

Memòria

Estudi: Grau Enginyeria Mecànica

Títol: Disseny del volant d'inèrcia i el variador d'un KERS

Document: Memòria

Alumne: Sergi Durban Bosch

Director/Tutor: Lluís Ripoll Masferrer

Departament: Enginyeria Mecànica i de la construcció industrial

Àrea: Enginyeria mecànica

Convocatòria (mes/any): Juny 2015

ÍNDEX:

DOCUMENT 1: MEMÒRIA

1.	INTRODUCCIÓ	3
1.1.	Antecedents.....	3
1.2.	Objecte	4
1.3.	Especificacions i abast	4
1.3.1.	Especificacions de la petició.....	4
1.3.2.	Abast.....	4
2.	AVANTATGES DEL KERS AMB MÒDUL TCVT.....	5
2.1.	El KERS mecànic enfront el KERS elèctric.....	5
2.1.	Avantatges del volant d'inèrcia sobre les bateries	8
3.	DADES TÈCNIQUES DEL VEHICLE.....	10
3.1.	Característiques del monoplaça.....	10
3.2.	Energia i potència del vehicle	10
4.	VARIADORS DE VELOCITAT	12
4.1.	Variador cònic.....	13
4.2.	Variador (Half Toroidal continuously variable transmission).....	13
4.3.	Variador (Full Toroidal continuously variable transmission)	14
5.	DESCRIPCIÓ DEL KERS PROPOSAT	15
5.1.	Característiques del volant d'inèrcia	16
5.2.	Tensions a les que es veu sotmès un volant d'inèrcia	16
6.	MÒDUL TCVT (Toroidal continuously variable transmission).....	18
6.1.	Descripció del funcionament.....	18
6.2.	Elements de transmissió.....	23
6.2.1.	Engranatges rectes	24
6.3.	Discs toroïdals i rodets	25
6.4.	Braços subjectadors	27
6.5.	Eix	29
7.	CORBES DE VELOCITAT DEL VEHICLE I EL VOLANT.....	31
8.	RESUM DEL PRESSUPOST.....	32
9.	CONCLUSIONS	33
10.	RELACIÓ DE DOCUMENTS.....	34
11.	BIBLIOGRAFIA	35

12. GLOSSARI.....	36
ANNEX A: CÀLCULS TÈCNICS	37
A.1: Càlculs del volant d'inèrcia.....	37
A.2: Càlcul de les corbes parell velocitat	37
A.3. Càlcul del elements de transmissió	39
A.3.1. Càlcul dels discs i els rodets.....	39
A.3.2. Engranatges	43
A.4: Càlcul de l'eix.....	47
A.5. Càlcul dels rodaments.....	51
A.5.1. Rodaments d'alta velocitat A HSS719 (recolzament eix)	51
A.5.2. Rodaments d'alta velocitat A HSS719 (recolzament engranatge).....	51
A.5.3. Rodaments de bola B7001C (Rodets)	52

1. INTRODUCCIÓ

En aquest document s'explica breument la idea principal del projecte, i alguns detalls d'aquests per complementar-ho.

1.1. Antecedents

Una de les principals pèrdues d'energia que pateixen els vehicles, és l'energia que es malgasta a la frenada. Gairebé tota l'energia que es perd en la frenada, es transforma en energia calorífica en els discs de fre. Els KERS (Kinetic Energy Recovery System) són sistemes que s'incorporen als vehicles i tenen la funció d'emmagatzemar l'energia dissipada en la frenada i retornar-la al vehicle en forma d'acceleració.

Les bateries dels cotxes poden dur a terme la funció d'emmagatzemar l'energia de la frenada en forma d'electricitat mitjançant la transformació de l'energia mecànica en energia elèctrica. El dispositiu encarregat de dur a terme la transformació és el motor elèctric, el qual passa a treballar com a generador en el moment de frenada, i torna a treballar com a motor elèctric per transmetre l'energia de les bateries a l'eix motriu.

Un altre sistema per emmagatzemar l'energia de la frenada és utilitzant un volant d'inèrcia. Consisteix en accelerar un rotor amb una forma concreta que ofereix un moment d'inèrcia important. Quan el volant gira a una velocitat elevada, l'energia que pot albergar el sistema és equivalent a l'energia que conté un vehicle a una velocitat elevada.

Un dels sistemes per governar els volants d'inèrcia és utilitzant un mòdul TCVT (Toroïdal continuously variable transmission). Es tracta d'un variador que treballa com una transmissió entre el volant d'inèrcia i l'eix motriu del cotxe. És un element que ofereix diferents relacions de transformació en funció de la posició que prengui.

El KERS que consisteix en el volant d'inèrcia com a element d'emmagatzematge i el variador com a element transformador, es va implementar per primera vegada en els monoplaques de la Formula 1. Convertint vehicles impulsats per un motor de combustió interna, en híbrids capaços de consumir menys combustible i a la vegada ser més potents.

1.2. Objecte

Aquest projecte té per objecte dissenyar un KERS per a un formula 1. L'Objectiu principal és el disseny de la part mecànica, més concretament, el variador que forma part del KERS. El volant d'inèrcia es calcularà de forma superficial. També es té per objectiu l'optimització del volum i la massa del dispositiu.

1.3. Especificacions i abast

1.3.1. Especificacions de la petició

Tema	R/D	Descripció
Funció	R	Emmagatzemar l'energia de frenada d'un vehicle
Capacitat energètica	R	200 kJ
Potència	R	100 kW
Pes	D	Inferior a 30 kg
Dimensions	R	Inferior a 20.000 cm ³
Vida útil	R	5000 hores de funcionament
Manteniment	D	Manteniment periòdic cada 100 hores
Costos	R	Preu màxim de fabricació 10000 €
	R	Preu màxim projecte 5000 €

1.3.2. Abast

En aquest projecte únicament es tractarà el mòdul variador més volant d'inèrcia. En cap cas s'estudiarà la part de control ni la part hidràulica que acciona el variador, a excepció de fer-hi alguna referència per tal de perfeccionar una explicació implícita del treball.

2. AVANTATGES DEL KERS AMB MÒDUL TCVT

El KERS que es proposa en aquest projecte, es tracta d'un sistema recuperador d'energia que utilitza com a dispositiu d'emmagatzematge un volant d'inèrcia, i com a element transformador d'energia un variador (Toroïdal continuously variable transmission). Aquest tipus de KERS també se l'anomena un KERS "mecànic" tenint en compte que no utilitza cap motor ni cap generador per transformar l'energia.

