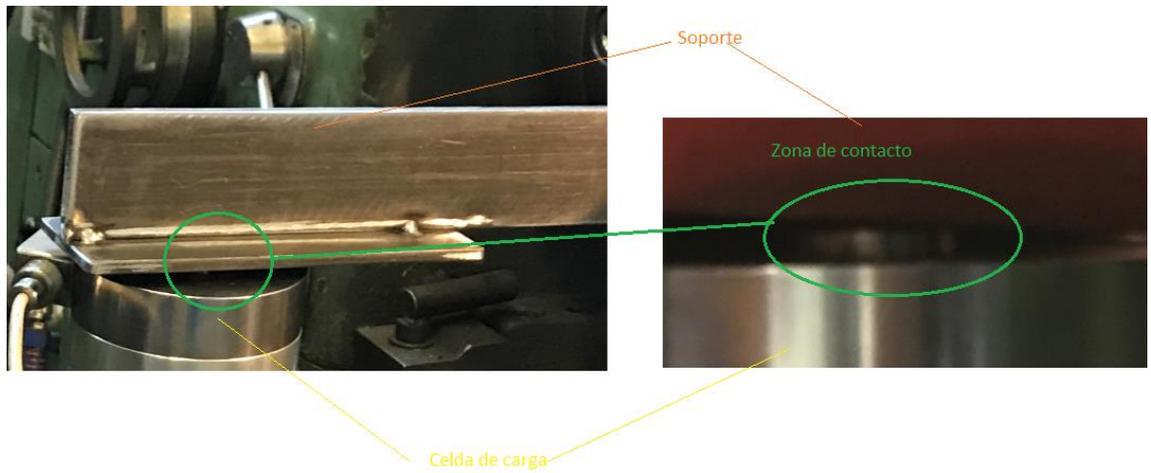


Immagine 46: Dettaglio contatto cella e supporto

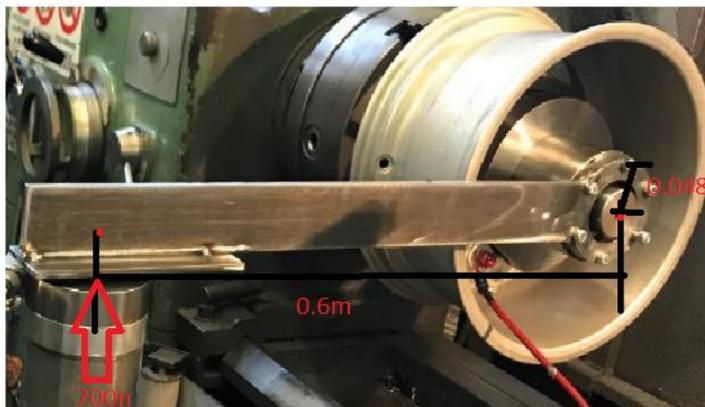
Queste sono le due caratteristiche fondamentali che determinano le caratteristiche del supporto.

Dopo si deve tenere in conto la lunghezza del braccio, perché questo sarà un fattore da considerare quando si determina la coppia frenante.



Immagine 47: Sopperto

4.4.5 Calcolo forza di taglio tra le vite che fissano il braccio2 al supporto



$700 \cdot 0.6m = 420N \cdot m$ — Momento torcente
 $420 \cdot 0.04875 = 20,475 N \cdot m^2$ — Forza di taglio sulle vite

Immagine 48: Calcolo taglio vite

4.4.6 Calcolo della deformazione statica del supporto verso SolidWorks

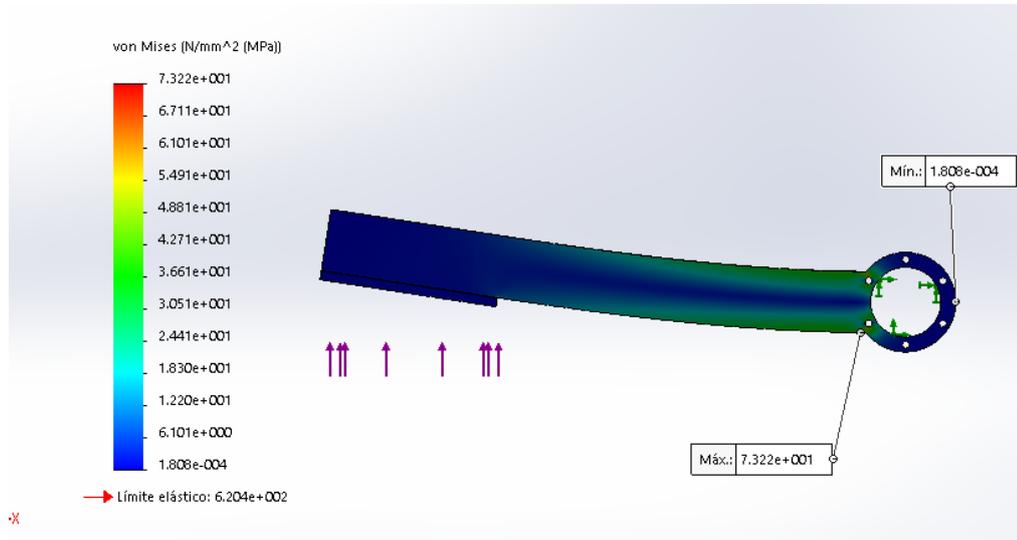


Immagine 49: Simulazione Solid works

Qui possiamo vedere una simulazione de forma esagerata come sarebbe la deformazione del supporto verso il calcolo di von Misses..

In generale, il supporto non ce nessun problema, ma ci sono due siti un po 'critiche in cui il valore è un po' alto.

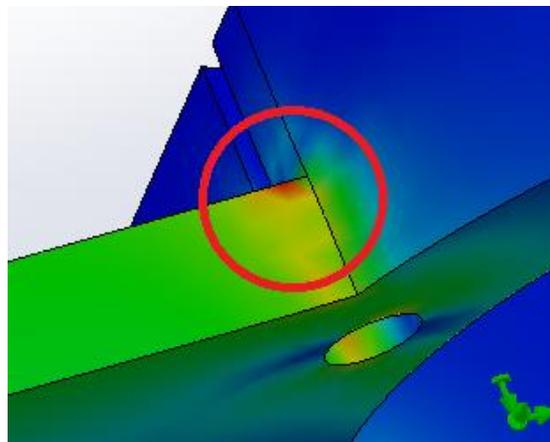


Immagine 50: Dettaglio simulazione Solid works

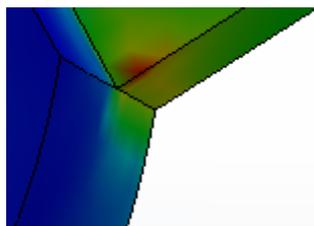


Immagine 51: Dettaglio simulazione Solid works

Questo accade sia la parte superiore e inferiore del supporto, nella zona dove si unisce la parte circolare con la parte rettangolare.

Questo succede perché in queste punto c'è una concentrazione di sollecitazioni dovute al cambio di geometria. Questo si può selezionare si fora un valore critico facendo un angolo di unione più dolce che aiuta a dissipare la concentrazione dello stress.

5 processo di fabbricazione

-Albero 1, parte A

Questo albero è prodotto in acciaio. Il processo utilizzato per produrre è stato al tornio. Si è partito con un tondo di questa misura (d=84mm e L=500mm)



Immagine 52: Tondo pezzo 1

Il primo passo è stato tagliarlo alla lunghezza richiesta, che è 262mm.



Immagine 53: Taglio tondo pezzo 1

E dopo con il tornio abbiamo dato la forma desiderata.



Immagine 54: Tondo pezzo 1 sul tornio

Una volta finito il processo di tornire, ciò che è fatto è di rendere i fori che servono per unire parte A alla parte B.

-Albero 1, parte B

Come nella parte A, è realizzato in acciaio, è stato anche preparato da tornio. Partita un pezzo ha le seguenti caratteristiche ($d=228\text{m}$ e $L=90\text{mm}$)



Immagine 55: Tondo pezzo 2

E poi al tornio si ha portato alla geometria e forma proiettata.



Immagine 56: Tondo pezzo 2

Una volta fatto questo, quindi si è proceduto a rendere i fori che servono per unire con la parte A, l'unica differenza è che questi fori sono filettati.

Poi, finalmente, ciò che è stato fatto è stato quello buchi che servono per attaccarlo sul banco ruolo.



Immagine 57: Pezzo 2

-Albero 2, parte A

Questo albero è anche in acciaio, come il precedente, è stato preparato anche dal tornio per ottenere le caratteristiche desiderate. Una volta che il processo di elaborazione sul tornio è finito, si è passati ad elaborare sulla fresa per finire le caratteristiche dell'albero.



Immagine 58: Tondo pezzo 3

Una volta che questo processo è finito, procede anche per fare i fori che fungono da collegamento tra questa parte e l'albero 2 B.



Immagine 59: Tondo pezzo 3 sul tornio



Immagine 60: Pezzo 3

-Albero2, parte B

È anche in acciaio, e come il resto, è stato anche lavorato con il tornio per portarlo alla geometria e le misure necessarie. Se ha partito di un blocco de diametro 82mm e lunghezza 115mm.



Immagine 61: Tondo pezzo 4

Una volta fatto questo, si è proceduto a fare i fori su entrambe estremità. Ad un'estremità i fori sono per unire la parte A e B, mentre l'altra estremità è per unire al supporto che ospita la cella di carico.



Immagine 62: Ubicazione bullone pezzo 4



Immagine 63: Pezzo quattro facendo il buchi

-Sopporto porta disco freni

Questo pezzo è realizzato in alluminio, si ha partito di un blocco cilindrico da diametro 123mm e lunghezza 25mm, e sul tornio è stata desiderata la geometria. Una volta completato il processo con il tornio, si è proceduto ad eseguire entra in profondità e poi fare un filo per rendere il centraggio del pezzo con il cerchione.



Immagine 64: Pezzo porta disco e disco de freno



6 Caratteristiche dei componenti del banco prova

6.1 Cuscinetti

Vanno utilizzare due cuscinetti a SKF 6010, avente le seguenti caratteristiche:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
50	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	*6010

**Single row deep groove ball bearings
d 40 – 60 mm**

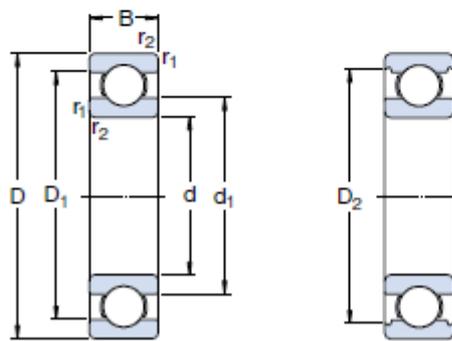


Immagine 65: Dati cuscinetti

Attraverso il catalogo di SKF, è di verificare che il tipo di cuscinetto scelto è corretto. Questo catalogo descrive in dettaglio la procedura da eseguire per selezionare vari tipi di cuscinetti a seconda delle esigenze che devono soddisfare questi.