El motiu pel qual s'ha decidit desenvolupar un KERS amb elements mecànics enlloc d'un KERS que utilitza bateries o motor-generadors és el següent:

- La velocitat de càrrega i descarrega és superior
- Les pèrdues es veuen reduïdes entre un 20 i un 30%
- El cost de fabricació és inferior
- El pes del KERS és inferior
- El volum que ocupa és menor

2.1. El KERS mecànic enfront el KERS elèctric

KERS és un sistema que és capaç d'aprofitar l'energia cinètica d'un vehicle i transformar-la energia elèctrica, mecànica o química. El KERS més comú utilitza un motor i un generador per transformar l'energia i unes bateries per emmagatzemar-la. Com podem veure a la Figura 1 durant el procés de frenada, es fa treballar el motor elèctric com a generador de forma que absorbeix energia cinètica per subministrar-la en forma d'electricitat a les bateries. Al llarg d'aquest procés, el generador exerceix una càrrega que a través d'un conjunt d'engranatges planetaris és transmesa a les rodes i obliga a frenar el vehicle.

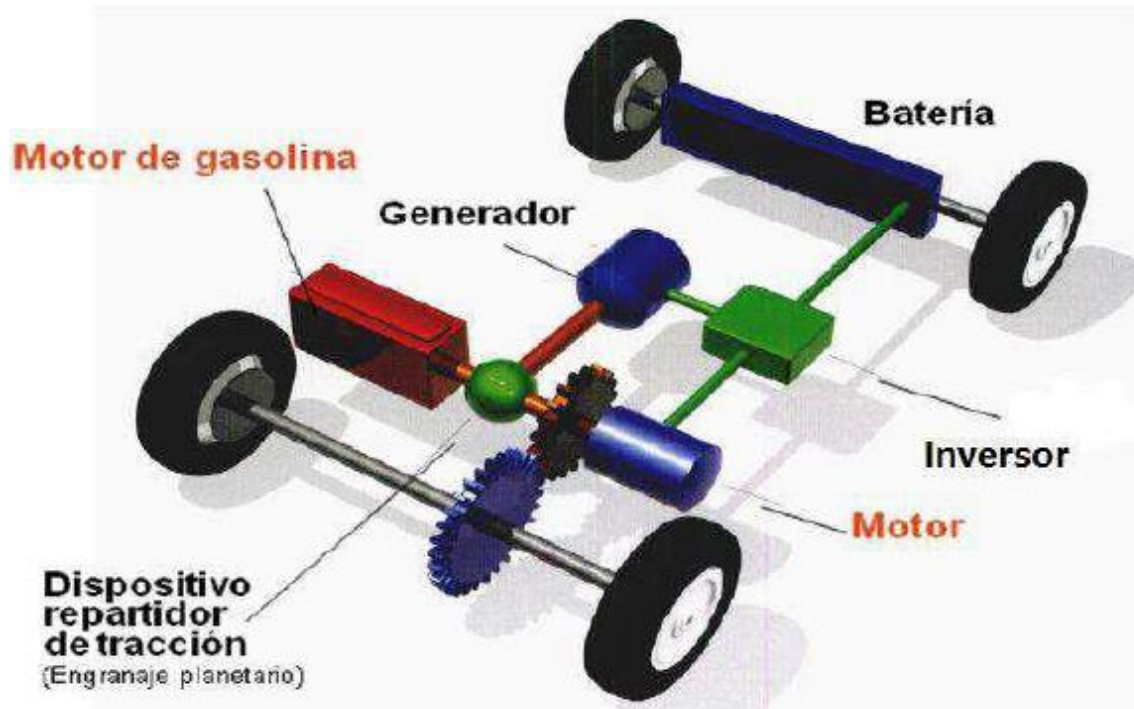


Figura 1. Esquema d'un cotxe híbrid que utilitza un KERS format a partir de bateries i un motor-generador. "Apunts vehicles elèctrics" [Consulta: Juny 2015]

Un KERS sistema està format per un volant d'inèrcia i un mòdul variador. A la Figura 2 es pot veure el volant d'inèrcia (envoltat de color vermell) acoblat al variador (envoltat de color blau) que connecta amb un tren d'engranatges acoblats a l'eix motriu de les rodes. Quan el cotxe frena a través de tot aquest sistema d'engranatges i del variador el volant s'accelera i emmagatzema l'energia que tenia el cotxe en forma d'energia cinètica rotacional. Quan el vehicle accelera l'energia es transmet a les rodes.

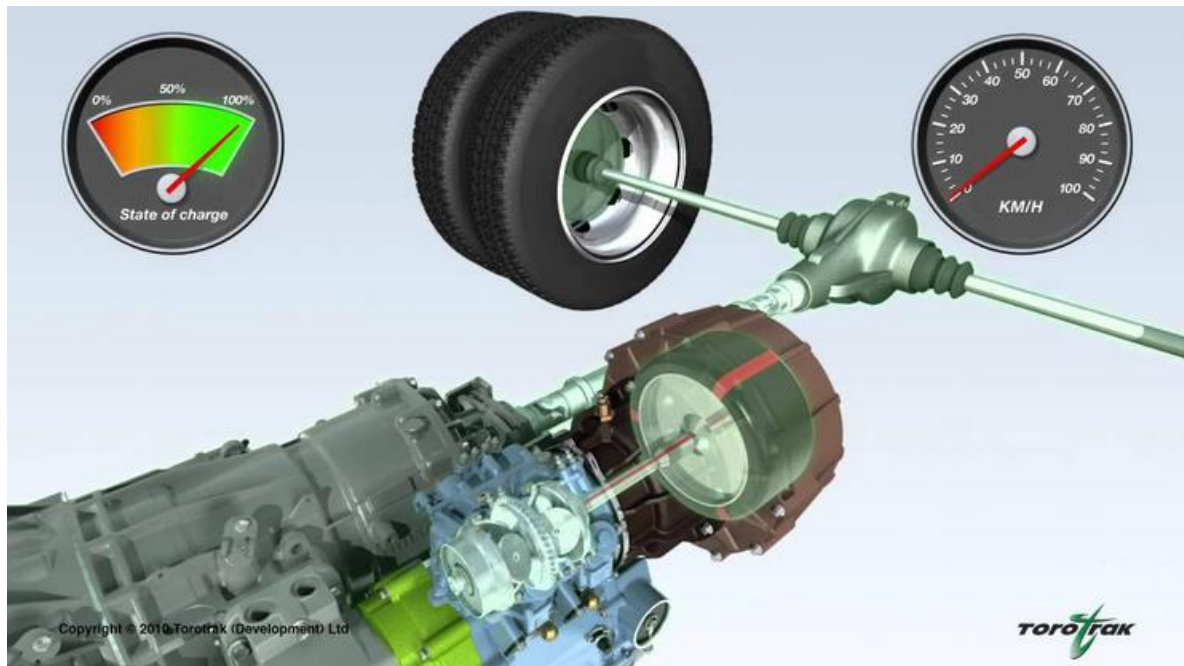


Figura 2. Esquema d'un cotxe híbrid que utilitza un KERS amb volant d'inèrcia i un variador TCVT. "Youtube video de Flybus" [Consulta: Juny 2015]

La Figura 3 és un esquema en el que es dona una idea de les pèrdues que apareixen en un KERS format per motor-generadors i bateries. La transformació d'energia cinètica rotacional a energia elèctrica a través del generador, dona lloc a unes pèrdues importants i es sumen les pèrdues que genera el procés de càrrega i descàrrega de la bateria.