6.1.1 Verifica della corretta scelta dei cuscinetti secondo il metodo descritto da SKF.

6.1.1.1 Nozioni di base

Diversi fattori sono coinvolti nel processo di scelta dei cuscinetti. Capire il comportamento dinamico delle applicazioni è forse uno dei più importanti. Comportamento dinamico in questo caso significa:

- Spazio disponibile
- Carichi (modulo e direzione)
- Disallineamento
- Precisione e rigidità
- Velocità
- Temperatura di funzionamento
- I livelli di vibrazione
- Livelli di contaminanti
- Metodo di tipo e lubrificazione

Una volta stabilito il comportamento dinamico, è possibile selezionare il giusto tipo e la dimensione del cuscinetto. Tuttavia, durante il processo di selezione dei cuscinetti deve tener conto di altri fattori:

- Forma e la corretta progettazione dei componenti disponibili
- Impostazioni e gioco interno appropriato o cuscinetto precarico
- Dispositivi di fissaggio
- Guarnizioni idonei
- Tipo e quantità di lubrificante
- Metodi di installazione e di rimozione

Nel progettare un'applicazione, ogni decisione influisce sulle prestazioni, affidabilità e costo del sistema di cuscinetto.

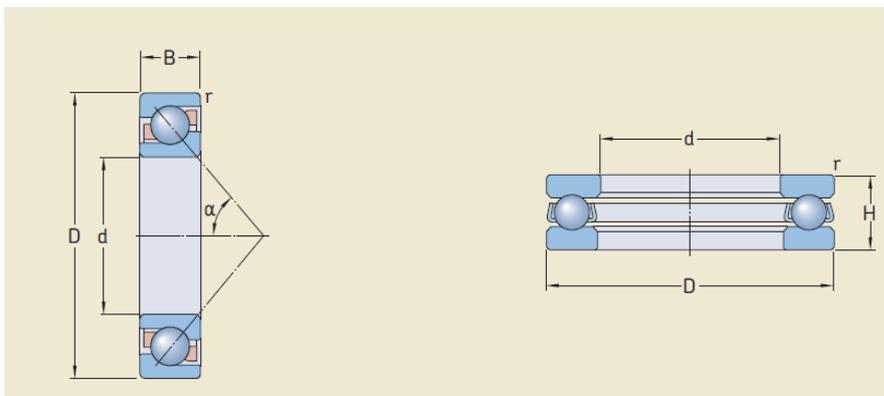


Immagine 66: Caratteristiche cuscinetto

I simboli utilizzati appartengono agli standard ISO.

- A = factor de velocidad
= $n d_m$ [mm/min]
- C = capacidad de carga del rodamiento [kN]
- d_m = diámetro medio del rodamiento [mm]
= $0,5 (d + D)$
- F = carga real del rodamiento [kN]
- L = vida útil, por lo general, expresada en millones de revoluciones u horas de funcionamiento
- n = velocidad de giro [r. p. m.]
- P = carga equivalente del rodamiento [kN]
- P_u = carga límite de fatiga [kN]
- η_c = factor para el nivel de contaminación
- k = relación de viscosidad: real versus necesaria
- ν = viscosidad del aceite [mm²/s]

Come nel nostro caso useremo cuscinetti radiali, che vi darà una breve descrizione di essi.

- Radiale:

Cuscinetti radiali sostenere carichi che sono principalmente perpendicolare all'asse. Normalmente i cuscinetti sono classificati per il tipo di elemento di rotolamento e la forma delle canaline.

Essi sono utilizzati in una varietà di applicazioni. Sono facili da progettare, non separabili, in grado di operare ad alta velocità e anche molto elevati e richiedono poca attenzione o manutenzione in servizio. Queste caratteristiche, insieme al suo vantaggio di prezzo, comportano che vengono più frequentemente usato cuscinetto. Tali cuscinetti sono in grado di sopportare elevati carichi radiali e spinte assiali inferiori.

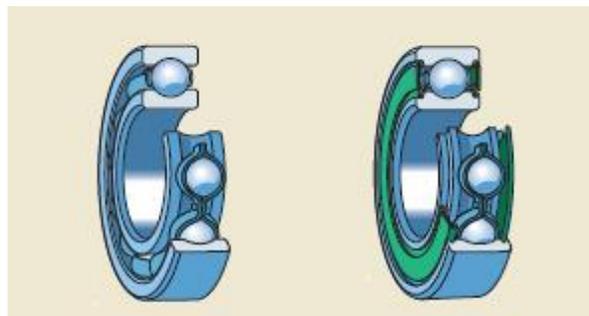


Immagine 61: Dettaglio cuscinetti

Le dimensioni principali dei cuscinetti metrici standard sono dentro dei schemi generali come specificato negli standard ISO. In questo caso, l'ISO riguarda cuscinetti utilizzati in questo progetto è:

- ISO 15



I cuscinetti hanno anche un sistema di designazione di base. La designazione di base individua le seguenti:

- tipo di cuscinetto
- Il disegno di base
- Le dimensioni principali

6.1.1.2 Scelta dimensioni del cuscinetto

Diversi fattori influenzano la decisione di scelta dalla dimensione del cuscinetto.

Ovviamente, un fattore è segnato dallo spazio disponibile dove dovrebbe essere la posizione del cuscinetto, ma in questo caso, i fattori di riferimento sono vita e di carico capacità di servizio.

- Periodo di validità:

Durata del cuscinetto individuale viene espresso come numero di giri o il numero di ore di funzionamento del cuscinetto può supportare una certa velocità prima del primo segno di fatica del metallo (decalcificazione) nella pista dell'anello diventa all'interno o all'esterno o su un elemento di rotolamento. Tuttavia, ci sono apparentemente cuscinetti identici con operando nelle condizioni identiche hanno vita utile differente. Pertanto, una definizione più chiara del termine "La durata dei cuscinetti" è essenziale per calcolare la sua dimensione. Tutte le informazioni presentate SKF carico riguardo si basa sulla vita che raggiunge o supera il 90% di un gruppo sufficientemente rappresentativa cuscinetti apparentemente identici.

La durata nominale in base alla definizione di cui sopra deve soddisfare le aspettative di vita richiesto l'applicazione del cuscinetto. In assenza di esperienze precedenti, orientamenti circa vita specificati diverse applicazioni di cuscinetti sono presentati nelle tabelle 9 e 10

Tabla 9

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas

Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 10

Valores orientativos de vida útil especificada de los rodamientos y unidades de cajas de grasa para vehículos ferroviarios

Tipo de vehículo	Vida útil especificada Millones de kilómetros
Vagones de carga según la especificación UIC basada en una carga máxima constante sobre el eje	0,8
Vehículos de transporte público: ferrocarril suburbano, vagones de tren subterráneo, vehículos de ferrocarril ligero y tranvías	1,5
Vagones de pasajeros de línea principal	3
Unidades múltiples diésel y eléctricas para línea principal	3 ... 4
Locomotoras diésel y eléctricas para línea principal	3 ... 5

• Capacità di carico:

Tipicamente, un cuscinetto viene spesso selezionati in base alla loro capacità rispetto ai carichi applicati ed i requisiti relativi alla durata e l'affidabilità del cuscinetto. I valori per il coefficiente di carico dinamico C di base e la C0 statica coefficiente di carico sono riportati nelle tabelle dei prodotti. Le condizioni di cuscinetti carico dinamico e statico devono essere controllati separatamente e comprendono tutti i carichi elevati urto di breve durata, che può in casi eccezionali.

- coefficiente di carico dinamico basico:

Il carico C dinamica di base è utilizzato nel calcolo della vita dei cuscinetti sottolineato dinamicamente, ossia cuscinetti rotanti sotto carico. carica espressa

Il cuscinetto che porterà ad una durata nominale di base secondo ISO 281 di 1.000.000 de giri. Si presume che il carico è costante intensità e direzione, e che è radiale ai cuscinetti radiali e assiali per cuscinetti assiali ad azione centrale del carico.

Le capacità di carico dinamico dei cuscinetti SKF sono determinati secondo le procedure descritte nella norma ISO 281.

- coefficiente di carico statico basico:

Il carico statico, come definito nella norma ISO 76, corrisponde ad una sollecitazione di contatto calcolata al maggiore contatto tra gli elementi volventi e la pista. I valori di tensione di contatto sono i seguenti:

- **4 600 MPa** para rodamientos de bolas autoalineables
- **4 200 MPa** para todos los demás rodamientos de bolas
- **4 000 MPa** para todos los rodamientos de rodillos



Questa tensione produce una deformazione permanente totale del corpo volvente e la pista di rotolamento, che è approssimativamente 0,0001 del diametro del corpo volvente. I carichi radiali sono per cuscinetti puramente radiali e assiali e centrate sono cuscinetti assiali. Il coefficiente di carico statico C_0 base viene utilizzata nelle seguenti condizioni.

- velocidades de giro muy bajas ($n < 10$ r. p. m.)
- movimientos oscilantes muy lentos
- rodamientos fijos bajo carga durante períodos prolongados

Verifica di cariche statiche di cuscinetti viene effettuata controllando il fattore di sicurezza statico dell'applicazione, che è definito come segue:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

donde

s_0 = factor de seguridad estática

C_0 = capacidad de carga estática básica [kN]

P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]

Il carico massimo che può agire su un cuscinetto deve essere utilizzato per calcolare il carico statico equivalente del cuscinetto.

6.1.1.2.1 Scelta della dimensione dei cuscinetti con le formule della vita

La durata nominale di un cuscinetto secondo la norma ISO 281 è:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Come in questo caso, la velocità di funzionamento non è costante, non è necessario calcolare la durata espressa in ore di funzionamento.

Per i cuscinetti di alta qualità la durata nominale può scostarsi in modo significativo dalla vita servizio effettivo in una data applicazione. Vita in un'applicazione dipende da vari fattori che influenzano, come la lubrificazione, il livello di contaminazione, corretta installazione e altre condizioni dell'ambiente operativo.

Pertanto, ISO 281 standard utilizza un fattore di vita modificata per integrare la durata nominale. La vita fattore di modifica a_SKF applica lo stesso concetto di un carico limite di fatica P_u sono dettagliati nelle tabelle dei prodotti. Come ISO 281, la vita fattore correttivo a_SKF tiene conto delle condizioni di scopi di lubrificazione per riflettere condizioni operative usando il seguente:



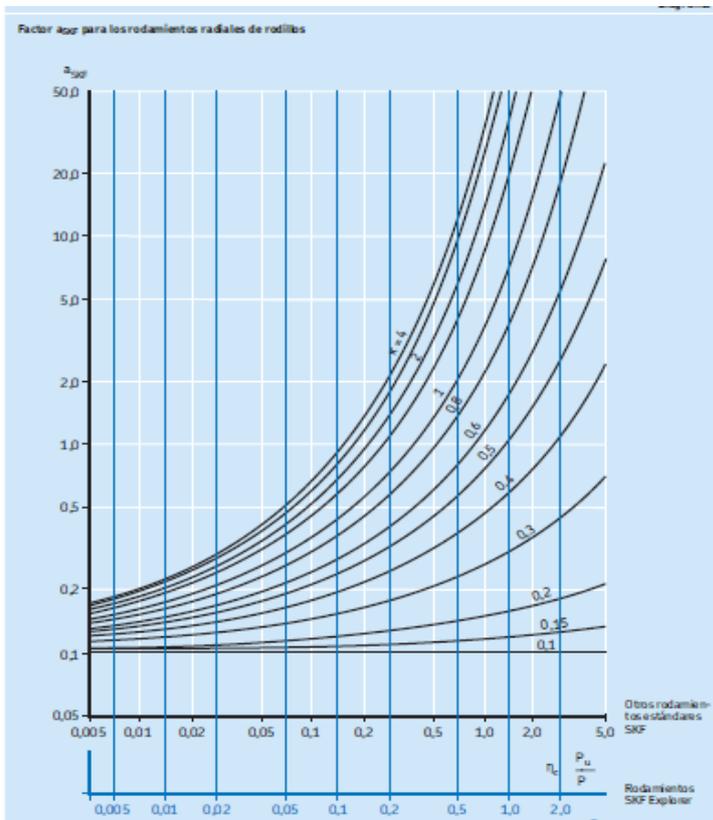
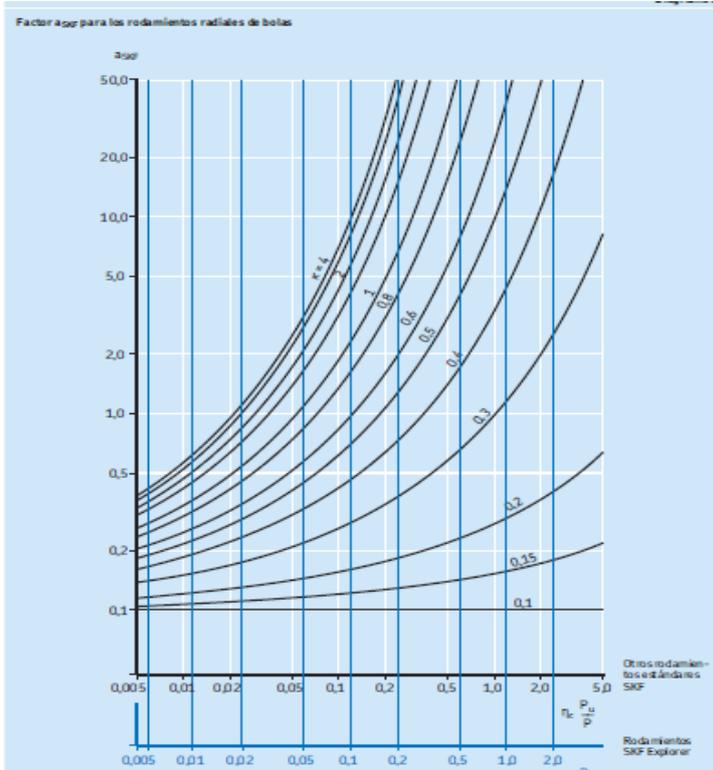
$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

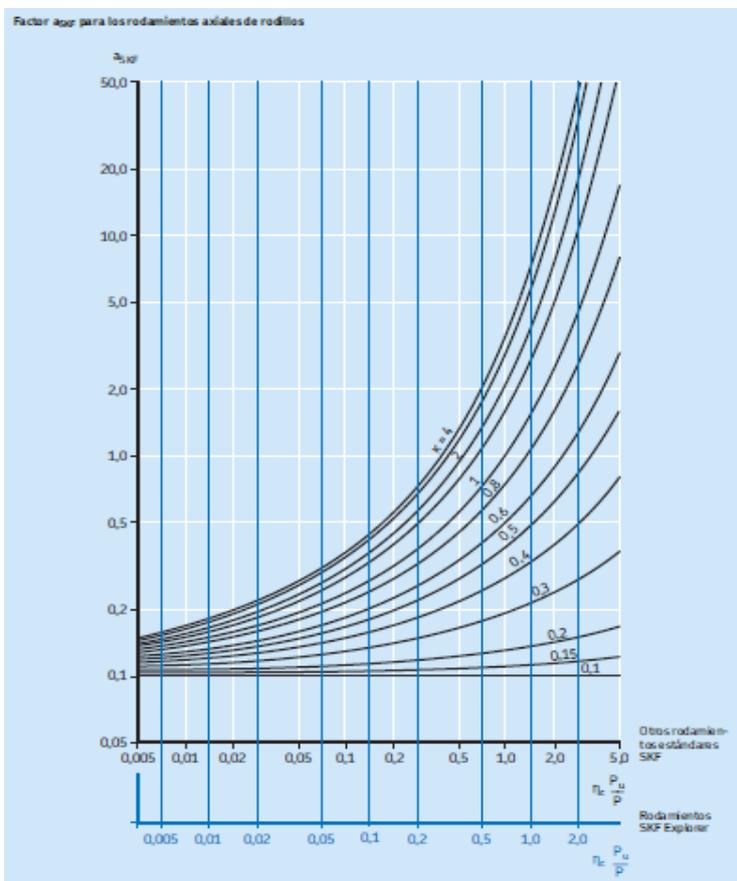
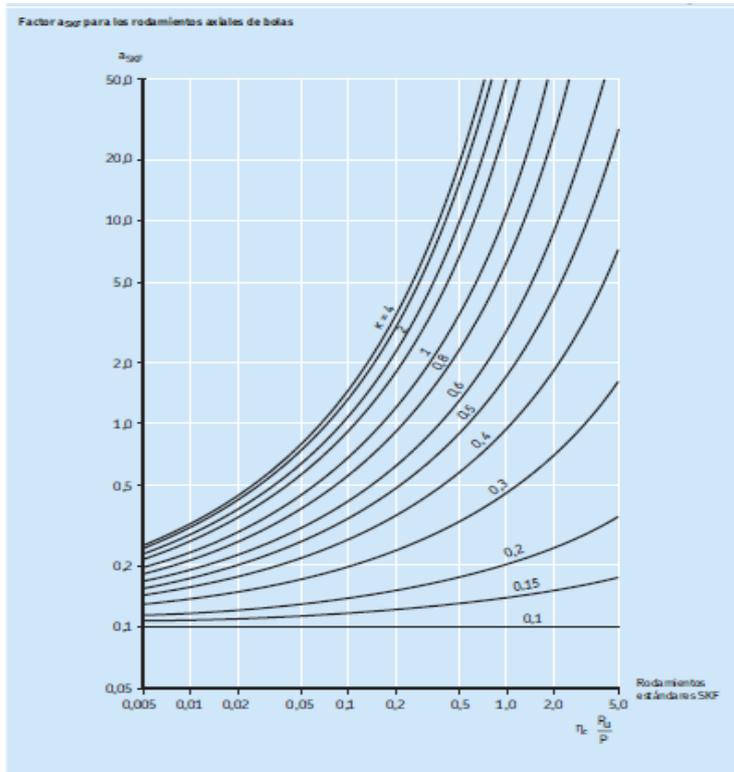
Dove:

- L_{nm} = vida nominal SKF (con una confiabilidad del 100 -n¹) % [millones de revoluciones]
- L_{nmh} = vida nominal SKF (con una confiabilidad del 100 -n¹) % [horas de funcionamiento]
- L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]
- a_1 = factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad (→ **tabla 1**, valores que cumplen con la norma ISO 281)
- a_{SKF} = factor SKF de modificación de la vida (→ **diagramas 1 a 4**)
- C = capacidad de carga dinámica básica [kN]
- P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]
- n = velocidad de giro [r. p. m.]
- p = exponente de la ecuación de la vida
 - para los rodamientos de bolas, **p = 3**
 - para los rodamientos de rodillos, **p = 10/3**

Tabla 1

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	L_{nm}	a_1
1	1	millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25







I diagrammi sono basati su valori e fattori di sicurezza normalmente associate ai componenti meccanici dei carichi limite di fatica. Considerando le semplificazioni insite nell'equazione di vita nominale SKF, anche se sono accuratamente individuate le condizioni di piste, nessun risultato significativo a_SKF valori d'uso superiore a 50.

La tabella seguente fornisce i coefficienti comunemente utilizzati per la durata dei cuscinetti in unità il cui funzionamento non è un milione di giri.

Tabla 2

Factores de conversión de unidades para la vida útil del rodamiento

La oscilación completa = 4 y
(= desde el punto 0 al punto 4)

Unidades básicas	Factor de conversión Millones de revoluciones	Horas de funcionamiento	Millones de kilómetros recorridos	Millones de ciclos de oscilación ⁽¹⁾
1 millón de revoluciones	1	$\frac{10^6}{60 n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2 \gamma}$
1 hora de funcionamiento	$\frac{60 n}{10^6}$	1	$\frac{60 n \pi D}{10^3}$	$\frac{180 \times 60 n}{2 \gamma 10^6}$
1 millón de kilómetros	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60 n \pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2 \gamma \pi D}$
1 millón de ciclos de oscilación ⁽¹⁾	$\frac{2 \gamma}{180}$	$\frac{2 \gamma 10^6}{180 \times 60 n}$	$\frac{2 \gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = diámetro de la rueda del vehículo [m]
n = velocidad de giro [r. p. m.]
γ = amplitud de oscilación (ángulo de desviación máxima desde la posición central) [°]

6.1.1.2.2 Calcolo dei carichi dinamici sul cuscinetto

I carichi che agendo su un cuscinetto possono essere calcolati secondo le leggi della meccanica, ovunque sono noti o possono determinare le forze esterne, quali forze causate dalla trasmissione di potenza, forza lavoro o forze di inerzia. Quando i componenti di carico sono calcolati per un singolo cuscinetto, l'albero viene considerata come una trave appoggiata su supporti rigidi e non soggetto a momenti, al fine di semplificare i calcoli. Né sono considerati deformazioni elastiche nel cuscinetto, alloggiamento o telaio della macchina, o momenti prodotte nel cuscinetto a seguito della flessione dell'albero.

Queste semplificazioni sono necessarie quando si fa i calcoli di un sistema di cuscinetti senza un programma per computer sono fatti.

I metodi standardizzati per il calcolo del carico di base e carichi equivalenti si basano su presupposti simili.

I carichi agenti su un cuscinetto può essere calcolato sulla base della teoria dell'elasticità.

I cuscinetti radiali sono spesso soggetti a carichi radiali e assiali simultaneamente. Se il carico risultante è costante in grandezza e direzione, il cuscinetto carico dinamico equivalente P può essere calcolato con la seguente equazione generale:

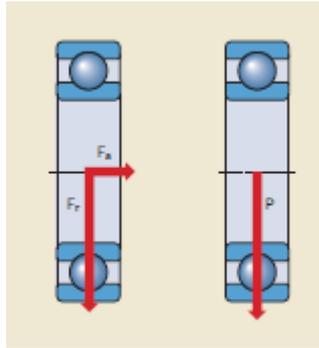


Immagine 68: Forze sul cuscinetto

Dove:

P = carga dinàmica equivalente del rodamiento [kN]
 F_r = carga radial real del rodamiento [kN]
 F_a = carga axial real del rodamiento [kN]
 X = factor de carga radial del rodamiento
 Y = factor de carga axial del rodamiento

6.1.1.2.3 Selezione dimensioni del cuscinetto mediante la capacità di carico statico

La dimensione del cuscinetto deve essere selezionata secondo la capacità di carico statico C_0 invece di durata del cuscinetto quando una delle seguenti condizioni:

- Il cuscinetto è fisso ed è soggetto a carichi continui o intermittenti (shock).
- Il cuscinetto compie movimenti oscillanti lenti o allineamento sotto carico.
- Il cuscinetto ruota sotto carico a velocità molto basse ($n < 10$ rpm) e solo richiesto di avere una vita breve.
- Il cuscinetto ruota e deve sopportare elevati carichi d'urto, oltre ai normali carichi di esercizio.

In tutti questi casi, la capacità di carico ammissibile per cuscinetto ammissibile è il carico massimo che il cuscinetto può sopportare senza deformazioni permanenti degli elementi volventi o le piste si verifica. Tipicamente, la deformazione permanente è dovuta al seguente:

- elevati carichi agenti sul cuscinetto mentre è fissa o compie movimenti lenti di oscillazione
- elevati carichi d'urto agenti sul cuscinetto durante la rotazione

In condizioni operative e del carico, tale danno può verificarsi come corpi volventi superficiali appiattite.