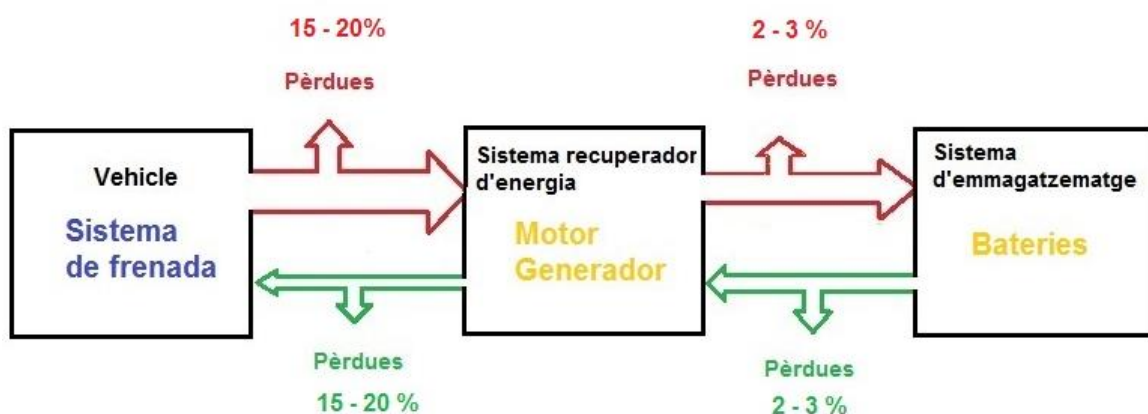


Figura 3. Esquema del funcionament d'un sistema de recuperació de l'energia de frenada mitjançant un motor generador i bateries.

Per altra banda, a la Figura 4 es dóna un esquema de les pèrdues que es generen en el procés de càrrega i descàrrega d'un volant d'inèrcia a través d'un variador. El fet de no transformar l'energia mecànica a elèctrica i/o química, evita grans pèrdues energètiques.

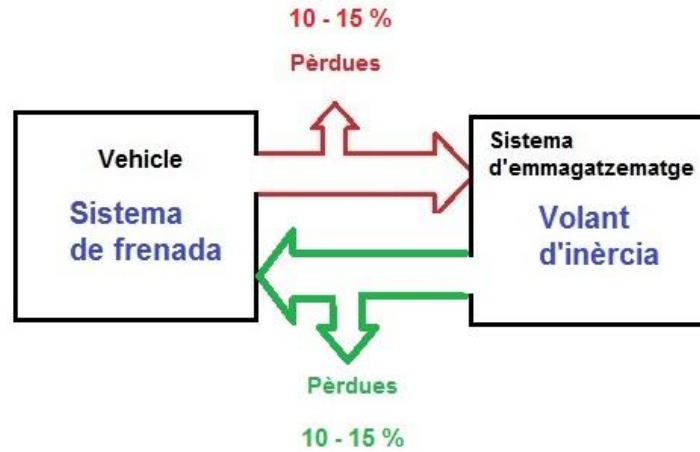


Figura 4. Esquema del sistema recuperador d'energia d'un KERS TCVT.

Alguns altres avantatges d'un KERS que funciona amb un variador i emmagatzema l'energia en un volant, són que tenen un cost de fabricació inferior, ocupa menys espai i el pes de tot el sistema és inferior. Evitant posar bateries al vehicle inclou moltes millores ja que són elements cars, pesats i voluminosos.

2.1. Avantatges del volant d'inèrcia sobre les bateries

Com ja s'ha esmentat anteriorment, el volant d'inèrcia és l'element encarregat d'emmagatzemar l'energia cinètica del cotxe durant un temps determinat.

La Figura 5 ens descriu en un gràfic, alguns dels acumuladors d'energia que es poden trobar. Els elements que es troben a la dreta del gràfic, són aquells que tenen una capacitat per emmagatzemar energia per unitat de massa més elevada. D'altra banda, els elements que es troben a la part superior del gràfic de la Figura 5, són aquells que tenen la capacitat d'emmagatzemar energia més ràpidament per unitat de massa.

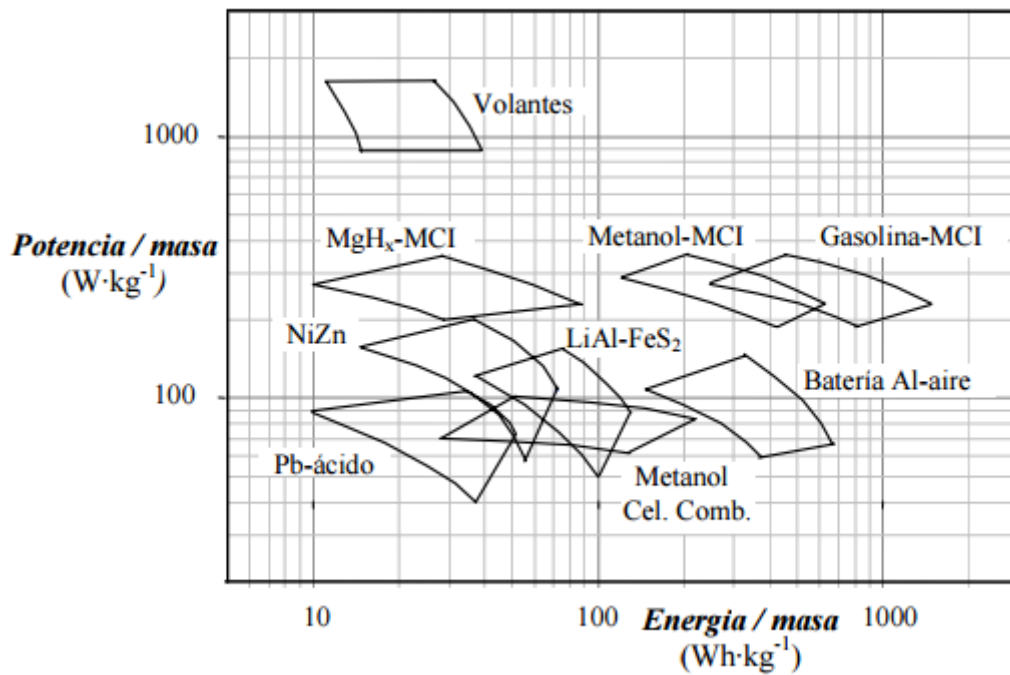


Figura 5. “Comparació de la densitat de potencia en funció de la densitat d’energia entre acumuladors d’energia: volants d’inèrcia, motors de combustió interna, bateries i cèl·lules de combustió”, LLUÍS RIPOLL, “Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos”. Tesis doctoral. Universitat de Girona. Escola Politècnica Superior. 2005

Com es reflecteix a la Figura 5, l’acumulador d’energia que té més potència per unitat de massa són els volants d’inèrcia. És per això que s’ha escollit aquest element per emmagatzemar l’energia que es dissipa a la frenada del vehicle.