- carico equivalente statico

Cariche statiche aventi componenti radiali e assiali devono essere convertiti in un cuscinetto equivalente carico statico. Questo è definito come il carico ipotetico (radiale per radiale e assiale per cuscinetto assiale) che deve essere applicata, causare lo porta lo stesso carico massimo sugli elementi volventi che i carichi effettivi cui è sottoposto il cuscinetto. Si ottiene con la seguente equazione generale

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Dove:

- P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]
- F_r = carga radial real del rodamiento (vera continuación) [kN]
- F_a = carga axial real del rodamiento (vera continuación) [kN]
- X_0 = factor de carga radial del rodamiento
- Y_0 = factor de carga axial del rodamiento

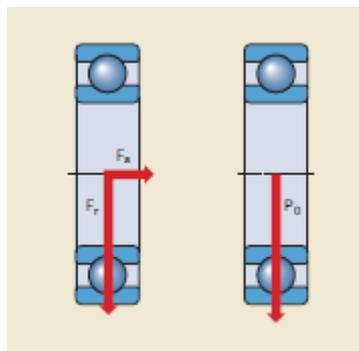


Immagine 69: Forze sul cuscinetto



- Capacità di carico statico richiesto

Quando la dimensione del cuscinetto richiesto è determinato sulla base del carico statico, un fattore di sicurezza S_0 , rappresenta il rapporto tra la capacità C_0 statico ed equivalente P_0 portante statico per calcolare il carico statico è usato richiesto. Esso può essere determinato come segue:

$$C_0 = S_0 P_0$$

Dove:

C_0 = capacidad de carga estática básica [kN]
 P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]
 S_0 = factor de seguridad estática

Valori indicativi per la statica S_0 fattore di sicurezza in base all'esperienza sono elencati nella tabella (XX).

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia						Rodamientos fijos		
	normal		sup.						
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8	
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1	
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2	

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

- Controllo del carico statico

Per cuscinetti caricati dinamicamente, quando noto il carico statico P_0 cuscinetto equivalente, è opportuno controllare il carico statico è sufficiente utilizzare il seguente:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Se il valore S_0 ottenuto è inferiore all'indicativo consigliato nella Tabella XX, è necessario selezionare un cuscinetto con un carico statico superiore.



6.1.1.2.4 Calcoli

- Calcolo usando il processo di vita basica nominale

Dati:

Modelo rodamiento	SKF 6010
Velocidad de referencia	18000 rpm
Velocidad límite	11000 rpm
Radio de la rueda	0.225 m
Velocidad	60 m/s
Fr	2042 N

Tabella 7: Dati calcoli cuscinetto

$$V = R_{rueda} * rpm * 0.10472$$

$$60 = 0.225 * rpm * 0.10472$$

$$rpm = 2546.4731$$

Per i calcoli, l'affidabilità selezionato è 90%.

Il valore di C, è 22.9Kn, indicato dal costruttore nel tavolo, mentre il valore di P è uguale al valore Fr, quindi, si procede a sviluppare la seguente formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{22.9}{2.042}\right)^3 = 1414.54 \text{ millones de RPM}$$

O in ore:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = \frac{10^6}{60 * 2546} * 1414.54 = 9258.179h$$

6.1.1.3 Attrito

L'attrito di un cuscinetto determina la quantità di calore generato dal cuscinetto. La quantità di attrito dipende dal carico e diversi altri fattori, tra cui:

- Il tipo e la dimensione del cuscinetto
- La velocità di funzionamento
- Le proprietà del lubrificante

La resistenza totale di rotazione di un cuscinetto è il risultato di attrito e aree di contatto di rotolamento trovati tra gli elementi volventi e la gabbia di scorrimento; e tra i corpi volventi e altre superfici di guida.

6.1.1.3.1 Calcolo del momento d'attrito

In determinate condizioni, è possibile calcolare il momento d'attrito con sufficiente precisione utilizzando una costante μ coefficiente di attrito. Queste condizioni sono le seguenti:

- carico di appoggio $P = 0,1 * C$
- Una buona lubrificazione
- condizioni operative normali

Momento d'attrito in queste condizioni viene calcolata utilizzando la seguente equazione:

$$M = 0.5 * \mu * P * d$$

Dove:

- M = momento de fricción [Nmm]
- μ = coeficiente constante de fricción del rodamiento (→ **tabla 1**)
- P = carga dinámica equivalente [N]
- d = diámetro del agujero del rodamiento [mm]

Coeficiente constante de fricción μ para rodamientos abiertos (rodamientos sin sellos de contacto)	
Tipo de rodamiento	Coeficiente de fricción μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas de contacto angular	
- de una hilera	0,0020
- de dos hileras	0,0024
- con cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
- con una jaula, cuando $F_a = 0$	0,0011
- completamente llenos de rodillos, cuando $F_a = 0$	0,0020
Rodamientos de agujas con jaula	0,0020
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos de rodillos toroidales CARB con jaula	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de agujas	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018



6.1.1.3.2 Coppia di avvio

La coppia di avvio di un cuscinetto è definito come il momento d'attrito che il cuscinetto deve superare per iniziare a ruotare. Pertanto, deve essere considerato solo quando il momento d'attrito scivolante e momento d'attrito delle guarnizioni, se corrispondano. Può essere calcolato coppia di avviamento ad una temperatura ambiente di 20 a 30 ° C utilizzando:

$$M_{\text{start}} = M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}}$$

Dove:

M_{start} = momento de fricción de arranque
[Nmm]
 M_{sl} = momento de fricción deslizante [Nmm]
 M_{seal} = momento de fricción de los sellos
[Nmm]

6.1.1.3.3 Perdita di potenza e temperatura del cuscinetto

Si può calcolare la perdita di potenza di un cuscinetto a causa di un attrito mediante:

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} M n$$

donde
 N_R = pérdida de potencia [W]
 M = momento de fricción total del rodamiento
[Nmm]
 n = velocidad de giro [r. p. m.]

Il fattore W_s di raffreddamento è definito come il calore estratto dal cuscinetto per grado di differenza di temperatura tra questa e l'ambiente. Se W_s è noto valore, può ottenere una stima dell'aumento di temperatura nel cuscinetto utilizzando:

$$\Delta T = N_R / W_s$$

donde
 ΔT = incremento de temperatura [°C]
 N_R = pérdida de potencia [W]
 W_s = factor de refrigeración [W/°C]

6.1.1.4 Velocità

La velocità con cui i cuscinetti possono funzionare è limitato. Generalmente, il limite di temperatura del materiale lubrificante o componenti del cuscinetto determina il limite di velocità.

La velocità con cui un cuscinetto raggiunge la temperatura limite dipende dal calore generato nel cuscinetto, il calore applicato da qualsiasi fonte esterna e la quantità di calore che può essere trasferito all'esterno del cuscinetto.

- Velocità di riferimento

Lo scopo principale del riferimento della velocità (termica) è di fornire una rapida valutazione delle velocità di funzionamento in base ai valori di riferimento standardizzato della densità di flusso di calore come stabilito nella normativa ISO15312

- Velocità di rotazione limite

La velocità limite (meccanica) è determinata da determinati criteri, tra i quali la stabilità di forma o la resistenza della gabbia, la lubrificazione delle superfici di guida della gabbia, le forze centrifughe e centrifuga che agisce sui corpi volventi, la precisione del cuscinetto, e altri fattori che limitano la velocità, le tenute e lubrificante per cuscinetti sigillati.

6.1.2 Analisi verso software KISSOFT

Attraverso il programma di simulazione KISSsoft, eseguirà una dimostrazione del tipo di utilizzo che sta per dare questi cuscinetti per vedere se soddisfano almeno un certo numero di cicli, o altrimenti avere problemi di affidabilità.

Per iniziare si progetta l'albero utilizzando il software, e si deve indicare dove sono i carichi concentrati, cuscinetti, ecc.

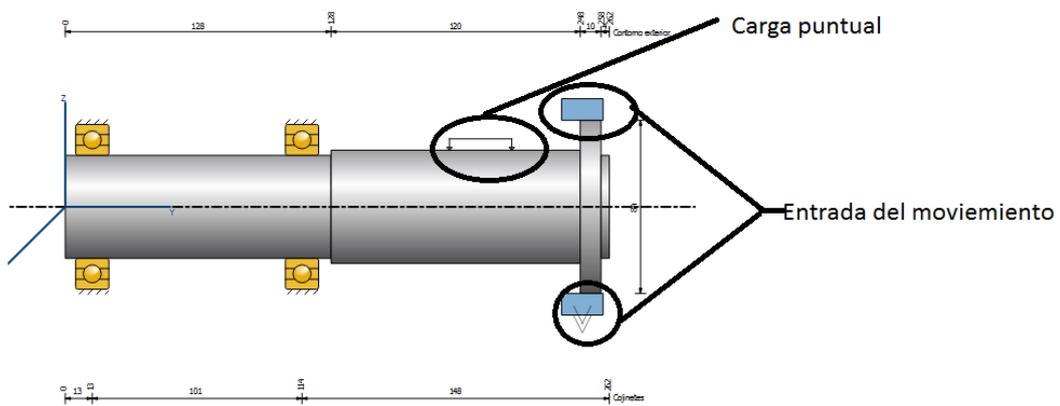


Immagine 70: Albero progetto su KISSOFT

Immagine 70 può vedere come l'albero è rappresentato nel programma, quindi si procede ad inserire i valori di ogni sezione e passare a calcolare questi.

Nella successiva immagine (immagine 71) i valori di ingresso del cuscinetto, che in questo caso serve per tutti due, poiché questi sono gli stessi.

Denominación	Rodamientos		
Posición en el árbol	y	114.0000	mm
Posición en el sistema global	Y	114.0000	mm
Tipo de cojinete	Cojinete con apoyo libre		
Forma constructiva	Rodamientos de bolas (de una hilera)		
Denominación	SKF *6010 (d=50mm, D=80mm, B=16mm)		
Diámetro interior	d	50.0000	mm
Diámetro exterior	D	80.0000	mm
Ancho nominal	B	16.0000	mm
Juego del cojinete	DIN 620:1988 C0		
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido X	δ_x	0.0000	mm
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido Y	δ_y	0.0000	mm
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido Z	δ_z	0.0000	mm
<input type="checkbox"/> Indicar rigideces			

Immagine 71: Valori albero su KISSOFT

Si tratta di una scheda semplice, in cui semplicemente sapere nomenclatura altri valori vengono compilati automaticamente, poi deve semplicemente indicare la posizione in cui questi sono alloggiati.

Poi procede per introdurre i valori dell'accoppiamento (immagine 72)

Denominación	Acoplamiento/motor		
Centro de la aplicación de la fuerza en el árbol	y	249.0000	mm
Centro de la aplicación de la fuerza en el sistema global	Y	249.0000	mm
Longitud de la aplicación de la fuerza	l	20.0000	mm
Diámetro efectivo	d	20.0000	mm
Factor de fuerza axial	F^*_a	0.0000	
Factor de fuerza radial	F^*_r	0.0000	
Sentido de la fuerza radial	p	0.0000	°
Masa	M	0.0000	kg
Potencia	P	75.0000	kW
Momento torsor	T	281.3029	Nm
Sentido	impulsor (salida)		

Immagine 72: Valori dell'accoppiamento

Come alla sezione dei cuscinetti, semplicemente inserendo i valori che sono richiesti. Si procede quindi a inserire i valori per il punto di carico.

Dopo dovrebbe indicare dove sono le carichi puntuali e il valore di questo. Il carico puntuale in questo caso è la forza generata tra la ruota e la superficie di contatto.



Denominación	Carga céntrica		
Centro de la aplicación de la fuerza en el árbol	y	200.0000	mm
Centro de la aplicación de la fuerza en el sistema global	Y	200.0000	mm
Longitud de la aplicación de la fuerza	l	30.0000	mm
Fuerza transversal en el sentido X	F _{ox}	0.0000	N
Fuerza transversal en el sentido Z	F _{oz}	2050.0000	N
Fuerza axial	F _a	0.0000	N
Momento flector en torno al eje X	M _{bx}	0.0000	Nm
Momento flector en torno al eje Z	M _{bz}	0.0000	Nm
Potencia	P	15.0000	kW
Momento torsor	T	56.2606	Nm

Immagine 73: Indicazioni die carici

Una volta che tutti questi valori vengono introdotti, si può iniziare a mettere i dati di base

Geometría		Ángulo β	0.0000
Posición del eje del árbol en el espacio		horizontal	
Resistencia		Espectros de carga	
Número de frecuencias propias	i	0	No considerar los espectros de carga
Número de casos de doblado	j	0	Ruedas dentadas
Velocidad	n	2546.0000 1/min	Ruedas dentadas montadas mediante ajuste forzado con rigidez según ISO
Sentido de giro	en el sentido de las agujas del reloj		
Temperatura de la caja	T _c	20.0000 °C	Rodamientos
Punto de referencia de la carcasa	y _a	0.0000 mm	Rodamientos clásicos (considerar el ángulo de presión)
Temperatura del lubricante	T _s	20.0000 °C	Situación de tolerancia
			Valor medio
			<input checked="" type="checkbox"/> Considerar el peso
			<input type="checkbox"/> Considerar el efecto girostático
			<input type="checkbox"/> Duración de vida modificada según DIN ISO 281

Immagine 74: Valori basi

Fondamentalmente i parametri da introdurre in questa sezione è la velocità (rpm).

Una volta completata è necessario compilare la casella che indica i valori di resistenza.

Cálculo		Caso de utilización	
Método de cálculo	DIN 743:2012	Caso 2 (relación tensión mínima - tensión máxima constante σ_2/σ_1)	
Tipo de cálculo	Solo estático	Seguridad nominal, cálculo estático	S _{min, estác}
Duración de vida exigida	H	20000.0000	h
		Seguridad nominal, cálculo de resistencia continua	S _{min, resque}
		1.2000	1.2000
Datos generales			
	Flexión	Torsión	Tracción/presión
Tensión	Alternativo	Constante	Constante
Relación tensión mínima - tensión máxima	-1.0000	1.0000	1.0000
Factor de carga, cálculo estático	1.7000	1.7000	1.7000
Factor de carga, cálculo de resistencia continua	1.0000	1.0000	1.0000

Immagine 75: Casella valori resistenza

Infine, è necessario aprire la sezione chiamata "impostazioni specifiche dei moduli" e completare la sezione di cuscinetti chiamati valori.



Immagine 76: Casella impostazione specifiche

Una volta fatto, si dovrebbe dare la scheda denominata "calcolare" per eseguire il calcolo della struttura, e una volta fatto questo, dare la scheda per generare protocollo per un protocollo in cui avremo generato tutte le informazioni appartenente al cuscinetto e l'albero. In questo caso, interessati solo informazioni rilevanti sui cuscinetti.

Con i risultati del protocollo, è possibile rendersi conto che quanto sopra calcolo fatto a mano non è del tutto vero.

Perché non prende in considerazione in cui sono applicate le forze, la posizione di questi, ecc. Dopo di che, i risultati mostrati nel software sono più reali di quelle fatte manualmente. Con questi valori possono essere riprogettate l'albero o modifica o tipi di cuscinetti per quanto possibile, così raggiungere i valori desiderati.

Nell'immagine successiva (figura XX) possiamo osservare i valori indicati per il cuscinetto e un cuscinetto entrambi.

Árbol 'Árbol 2' Rodamientos 'Rodamiento 1'			
Posición (coordinada Y)	[y]	114.00	mm
Esfuerzo equivalente	[P]	0.06	kN
Esfuerzo equivalente	[P ₀]	0.06	kN
Factor de probabilidad de fallo	[a ₁]	1.000	
Vida útil	[L _{nh}]	> 1000000	h
Árbol 'Árbol 2' Rodamientos 'Rodamiento 2'			
Posición (coordinada Y)	[y]	14.00	mm
Esfuerzo equivalente	[P]	0.01	kN
Esfuerzo equivalente	[P ₀]	0.01	kN
Factor de probabilidad de fallo	[a ₁]	1.000	
Vida útil	[L _{nh}]	> 1000000	h

Si osserva che la vita è praticamente infinita, perché i tipi di carico che devono supportare è troppo basso, per tanto non affetta alla longevità cuscinetto.

6.2 Materiale 1: Acciaio 39 nicromo 3 bonificato

Il termine acciaio usato comunemente usato in ingegneria metallurgica, serve per riferirsi una miscela di ferro con una quantità variabile di carbonio tra 0,03% e 2,14% in massa della composizione, a seconda del grado. Se la lega ha una concentrazione maggiore di 2,14% fonderie carbonio, al contrario di acciaio, sono molto più fragile e non è possibile forgiare ma devono essere modellati.

L'acciaio utilizzato per fabbricare i componenti della banca, come i due alberi ed il supporto sono fatti in acciaio 39 nicromo 3 bonificato. Questo materiale ha le seguenti caratteristiche:

%C	%Mn	%Ni	%Cr	%Mo
0.39	0.65	0.85	0.8	0.2

- Manganese:

La percentuale di contenuto in questo acciaio, funzione manganese è temprabilità a fare decrescente i punti di trasformazione. È possibile aggiungere o massimo di 1%.

Se i valori sono compresi tra 0.25-0.4 il ruolo di acciaio è diverso da quello che hai descritto. In questo caso, serve per rimuovere l'ossigeno in eccesso nell'acciaio fuso. Se si aggiunge fosforo e zolfo serve a ridurre la fragilità

- Nichel:

Viene aggiunto per promuovere la formazione di austenite. Questa struttura consente una migliore diffusione con carbonio, accelerando il processo dell'acciaio carburazione.

Aumenta la resistenza e la durezza insieme con molibdeno.

Aumentare la resistenza alla corrosione

- Cromo:

Forma carburi molto duri e proporziona all'acciaio maggiore durezza, resistenza e tenacità a qualsiasi temperatura. Da solo o in lega con altri elementi che migliorano la resistenza alla corrosione. Aumenta la profondità di penetrazione del trattamento termochimico e carburazione indurimento o nitrurazione.

- Molibdeno:

È un elemento costante di acciaio e aumenta notevolmente la profondità di tempra d'acciaio e tenacia. Carburi stabili, inibisce la crescita del grano (evita la formazione di cristalli alle alte temperature). Aumenta la durezza dell'acciaio.

Si tratta di un acciaio legato bonificato. Questi acciai sono l'ideale per la costruzione di parti di macchine che sono soggette a torsione e agli urti.

Temprabilità acciaio di grandi dimensioni, la durezza e la resistenza alla fatica. Nessun carattere fragilità e lavorabilità ha una relativamente elevata durezza e resistenza alla torsione.

6.3 Materiale 2: Alluminio 6082 T6

Questo materiale è stato utilizzato solo per fare il porta disco de freno, questo materiale ha le seguenti proprietà:

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos		Al
Mínimo	0,70			0,40	0,60				Otros	Total	
Máximo	1,30	0,50	0,10	1,00	1,20	0,25	0,20	0,10	0,05	0,10	El resto

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Características a la tracción					Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2. N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	
0	130	60	27	120	85	35
T1	260	170	24	200	155	70
T4	260	170	19	200	170	70
T5	325	275	11	210	195	90
T6	340	310	11	210	210	95



PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - μΩ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
70,000	2,71	575-650	23,1	T4-167 T6-172	T4-4,1 T6-3,9	T4-42 T6-44	-0,83

APTITUDES TECNOLÓGICAS



-6082- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LA ALEACIÓN A DIFERENTES TEMPERATURAS

Estado	-195°C			-80°C			-30°C			+25°C			+100°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65
T6	395	330	16	330	290	13	315	280	12	315	280	12	300	265	14

Estado	+150°C			+205°C			+260°C			+315°C			+370°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65												
T6	240	220	17	130	105	28	50	35	60	30	18	80	20	12	85

Rm N/mm² ; Rp N/mm² ; A 5,65 %

Según normas A.A.

TRATAMIENTOS DEL ALUMINIO

Estado	Tratamiento de puesta en solución T°C	Medio de temple	Tratamientos de maduración artificial. Mantenimiento a T° en horas	Maduración natural.
T4	530°C± 5 °C	Agua a 40°C		8 días mínimo
T6	530°C± 5 °C	Agua a 40°C	8 horas a 175± 5°C ó 6 horas a 185± 5°C	

Intervalo de temperatura de forja: 350° – 500°C

Recocido total: 420°C, con enfriamiento lento hasta 250°C

Recocido contra acritud: 340°C

1 kg / mm² = 9,81 N/mm²; 1N/mm² = 1MPa

- Uso più comune

Strutture leggera per vagoni ferroviari, costruzioni navali, piattaforme off-shore, i moli, i ponti civili e militari, biciclette e accessori, caldaie, strutture per veicoli, sistemi idraulici, impianti di estrazione mineraria, le torri, il motore, la tecnologia nucleare, alberi e timoni per le strutture barche (in particolare per l'acqua dolce), tende struttura ponteggi e padiglioni, viti, rivetti, muffe, ecc.



- Osservazioni

Legna di caratteristiche medie e buona lavorabilità. Questa legna indurita da un trattamento termico, ha una buona saldabilità, ma perde quasi il 30% del carico di rottura nella zona di saldatura, quindi è consigliabile fare un trattamento di maturazione di recuperare funzioni perdute.

7 Analisi dei costi

L'obiettivo di questa sezione è quello di analizzare i costi di produzione degli alberi come diversi materiali e processi di produzione. Sebbene il materiale che è stato fatto di pezzi è stato scelto in precedenza per disponibilità, in questa sezione si farà una business simulation, e così vedere diverse possibilità economica che soddisfino i parametri di utilizzo che è determinato il pezzo.

7.1 Árbol 1, parte A

7.1.1 *Material: Acero- Proceso: Mecanizado*

Costo stimato per pezzo: **462.89 €**

Desglose del precio:

Material	318.24€	69%
Fabricación	144.65€	31%

Tempo stimato per pezzo: **05:47:10 h**

7.1.2 *Material: Aluminio- Proceso: Mecanizado*

Costo stimato per pezzo: **196.36€**

Desglose del precio:

Material	50.20€	37%
Fabricación	86.76€	63%

Tempo stimato per pezzo: **02:53:31 h**



7.1.3 Material: Aluminio- Proceso: Fundición

- Coste un solo pezzo

Costo stimato per pezzo: **1020.98€**

Desglose del precio:

Material	3.36€	Menor a 1%
Molde	1000€	98%
Fabricación	17.63€	2%

Tempo stimado por pezzo: **00:35:15 h**

- Coste per 100 pezzi

Costo stimato per pezzo: **16.13€ unidad**

Desglose del precio

Material	3.36 €	21%
Molde	10€	62%
Fabricación	2.77€	17%

Tempo stimado por pezzo **00:05:32 h**

Come si può vedere il tempo di fabbricazione per unità è di circa il 75% inferiore al tempo speso per fare una sola unità. Beh questo è perché, entro il tempo previsto, anche il tempo necessario per montare e smontare lo stampo, comprese le stime orario previsto. Dopo di che, per fare 100 unità, questo tempo è diviso tra tutti, perché è un'operazione che viene eseguita solo per avviare la prima unità e la fine dell'ultima, durante i restanti 98 unità semplicemente effettuare la colata e fondere il pezzo .