Per altra banda, les bateries són elements que tenen una densitat d’energia més gran que els volants. Degut a aquest motiu, molts cotxes convencionals les utilitzen, ja que tot i requerir un temps de càrrega més elevat, poden emmagatzemar més energia que els volants d’inèrcia.

A diferència dels cotxes convencionals, els cotxes de competició no utilitzen l’energia alternativa a la del motor de combustió interna per reduir el consum, sinó que intenten complementar les dues per tal d’aconseguir una potència major. Així doncs, els volants, que són acumuladors mecànics són acumuladors més òptims per als vehicles de competició. Permeten la transmissió d’energia d’una forma molt ràpida i eviten el suplement de pes que comportarien les bateries.

3. DADES TÈCNIQUES DEL VEHICLE

En aquest apartat es donaran les dades més importants del projecte. S'explicarà d'on provenen i quines prestacions ofereixen.

El mòdul variador i volant d'inèrcia, es un element que es pot instal·lar en un ampli rang de vehicles, depenent de les prestacions del vehicle, aquest actuarà de diferents maneres. En aquest projecte el KERS s'ha calculat per implementar-lo en un vehicle amb unes característiques molt semblants a les dels cotxes de formula 1 de la temporada de l'any 2013.

3.1. Característiques del monoplaça

- Massa=690 kg
- Potència del motor=368 kW (500 CV)

3.2. Energia i potència del vehicle

El sistema recuperador d'energia cinètica s'ha dissenyat a partir d'un cotxe referència, però com hem esmentat anteriorment, això no significa que aquest no es pugui instal·lar en un altre vehicle, dotant-lo d'unes prestacions diferents a la d'aquest. Així doncs, s'ha dimensionat el volant d'inèrcia tenint en compte la quantitat d'energia que es pot recuperar de la inèrcia cinètica del cotxe.

Tenint en compte que el model de cotxe és un vehicle de competició, i que el seu rang de velocitats és molt elevat, s'estudiaran casos molt diferents per tal de reflectir al màxim quines prestacions dona el KERS TCVT al fórmula 1.

En primer lloc cal tenir present l'energia que pot emmagatzemar el volant d'inèrcia, aquesta correspon a 378 kJ, i que aquesta es pot transferir amb 1,8 segons. Llavors considerant que l'eficiència del mòdul TCVT i el tren d'engranatges que hi ha fins a les rodes és del 70%, sabem que l'energia aprofitable són 264,8 kJ.

De la Taula 1 podem extreure que l'energia que ens proporciona el KERS és proporcional a accelerar el vehicle de 0 a 100 kilòmetres per hora. No obstant això, és poc probable que en

cap moment que volem utilitzar la potència del KERS el cotxe es trobi parat. Per tant s'han estudiat altres casos que s'acosten més a la realitat. Com podem veure al augmentar la velocitat inicial del cotxe, tot i que la potència és la mateixa, el cotxe accelera fins a una velocitat menor. Això és degut a que l'energia cinètica és proporcional al quadrat de la velocitat.

Cas	vel inicial[km/h]	E_{vehicle} inicial [kJ]	E_{vehicle} final [kJ]	Vel final [km/h]
1	0	0	265	100
2	50	67	331	112
3	100	266	531	141
4	150	599	864	180
5	200	1065	1330	223
6	250	1664	1929	269
7	300	2396	2661	316
8	350	3261	3526	364

Taula 1. Descripció de les velocitats que pot prendre el vehicle un cop se li ha transmès la l'energia del volant d'inèrcia

Els casos que més ens interessen són els que es troben a velocitats mitges, per exemple a 150 i 200 kilòmetres per hora. En aquests, a la Taula 1 podem veure que l'energia del volant d'inèrcia ens permetria accelerar entre 20 i 30 kilòmetres per hora en 1,8 segons. Això correspon a una potència de 147,2 kW o 200 CV.

4. VARIADORS DE VELOCITAT

Els variadors són elements que tenen la funció de transmetre l'energia cinètica d'un vehicle a un volant d'inèrcia i viceversa.

A la Figura 6 es pot veure un gràfic on s'exemplifica de forma general com s'accelera i es frena un volant i el vehicle en els moments de càrrega i descàrrega. Com es pot veure en la Figura 6, en el moment en què el vehicle comença a frenar el volant comença a accelerar-se, i una vegada el vehicle s'ha frenat tot el que ha desitjat el conductor, el volant ja no s'accelera més. En el procés de descàrrega quan el volant es frena el vehicle s'accelera proporcionalment. També s'explica que el sistema necessita un embragatge ja que cap dels dos elements poden començar a accelerar-se partint d'una velocitat zero.

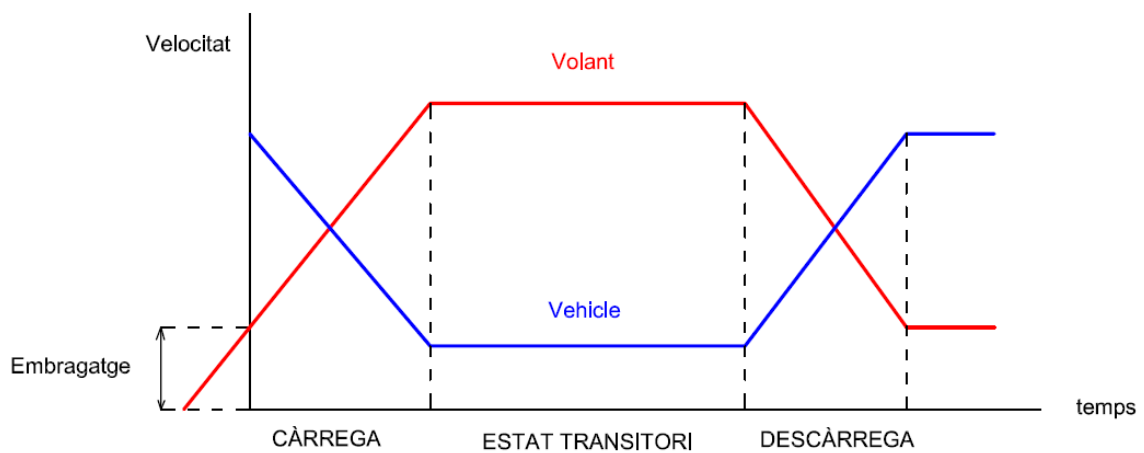


Figura 6. Gràfic de les velocitats del vehicle i el volant d'inèrcia en funció dels estats de càrrega i descàrrega.

4.1. Variador cònic

Un exemple de variador és el que està format per dos conos situats a la mateixa altura i connectats mitjançant una corretja. En funció de la situació a la que es trobi la corretja sobre els conos, la relació de transmissió entre l'eix del cono d'entrada i la de sortida, variarà.