7.2 Árbol1, parte B

7.2.1 Material: Acero- Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: **340.56€**

Desglose del precio

Material	160.56	47%
Fabricación	180	53%

Tempo stimato per pezzo: 05:00:05h

7.2.2 Material Aluminio- Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: 285.30€

Desglose del precio:

Material	127.58€	45%
Fabricación	157.52€	55%

Tempo stimato per pezzo: 05:15:26h

7.2.3 Material: Aluminio- Proceso: Fundizione

Al igual que en el apartado 7.1.3, se va analizar el coste de hacer solo una unidad y el de hacer cien unidades.

- Costo stimato per pezzo

Costo stimato: 1025.75€

Desglose del precio:

Material	8.12€	1%
Fabricación	17.63€	2%
Molde	1000€	48%

Tempo stimato per pezzo: 00:35:15h

- Coste per 100 pezzi



Coste estimado: 20.78€

Desglose del precio:

Material	8.12€	39%
Fabricación	2.65€	13%
Molde	10€	48%

Tempo stimato per pezzo: 00:05:18h

7.3 Árbol 2, parte A

7.3.1 Material: Acero- Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: 228.20€

Desglose del precio

Material	177.20€	78%
Fabricación	50.99€	22%

Tempo stimato per pezzo: 01:41:59h

7.3.2 Material: Aluminio – Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: 127.45€

Desglose del precio

Material	27.95€	22%
Fabricación	99.50€	78%

Tempo stimato per pezzo: 03:19:00 h

7.3.3 Material: Aluminio – Proceso: Fundición

- Costo un pezzo

Costo stimato per pezzo: 1021.79€



Desglose del precio

Material	4.16€	1%
Fabricación	17.63€	2%
Molde	1000€	97%

Tempo stimato per pezzo: 00:35:15h

- Coste per 100 pezzi

Coste estimado: 16.81€

Desglose del precio

Material	4.16€	25%
Fabricación	2.65€	16%
Molde	10€	59%

Tempo stimato per pezzo: 00:05:18h

7.4 Árbol 2, parte B

7.4.1 *Material: Acero- Proceso: Mecanizado*

Costo stimato per pezzo: 281.46€

Desglose del precio

Material	147.25€	52%
Fabricación	134.22€	48%

Tempo stimato per pezzo: 04:28:26h

7.4.2 *Material: Aluminio – Proceso: Mecanizado*

Costo stimato per pezzo: 94.03€

Desglose del precio



Material	23.23€	25%
Fabricación	70.81€	75%

Tempo stimato per pezzo: 02:21:36 h

7.4.3 Material: Aluminio – Proceso: Fundición

Como en los dos apartados anteriores donde se ha evaluado el coste por el proceso de función, aquí también vamos a diferenciar entre el costo de una unidad y el costo de cien unidades.

- Costo un pezzo
Costo stimato per pezzo: 1020.06€

Desglose del precio

Material	2.44€	1%
Fabricación	17.63€	2%
Molde	1000€	97%

Tempo stimato per pezzo: 00:35:15h

- Coste per 100 pezzi

Costo stimato per pezzo: 16.81€

Desglose del precio

Material	2.44€	16%
Fabricación	2.65€	18%
Molde	10€	66%

Tempo stimato per pezzo: 00:05:18h



7.5 Portadisco de freno

7.5.1 Material: Acero- Proceso: Mecanizado

Costo estimado per pezzo: 182.05€

Desglose del precio

Material	60.05€	33%
Fabricación	122.00€	67%

Tempo estimado per pezzo: 04:04:00h

7.5.2 Material: Aluminio – Proceso: Mecanizado

Costo estimado per pezzo: 109.05€

Desglose del precio

Material	9.47€	9%
Fabricación	100.08€	91%

Tempo estimado per pezzo: 02:21:36 h

7.5.3 Material: Aluminio – Proceso: Fundición

- Costo un pezzo

Costo estimado per pezzo: 1020.06€

Desglose del precio

Material	2.44€	1%
Fabricación	17.63€	2%
Molde	1000€	97%

Tempo estimado per pezzo: 00:35:15h

- Coste per 100 pezzi

Costo estimado per pezzo: 16.81€



Desglose del precio

Material	2.44€	16%
Fabricación	2.65€	18%
Molde	10€	66%

Tempo stimato per pezzo: 00:05:18h

7.6 Soporte

7.6.1 Material: Acero- Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: 131.04€

Desglose del precio

Material	81.04€	62%
Fabricación	50€	38%

Tempo stimato per pezzo: 01:40:00h

7.6.2 Material: Aluminio – Proceso: Mecanizado

Costo stimato per pezzo: 85.51€

Desglose del precio

Material	35.51€	42%
Fabricación	40€	58%

Tempo stimato per pezzo: 01:20:00 h

7.6.3 Material: Aluminio – Proceso: Fundición

- Costo un pezzo

Costo stimato per pezzo: 1020.06€

Desglose del precio

Material	2.44€	1%
----------	-------	----



Fabricación	17.63€	2%
Molde	1000€	97%

Tempo stimato per pezzo: 00:35:15h

- Coste per 100 pezzi

Costo stimato per pezzo: 16.81€

Desglose del precio

Material	2.44€	16%
Fabricación	2.65€	18%
Molde	10€	66%

Tempo stimato per pezzo: 00:05:18h

7.7 Costo totale

7.7.1 Costo totale dei pezzi del banco prova

Material	Processo	Prezzo totale	Tempo totale
Acciaio	Lavorazione a macchina	1626,2€	22:41:40h
Alluminio	Lavorazione a macchina	897,64€	16:31:09h
Alluminio	Fonderia	6131,7€	02:21:30h
Alluminio 100	Fonderia	104,15/10415€	00:32:02h/31:20:00h

7.2 Costi degli elementi banco de prova

Elemento	Unità	Prezzo totale
Rodamiento SKF 6010	2	(34,12€) 68,24€
Celda de carga	1	856,00€

7.3 Costo totale del banco de prova

Elemento	Prezzo A	Prezzo B	Prezzo C	Prezzo D
Pezzi banco	1626,2€	897,64€	6131,7€	10415€
Cuscinetti	68,24€	68,24€	68,24€	68,24€
Cella di carico	856,00€	856,00€	856,00€	856,00€
TOTALE	2550,44€	1821,88€	7055.94	11339.24

Tabella 8: Costo totale

8 Parte B: Raccolta dei dati e l'analisi di questi

8.1 Introduzione

Questa sezione descrive la seconda parte del progetto. Sarà effettuata la raccolta dei dati per analisi successive, come già descritto sopra.

L'obiettivo principale di questa sezione è quello di misurare la coppia frenante. Più avanti si partirò di questo primo collaudo per farà un studio in più in profondità.

8.2 Descrizione del processo



Immagine 77: Montaggio sul banco ruolo



Immagine 78: Ruota sul banco ruolo

Nelle immagini mostrate in alto, possiamo vedere il banco prova. In essa si può osservare che le parti già montate, il sistema idraulico, il supporto ...

Per problemi di disponibilità, i pezzi saranno montati sul tornio, e lo studio è stato fatto da lì.

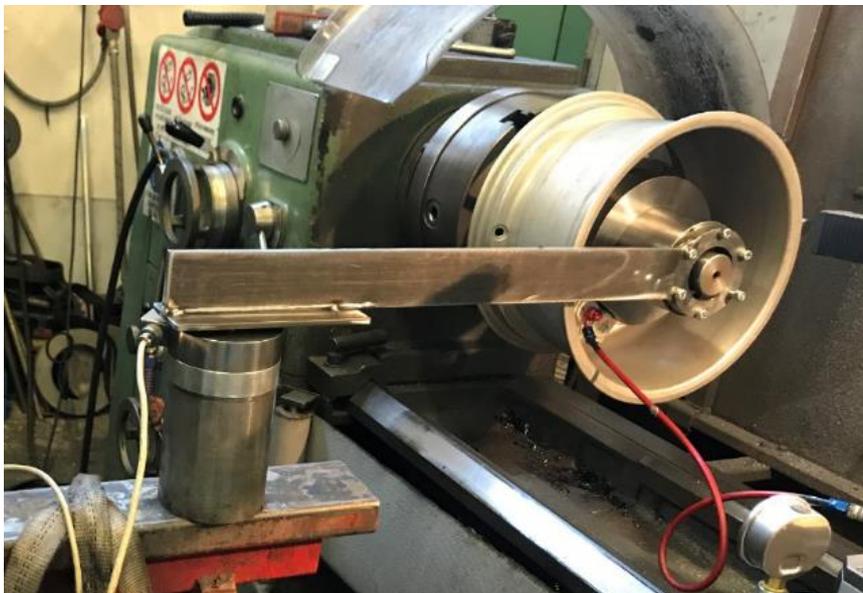


Immagine 79: Sistema sul tornio

Questo test viene eseguito come un primo collaudo di prova per il futuro un altro studente riprenda il lavoro, così con più dati potere approfondire lo studio del sistema frenante e ottenere la massima efficacia di questo attraverso un sviluppo.

Il processo di funzionamento è molto semplice, il tornio sarà responsabile di dare movimento all'albero 1, che sarà parte ruotare solidalmente. Un tornio sarà dato diverse velocità e raccolte di dati diverse, e una volta raccolti questi valori deve essere analizzato per determinare conclusioni.

Attraverso una pompa idraulica di azionamento manuale, la pressione nel circuito sarà misurata verso un manometro, e quindi si potrà sapere la forza che fanno le pastiglie di freno sul disco.

Cella di carico sarà situato alla fine del supporto, su un cavalletto.



Immagine 80: Dettaglio del montaggio

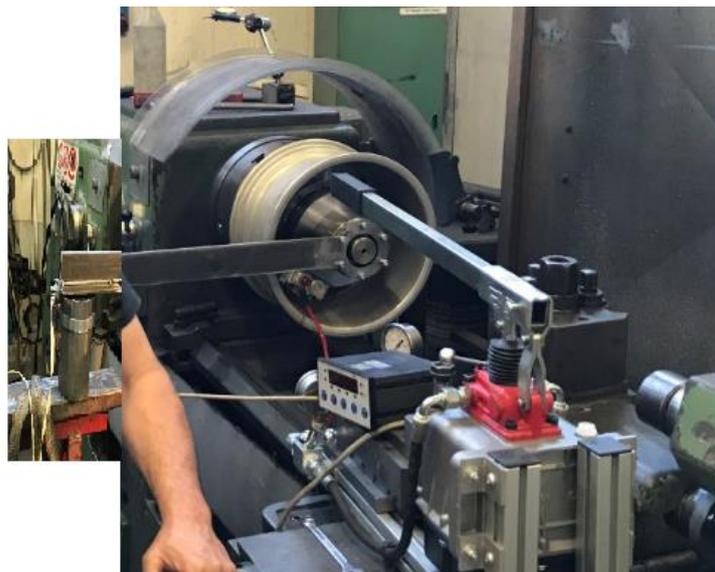


Immagine 81: Montaggio (fatto tra due immagini)

Una volta che tutto è pronto, si procederà per iniziare il test.