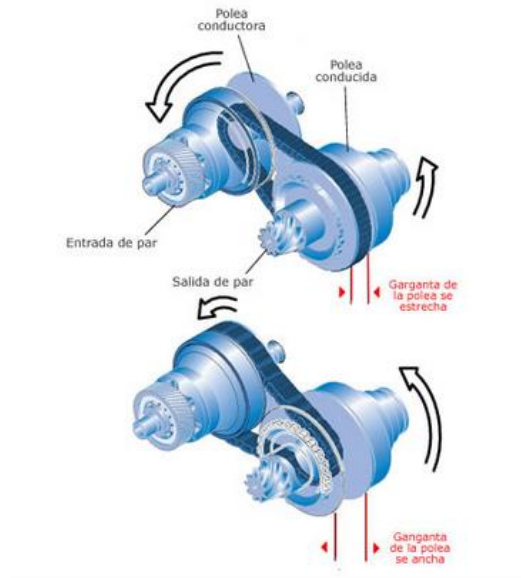


Figura 7. Variador cònic utilitzat en motocicletes sense canvi de marxes. "www.taringa.net"
[Consulta: Maig 2015]

4.2. Variador (Half Toroidal continuously variable transmission)

Un variador una mica més sofisticat és el que es coneix com a Half CVT. Aquest està format a partir de dos discs, un d'entrada i un de sortida, i dos rodets. Els rodets estan en contacte amb ambdós discs, i en funció de l'angle que prenguin respecte el pla horitzontal, els punts de contacte amb els discs variaran i en conseqüència la relació de transformació també ho farà.

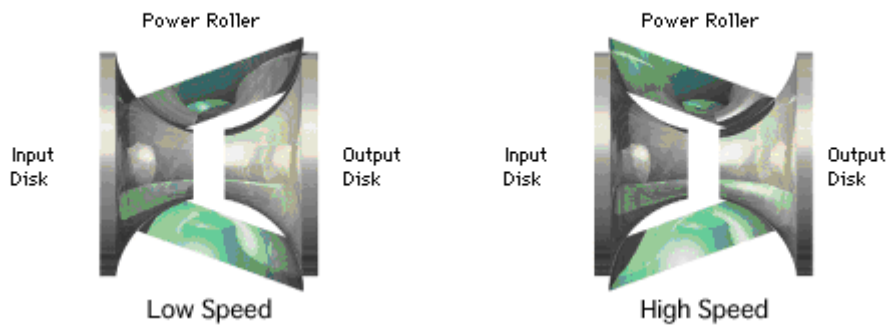
Operation of the Half Toroidal CVT POWERTOROS Unit

Figura 8. Imatge sobre dos possibles disposicions del Half toroïdal CVT. “www.nsk.com”
[Consulta: Maig 2015]

4.3. Variador (Full Toroïdal continuously variable transmission)

Aquest variador és el més complet que es coneix, es tracta de duplicar el Half CVT. Amb aquest aconseguim obtenir un equilibri de forces que ens permet transmetre més potència. A la Figura 9 es pot veure un exemple de Full TCVT que consisteix en un eix que travessa tot el mecanisme i que pot ser l'entrada. I enmig del sistema hi trobem un disc-engranatge que actua com a sortida.



Figura 9. Exemple d'un variador complet (Full TCVT). “www.gizmag.com”

5. DESCRIPCIÓ DEL KERS PROPOSAT

Un TCVT és un sistema de transmissió unit a un volant d'inèrcia. El significat de les sigles són transmissió de variació contínua i toroïdal. A diferència de la caixa de canvis de la majoria de cotxes convencionals, el TCVT no utilitza sempre unes relacions de transformació fixes i específiques, sinó que és capaç dins d'un rang definit de donar totes les relacions de transmissió possibles.

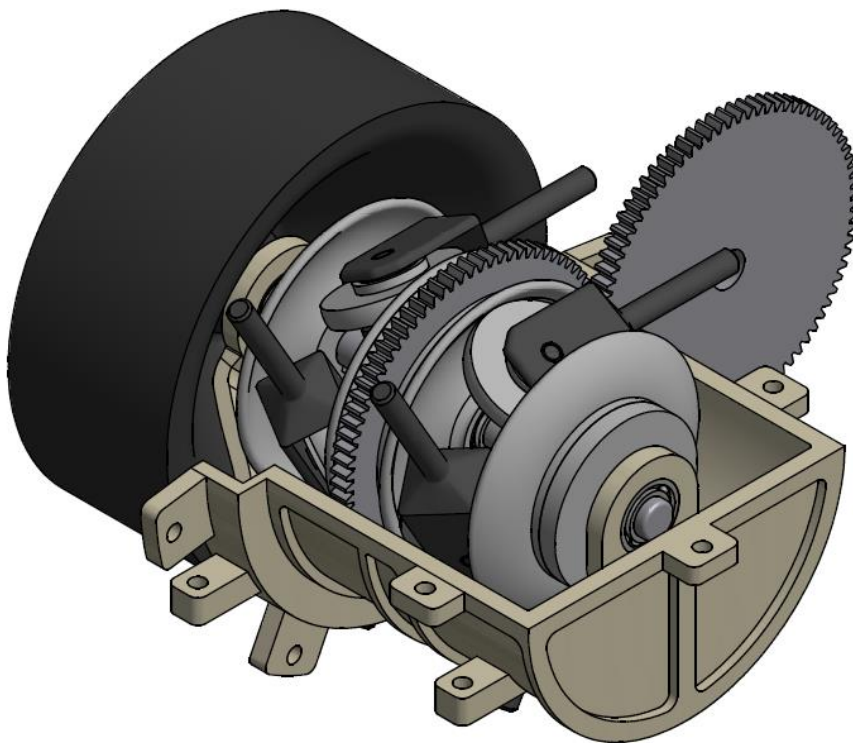


Figura 10. Mòdul TCVT i volant d'inèrcia subjectat en una estructura

A la Figura 10 es pot veure un conjunt que conforma el mòdul TCVT, el volant d'inèrcia i una transmissió d'engranatges rectes. El volant d'inèrcia és l'element encarregat d'emmagatzemar l'energia que es recupera de la frenada en forma d'energia cinètica rotacional. El mòdul TCVT és l'element clau en aquest procés, té la funció de transmetre l'energia de l'eix de les rodes al volant d'inèrcia i viceversa. Disposa d'uns elements mòbils que mitjançant un servomotor, tenen la capacitat de variar la relació de transmissió entre l'eix acoblat al volant i l'engranatge recte que podem veure a la Figura 10 entremig del

mòdul TCVT. També es pot veure que s'ha afegit una etapa d'engranatges rectes per tal de separar el mòdul TCVT de la transmissió del cotxe.

5.1. Característiques del volant d'inèrcia

El volant d'inèrcia es tracta d'un rotor el qual té la capacitat d'emmagatzemar energia cinètica rotacional.

Propietats del volant d'inèrcia:

- Material: Fibra de carboni
- Massa: 3,5 kg
- Moment d'inèrcia: $38,2 \text{ g} \cdot \text{m}^2$
- Velocitat de gir màxima: 42500 rpm

5.2. Tensions a les que es veu sotmès un volant d'inèrcia

Els acumuladors d'energia cinètics emmagatzemen energia cinètica que depèn de la velocitat del gir al quadrat. Quant més elevada sigui la velocitat angular del rotor, més energia podrà emmagatzemar. Per tal de treure el màxim rendiment d'aquests elements, cal estudiar cada volant d'inèrcia i calcular-lo amb la finalitat de conèixer a quina velocitat màxima pot girar sense risc de malmetre'l.

Els materials compòsits com la fibra de vidre o la fibra de carboni, són materials molt adients per fabricar els volants, presenten molta resistència a la tracció (3100 – 4000) MPa i la seva densitat és molt menor a la de l'acer (1750 kg/m^3).

Existeixen diversos tipus de tensions degudes a la rotació dels volants: tensions centrífugues en la direcció radial i tensions provocades per l'efecte giroscòpic. També s'ha de tenir en compte el desequilibri de masses del rotor. A la Figura 11 es pot veure que es generen tensions radials, axials i tangencials en les partícules del volant degut als efectes de la rotació.

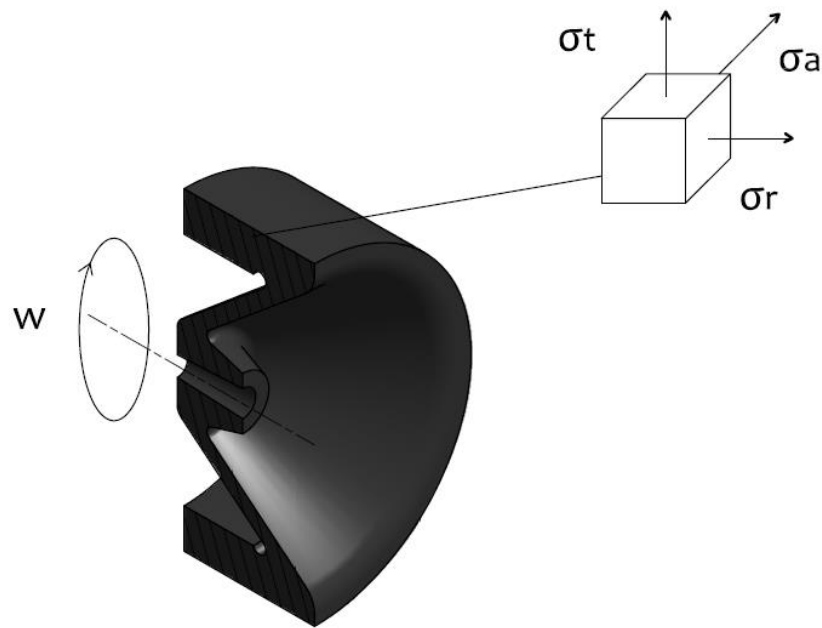


Figura 11. Tensions a la que es veuen sotmeses les partícules que conformen el volant d'inèrcia

El volant es fabricarà amb una forma de "z" com es veu a la Figura 12. Quan el volant gira a una velocitat elevada, aquest té tendència a deformar-se degut a la força centrífuga. Aquesta geometria li permet una certa elasticitat, evitant així que les partícules del material es vegi sotmeses a tanta tensió.

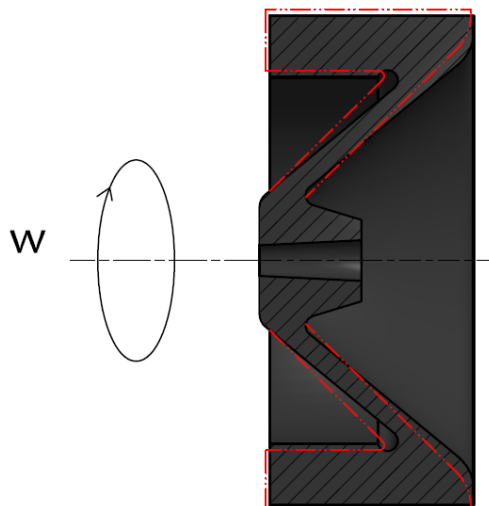


Figura 12. Descripció de la forma que adquireix el volant d'inèrcia quan la seva velocitat angular és elevada

6. MÒDUL TCVT (Toroidal continuously variable transmission)

El TCVT és un element que actua com a transmissió de l'energia cinètica. Aquest projecte es focalitza bàsicament en aquest component.

Els CVT's desenvolupen una funció semblant a la de un canvi de marxes d'un cotxe, amb la variant que no utilitza engranatges per oferir diferents relacions de transmissió. Enlloc d'engranatges, està format per un conjunt de discs toroïdals i altres elements que freguen entre ells per transmetre el moviment.

Existeixen dos tipus de CVT's, els que s'anomenen Half Toroidal continuously variable transmission i els anomenats Full Toroidal continuously variable transmission. El que s'implementa en aquest projecte és el complet.

6.1. Descripció del funcionament

Com es pot veure a la Figura 13, el mòdul TCVT està format per un conjunt d'elements. Un eix en el qual també hi ha el volant d'inèrcia, una peça central que es inclou dos discs toroïdals i un engranatge, dos discs toroïdals als extrems de l'eix i sis rodets que es troben col·locats entre el disc central i el disc de l'extrem de forma simètrica.

Els discs dels extrems estan acoblats a l'eix directament, per altra banda, la peça central gira lliurement sobre l'eix. A la Figura 13 s'hi ha indicat les direccions i el sentit de gir que tenen els diferents components. Es pot veure que els discs dels extrems giren solidaris amb l'eix i que la peça central gira amb sentit contrari a l'eix i als discs situats a l'extrem.