La cella di carico fornisce i valori istantanei, in tal modo, deve prestare attenzione alla raccolta dei dati, si consiglia di farlo con due persone.

Si faranno due processi di raccolta di dati, dinamico e statico.

8.3 Test dinamico

Questa prova è effettuata la raccolta dei dati di valori che fornisce la cella di carico. Questo fornisce i valori forza (kg) che sarà poi passata (N). Al termine verrà moltiplicato per la distanza e quindi si ottiene il valore di coppia frenante.

Il tornio viene messa in movimento ad una velocità determinata, e una volta con la velocità desiderata, che è fatto è di esecuzione della frenatura con una pressione predeterminata, e pertanto, questa azione ci forniscono un valore nella cella di carico. Il processo di frenatura sarà realizzato con varie pressioni e varie velocità, così la cella di carico mostrare diversi valori, e tutti saranno registrati per la successiva analisi.

8.3.1 Dati raccolti

- 51 rpm o 3.6km/h

Pressione (bar)	Forza (N)	Coppia frenata (N*m)
10	323.4	194.04
20	490	294
50	735	441
60	814.23	488.538

Qui è possibile vedere che la regressione lineare è bastanza buona, perché il valore è vicino a 1. ($R^2 = 0.93$). Quindi voi dire che è valido per descrivere la relazione entre le due variable.

- 115rpm o 14.4 km/h

Pressione (bar)	Forza (N)	Coppia frenata (N*m)
10	245	147
40	451.26	270.756
50	549.36	329.616
60	618.03	370.818
80	843.66	506.196



La relazione entro questi due variabile e quasi perfetta, qui si po vedere che la relazione copia-pressione è quasi lineare.

- 250 rpm o 21 km/

Pressione (bar)	Forza (N)	Coppia frenata (N*m)
10	176.58	105.948
20	304.11	182.466
40	343.35	206.01
50	402.21	241.326
60	529.74	317.844

Ma qui abbiamo la peggiore regressione di tutti, questo non significa che i risultati sono male, ma la relazione tra i valori non è così lineare.

- 300 rpm o 25 km/h

Pressione (bar)	Forza (N)	Coppia frenata (N*m)
10	264.87	158.922
20	353.16	211.896
25	382.59	229.54

- I valori mostrati su una grafica

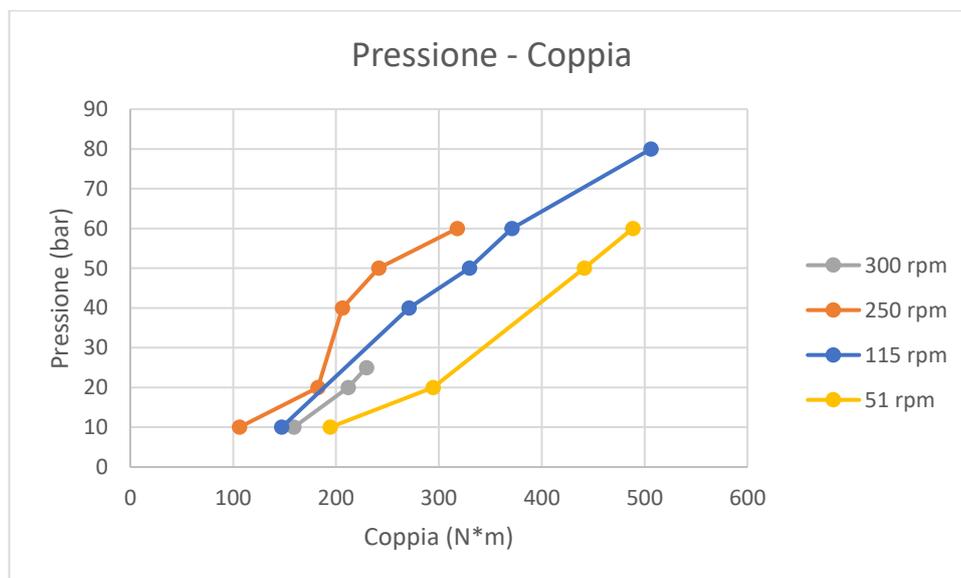


Tabella 9: Tutti valor le prove dinamiche su una grafica

Qui avviamo di nuovo quasi una relazione lineare tra la copia e la pressione.

8.4 Test statico

Questa prova si presenta come un complemento alla prova dinamica, perché quando abbiamo analizzato i risultati delle prove dinamiche, ci si rende conto che a basse velocità la coppia generata è superiore che la generata ad alta velocità, proprio il contrario accadrebbe nella realtà. Ciò è dovuto alle caratteristiche del tornio, che, a complemento viene eseguito il test successivo.

Questo test tenta di esercitare pressioni nel sistema di frenatura, e avviare il tornio e vedere che coppia frenante massima produce prima di iniziare scivolare il disco sulla pinza.

Pertanto, questo test può misurare qual è il limite coppia prima che inizia a scivolare o inizia la ruota a ruotare.

8.4.1 Procedura per fare la prova

Una prima persona inizia in forma manuale a fare girare il tornio che c'è solidario a la ruota, come l'impianto frenante c'è una pressione la ruota non si muove e per tanto devi fare più forza per provare a farla girare. Allora, la cella di carico intanto va registrando valori di coppia che si stanno producendo in quel momento per fare muovere la ruota con quella pressione che ce. Per tanto c'è un momento di coppia massimo che subito va in decisa perché la ruota inizia scivolare. Allora, per fare possibile tutto questo un'altra persona deve guardare la ruota per indicare in che momento parte a girare, e una altra che guarda i valori della cella per vedere che valore è stato il massimo. La pompa non bisogna guardarla perché la pressione rimane costante.

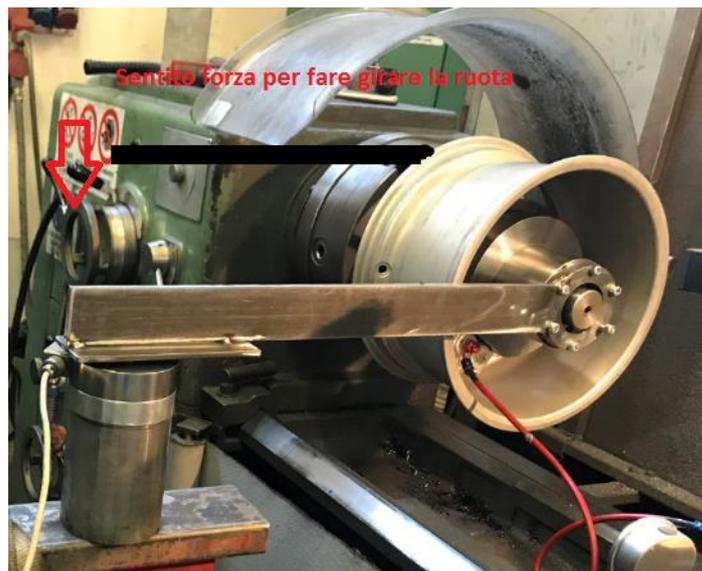


Immagine 82: Come fare girare la ruota.

8.4.2 Dati raccolti

Pressione (bar)	Forza (N)	Coppia limite (N*m)
20	274.68	164.808
30	392.4	235.44
40	510.12	306.072
50	637.65	382.59
60	735.75	441.45

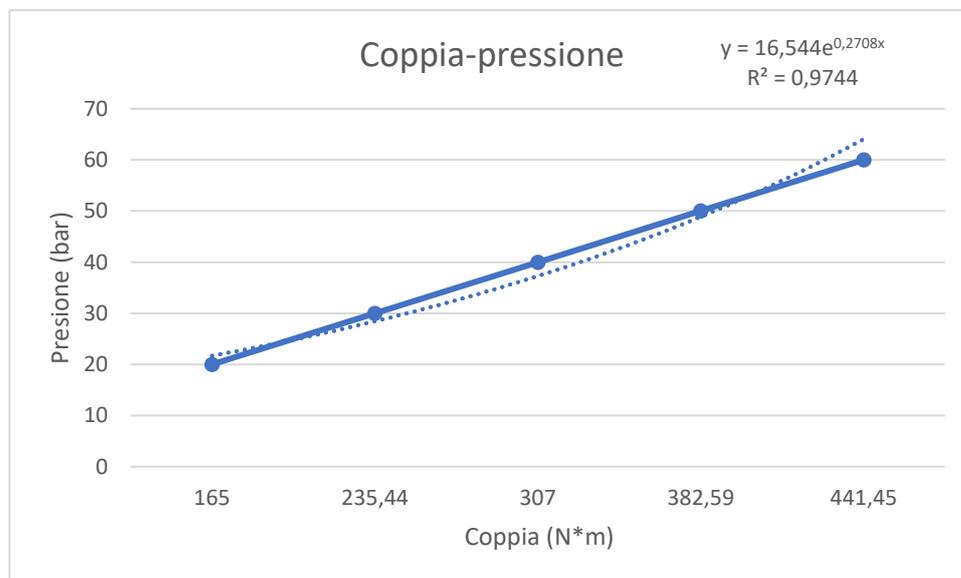


Tabella 10: Valori e grafica prova statica

Qui anche si può osservare che la relazione tra i due valori sono buoni perché R^2 è vicino a 1, quindi abbiamo una relazione abbastanza lineare.



9 conclusioni globali

La coppia frenante che può essere generata dipende da diversi fattori, tra i quali sono il coefficiente di aderenza del pneumatico, il coefficiente di attrito tra il disco e la pastiglia, il modo per dissipare il calore dai componenti coinvolti quando si produce la frenata ...

Dovrebbe anche essere notato che per il coefficiente di attrito tra il disco la pastiglia, questo è legato alla pressione del sistema idraulico sui i pistoncini, e quindi generare una forza di applicazione delle compresse disco del freno su pastiglia.

Se la forza di applicazione supera il coefficiente di attrito, ma no il coefficiente di aderenza si verificherà una frenata molto forte, perché il veicolo si ferma subito, perché il disco e la pastiglia non avrà un movimento di rotazione tra loro, e quindi rimarrà immobile. Pertanto, se l'energia generata al momento della frenatura non è in grado di superare il coefficiente di aderenza del pneumatico, il veicolo si ferma al momento, invece sì il coefficiente di aderenza del pneumatico si perde avrà un scivolamento.

Per altra parte, può succeder che si perda il coefficiente di aderenza del pneumatico tra il asfaltato e anche si perda il coefficiente di attrito tra la pastiglia e il disco de freno, quindi, si questo succede la vettura avrà una tendeva a muoversi in sentito de la forza d'inerzia che sia in quel momento, quindi non ce sarà nessun controllo su la direzione dalla vettura. Ciò si può verificare quando si esegue la frenata troppo forte, cioè, troppa pressione nel circuito frenante si esercita, aumentando così della forza delle pastiglie sul disco, generando una coppia frenante superiore alla coppia massima, e di conseguenza la produzione di blocchi freno. Se questo a sua volta genera l'alta inerzia, come per superare il coefficiente di aderenza della ruota si verificherà il slittamento descritto.

D'altra parte, se la coppia frenante massima e il coefficiente di aderenza del pneumatico non sia superato, la frenata viene effettuata senza problemi di bloccaggio e perdita di controllo.