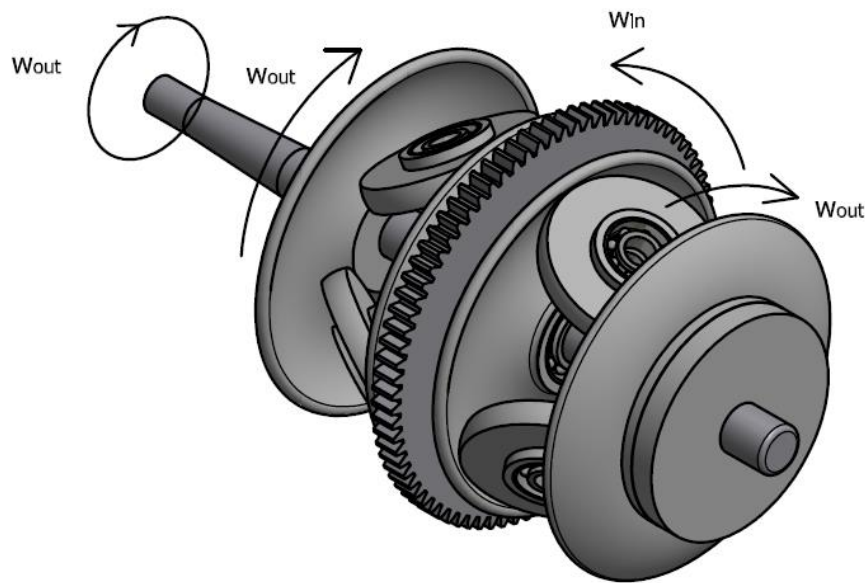


Figura 13. Vista en perspectiva del mòdul TCVT on s'indiquen els sentits de gir

La seqüència de moviment és la següent: un engranatge situat a un altre eix transmet el moviment a l'engranatge de la peça central, en conseqüència tota la peça central gira, i els rodets que estan en contacte, també giren mitjançant la fricció. Els rodets transmeten el moviment als discs situats a l'extrem i aquests giren solidàriament amb l'eix i amb el volant d'inèrcia situat a l'extrem esquerra de l'eix.

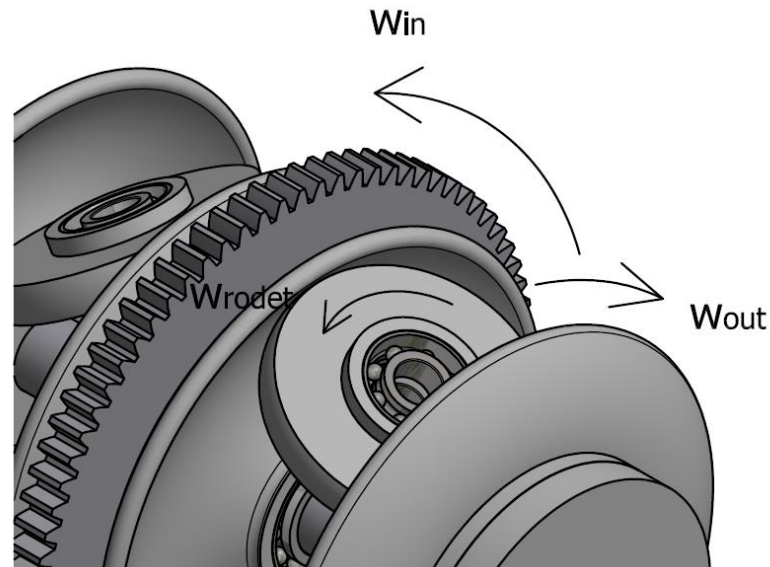


Figura 14. Detall del sentit de gir dels rodets

A la Figura 15 és una imatge de una disposició dels rodets que dóna una relació de transmissió determinada. En aquesta situació, en la que els rodets estan inclinats 30° respecte l'eix, la peça central gira més lentament que els discs dels extrems.

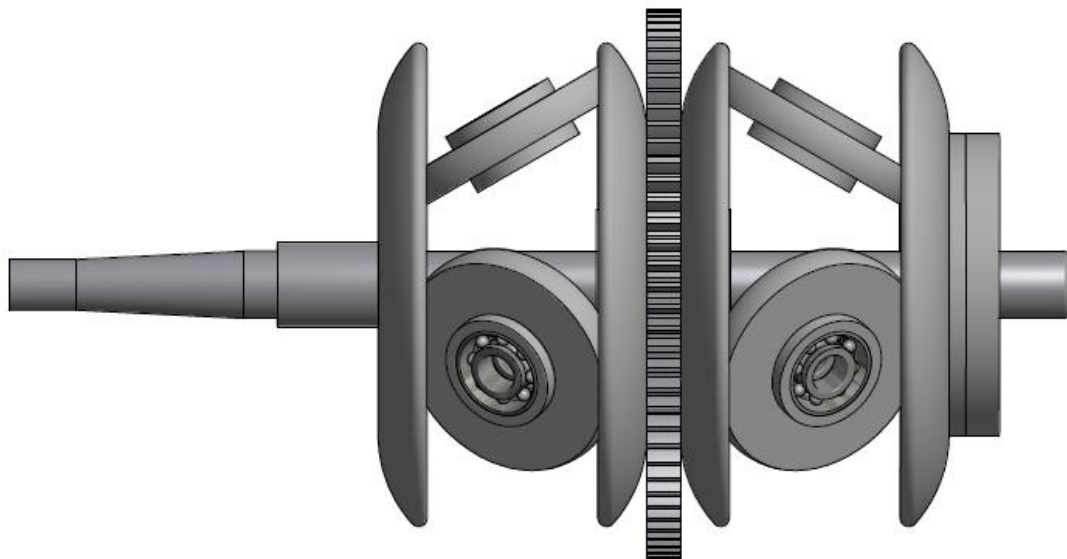


Figura 15. Vista frontal del mòdul TCVT amb una disposició de 30°

Aquesta relació de transformació ve determinada per la distància que hi ha des de l'eix al punt de contacte entre els discs toroïdals i el rodets. A la Figura 16 s'hi descriuen els radis de rotació dels dos punts de contacte del rodets. En aquesta posició tenim la relació de transmissió límit en la que la quocient entre la velocitat angular de sortida i la velocitat d'entrada és màxim.