Sia il coefficiente di aderenza e coefficiente di attrito dipende dalla qualità dei materiali utilizzati, perché possono in base alla loro composizione avere un certo tipo di benefici o altro.

Ebbene, nel nostro test, i dati servono per avere un'idea della coppia frenante che può essere generata. Questo serve solo come base da cui lavorare perché i materiali utilizzati per questa prova non erano loro migliori condizioni, cioè, è stato utilizzato pinza freno danneggiato da un incidente, pastiglie dei freni quasi senza ferodo e danneggiato sulla sua superficie.

Ma, come dati da inizio serviranno. I valori ottenuti possono essere distanti qualche realtà per il motivo sopra descritto e perché dove è stata eseguita la prova non simula tutto corretto movimento richiederebbe un pneumatico su strada, cioè, quando la frenata viene generata ad alta velocità, la coppia frenante dovrebbe essere superiore alla coppia frenante generata a bassa velocità, a causa dell'inerzia veicolo principale è molto superiore ad alta velocità che a bassa.

Qui era esattamente il contrario, e ciò è dovuto alla configurazione della frizione verricello, destinato a generare una coppia elevata a basse velocità e bassa coppia a velocità elevate. Allora, alle basse velocità la coppia che si misura era superiore alle alte velocità. Ciò non



significa che i risultati non sono validi, perché una cosa è chiara, la coppia che si ha generato se si tratta di un valore coppia reale, e una coppia che si può accadere in realtà, perché ha basse velocità l'inerzia del veicolo è molto bassa, tanto come da poter esercitare una coppia elevata essendo difficile perdere il coefficiente di aderenza tra il pneumatico e l'asfalto, per questo quali valori sono accettabili. L'unica cosa è, che per questa coppia elevata viene esercitata, deve esercitare una pressione superiore a bassa velocità rispetto ad un'alta velocità perché, ad alta velocità, il primo morso del freno, è più alta l'inerzia, il momento che si verifica è maggiore, per questo serve una pressione inferiore ad alta velocità per avere una coppia di frenatura superiore.

Allora, analizzando i valori dello studio dinamico, ci si rende conto che la prova non è del tutto valido, perché ad una velocità di 3,6 chilometri all'ora e una pressione di 10 (bar) una coppia frenante è generata da 194,04 N / m, mentre ad una velocità di 21 chilometri all'ora e una pressione di 10 (bar), una coppia frenante 105,948 N / m, che è quasi la metà viene generato. Allora, con la stessa pressione nel circuito frenante, ma a velocità diverse può vedere che diverse coppie frenanti, ma al contrario di quanto accadrebbe in realtà, la coppia frenante è superiore a bassa velocità ad alta velocità, che, dopo l'analisi di questi risultati si decide per testare anche staticamente.

La discrepanza dei valori sorge per come viene sviluppato il test, perché è fatto al tornio e non il banco ruolo.

La prova statica indica il valore massimo della coppia generata prima che la ruota inizia a girare. Questo test tratta di esercitare una pressione sul circuito de freni e partire da una velocità a riposo, e aumentare gradualmente tale velocità fino che la velocità de giri genera tal forza che fa che la forza di attrito tra il disco pastiglia sia zero, e il disco inizia a ruotare a causa della forza di rotazione è maggiore della forza esercitata dalle pastiglie sul disco. Un po' prima del momento in cui si inizia a scivolare, si genera una coppia massima. Questo coppia sarà registrate e questo test è serve per aggiungere più informazione sulla coppia.

Si può concludere che questo test è un punto di partenza per iniziare un'analisi del sistema di frenatura per il futuro, e partire con questi dati, e aggiungere ulteriori misurazioni come inizialmente previsto, e con molte più parametri per studiare con maggiore precisione il sistema di frenatura, e vedere come la coppia frenante varia con l'aumento della temperatura del disco, basette ...

Se avete ottenuto misurare i valori che si aspettava, si potrebbe avete fatto uno studio che sarebbe culminato con risultati che ci indicano il motivo per cui l'efficienza frenante è perso freni quando riscaldati.

Tuttavia, come un inizio, come il primo test, va bene, allora è pronto tutto per il futuro a continuare ad andare avanti nell'evoluzione del sistema frenante e di analizzare ulteriormente questi ad evolversi nel miglior modo possibile, e diventare non uno, se non il migliore veicolo FSAE.



10 Risorse e mezzi utilizzati per fare il progetto

Per lo sviluppo di questo progetto è impiegato una serie di ricorsi, da strumenti semplici, come i programmi utilizzati, parti del sistema di frenatura di un FSAE, ad una serie di strumenti, materiali e macchine fornito principalmente da la società OZ RACING e l'Università degli studi di Padova, senza la quale non avrebbe potuto essere fatto in modo affidabile lo sviluppo di questo progetto.

Di seguito sono sviluppati un elenco dei mezzi e delle risorse del progetto utilizzati in relazione al compito per il quale sono stati impiegati.

- Software SolidWorks:
Utilizzato per la progettazione di tutti i componenti del banco prova anche per fare un'analisi statico.
- Software KISSOFT
Utilizzato per calcolare la durata dei cuscinetti
- Acciaio 39 Nicromo 3 Bonificato
Materiali utilizzato per fare tutti i componenti meno il supporto e il porta disco
- Acciaio FE 430
Materiali utilizzato per fare il supporto
- Alluminio 6082
Materiali utilizzato per fare il porta disco de freni
- Macchine di OZ Racing
Tornio, fresatrice, trapano... tutte le macchine che ho avuto bisogno per fare i componenti.
- Macchine di l'università degli studi di Padova
Sono utilizzate per fare il porta disco di freni
- Componenti vettura FSAE
Qui avviamo utilizzato diversi componenti come la pinza de freno, pastiglie di freni, tubi in freccia per il impianto idraulico, disco de freno...
- Cella di carico
Questa a servito per podere calcolare la coppia di frenata



11 Ringrazi

In questa sezione prendo per ringraziare tutti coloro che hanno gettato lo sviluppo di questo progetto possibile

- Stefano Giacometti

Ringraziarlo che è stata una parte fondamentale dello sviluppo di questo progetto grazie a tutta l'aiuta, sia nella progettazione dei pezzi, quando farlo e per lanciare il progetto.

- Oz Racing

Ringraziar questa ditta per la opportunità di fare il lavoro con loro, e utilizzare tutti sui ricorsi

- Giovanni Meneghetti

Grazie a Lei per darmi l'opportunità di partecipare di essere una parte nel FSAE, e un altro dandomi un progetto, e la sua aiuta a realizzarlo. Grazie per la risposta a tutte le domande che ti fatto, perché sempre avuto una buona risposta, e sempre molto cordiale. Insieme a Stefano, le due parti fondamentali che hanno fatto possibile questo progetto.

- Marco Pietrangelo

Ringraziarlo per la sua aiuta a tutto quello che aveva bisogno di sapere lui sempre mi donava la risposta giusta.



12 Indice immagini e le tabelle

12.1 Indice immagini

Pagina	Immagine	Descrizione
10	1	Forze principale in frenata
13	2	Distribuzione optima di frenata
14	3	Curva equiaderenza
15	4	Forze resistente al movimento
18	5	Distanza frenata
19	6	Pompa AP Racing
20	7	Schema Pompa freni
20	8	Schema Pompa freni
21	9	Pinza freno anteriore
22	10	Schema pinza freno anteriore
22	11	Pinza freno posteriore
23	12	Schema pinza freno posteriore
24	13	Albero 1 parte A
25	14	Albero 1 parte B
25	15	Assembli parte a più parte b
25	16	Immagine reale assembli albero 1
26	17	Caratterista albero 1
26	18	Caratterista albero 1 sul banco ruolo
27	19	Caratterista albero 1 immagine reale
27	20	Seconda caratteristica albero 1
28	21	Seconda caratteristica albero 1 immagine reale
28	22	Terza caratteristica albero 1
29	23	Terza caratteristica albero 1 con cerchio
29	24	Terza caratteristica albero 1 zona contatto
30	25	Quarta caratteristica albero 1
31	26	Dettaglio quarta caratteristica albero 1
31	27	Quinta caratteristica albero 1
32	28	Dettaglio quinta caratteristica
32	29	Sesta caratteristica albero 1
33	30	Albero 2 parte A
33	31	Albero 2 parte B
34	32	Assembli Albero 2
35	33	Assembli Albero 2 immagine reale
36	34	Prima caratteristica albero2
37	35	Seconda caratteristica albero 2
38	36	Terza caratteristica albero 2
38	37	Quarta caratteristica albero 2
39	38	Quinta caratteristica albero 2
40	39	Dettaglio quinta caratteristica albero 2
43	40	Specificazione de la forma del sopporto
44	41	Misura sopporto
44	42	Misura sopporto
45	43	Misura sopporto



45	44	Dettaglio supporto
46	45	Dettaglio supporto
46	46	Dettaglio supporto contatto cella e supporto
47	47	Supporto
47	48	Calcolo taglio vite
48	49	Simulazione solid works
48	50	Dettaglio simulazione solid works
48	51	Dettaglio simulazione solid works
49	52	Tondo pezzo 1
49	53	Taglio tondo pezzo 1
50	54	Tondo 1 sul tornio
50	55	Tondo pezzo 2
51	56	Tondo pezzo sul tornio
51	57	Pezzo 2
52	58	Tondo pezzo 3
52	59	Tondo pezzo 3 sul tornio
53	60	Pezzo 3
54	61	Tondo pezzo 4
54	62	Ubicazione buchi in pezzo 4
55	63	Pezzo 4 facendo i buchi
56	64	Pezzo porta disco e disco de freno
57	65	Parametri conosciuti
58	66	Caratteristiche cuscinetti
61	67	Dettaglio cuscinetti
68	68	Forze sul cuscinetto
69	69	Forze sul cuscinetto
74	70	Albero progetto su kisssoft
74	71	Valori albero su kisssoft
75	72	Valori dell'accoppiamento
75	73	Indicazione del carico
75	74	Valori basi
76	75	Casella valori de resistenza
76	76	Cassella specificazione
89	77	Montaggio sul banco ruolo
90	78	Ruota sul banco ruolo
90	79	Sistema sul tornio
91	80	Dettaglio di montaggio
91	81	Montaggio del banco
84	82	Come fare girare la ruota



12.2 Índice tabelle

Pagina	Tabella	Descrizione
6	1	Punteggio prove FSAE
8	2	Sezione impianto frenante
12	3	Richiesta per superare la resistenza
41	4	Specificazione della cella
41	5	Valori calcoli
41	6	Forze che attuano
70	7	Dati calcoli cuscinetto
88	8	Costo totale
93	9	Valori e grafica dei tutti i valori
95	10	Valori e grafica prova statica

13 Bibliografia

- [1] AP Racing, posto web
- [2] Allegri fornitori di tubi, posto web
- [3] ISR Brake, posto web
- [4] Metrior cella carico, posto web
- [5] Catalogo della SKF 2016
- [6] BLM S.a.s di L BARREGGI & C : Bulloni & Giunti, teoria e pratico con guida,
- [7] Libro: Teoría y diseño de maquinas, UPV
- [8] Libro: Ciencia de los materiales, UPV
- [9] FSAE posto web per normativa e historia
- [10] Jose Manuel Alonso: Sistemas de transmision y frenado
- [11] Francisco Aparicio: Teoria de los vehículos
- [12] William F.: Race car dynamics
- [13] Artículo de motorgiga: Adherencia
- [14] Carlos Vera: Diseño y calculo del sistema de frenado

14 Piani