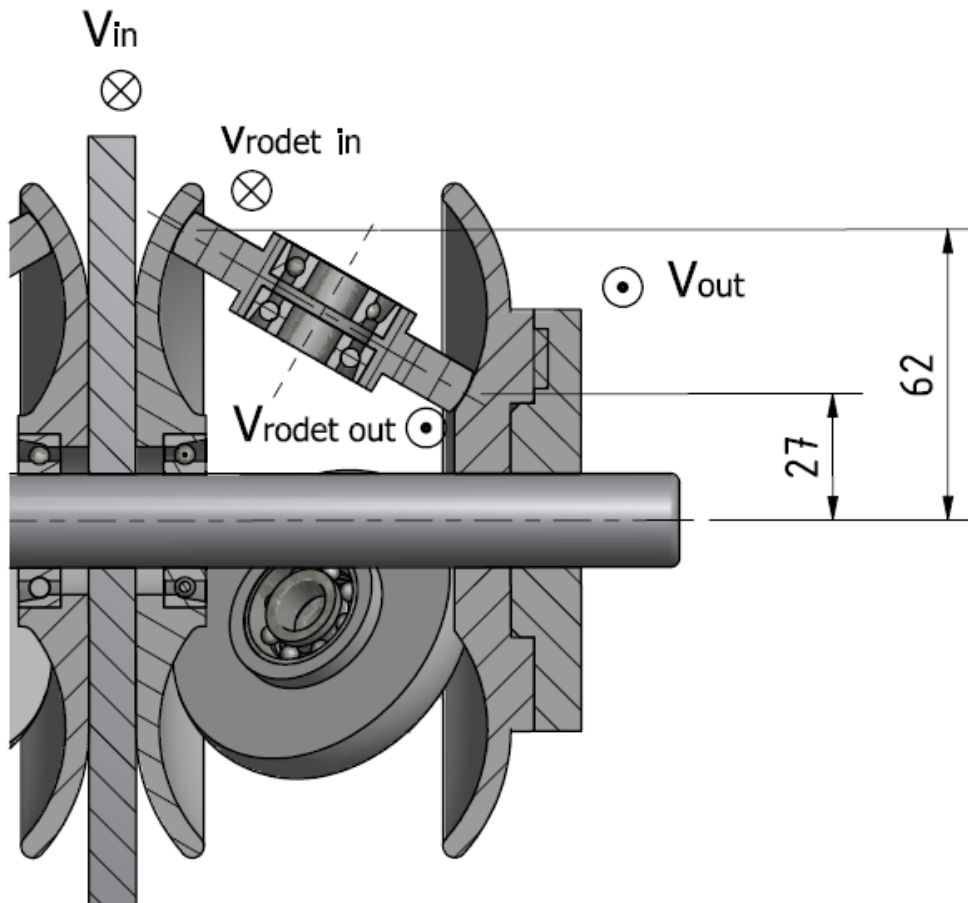


Figura 16. Secció del mòdul TCVT amb les dimensions que determinen la relació de transformació

Com es pot observar a la Figura 16, la velocitat angular de l'engrenatge determina la velocitat angular de la peça central. Aquesta velocitat angular per la distància entre l'eix i el punt de contacte entre el rodets i els disc toroïdal central, ens dona la velocitat lineal del punt. Aquesta velocitat lineal és la mateixa en el punt de contacte entre el mateix rodets i el disc toroïdal de l'extrem. I la velocitat angular dels discs dels extrems, és el quocient entre la velocitat lineal del segon punt de contacte entre la distància des del punt de contacte a l'eix.

La relació entre les velocitats de rotació i els parells d'entrada i sortida, estan determinats en l'Equació 1.

$$i = \frac{w_{out}}{w_{in}} = \frac{r_{in}}{r_{out}} \quad (\text{Eq.1})$$

A la Figura 17 s'observa una de les possibles relacions de transmissió. En aquesta disposició en la que els rodets estan a 0° respecte el pla horitzontal, la relació de transformació és u.

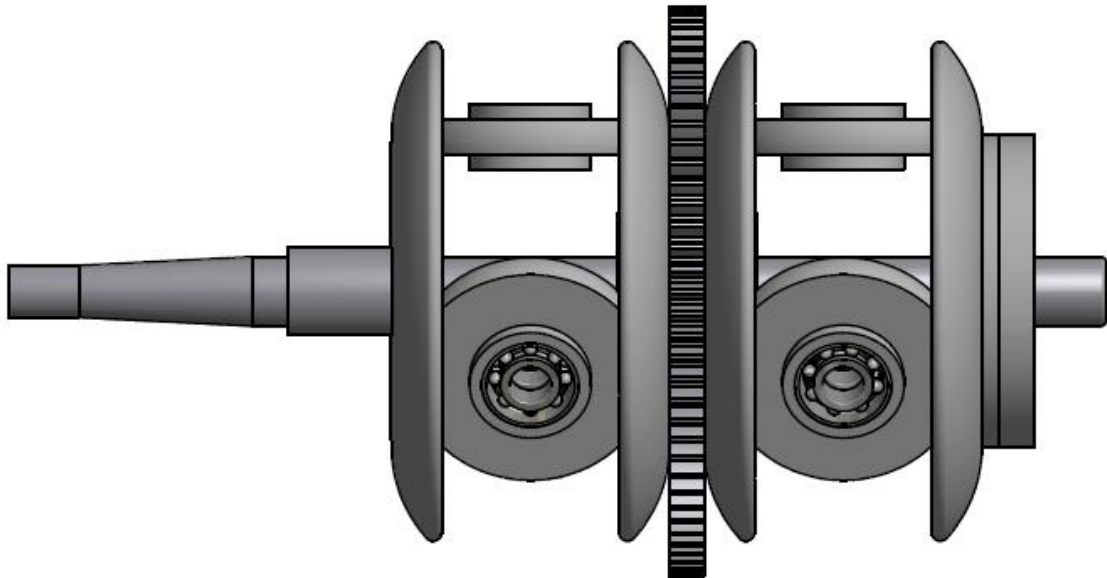


Figura 17. Vista del mòdul TCVT amb una disposició dels rodets a 0°

La relació de transformació més petita que pot oferir el TCVT es demostra a la Figura 18. En aquest cas els rodets es troben inclinats 30° respecte el pla horitzontal però a la inversa que en el primer cas.

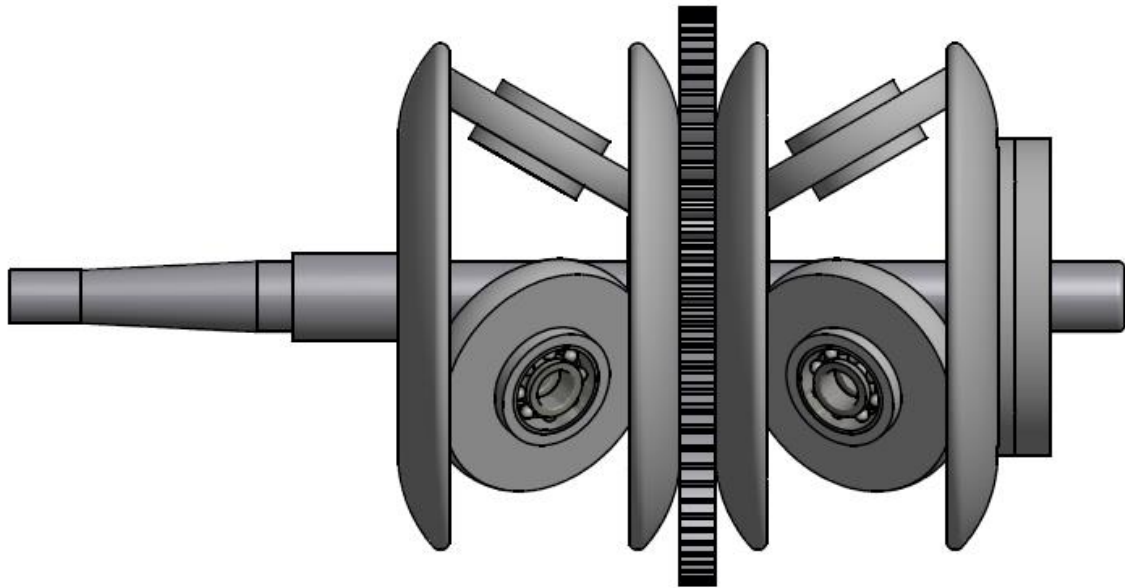


Figura 18. Vista del mòdul TCVT amb la relació de transformació mínima

6.2. Elements de transmissió

El mecanisme de transmissió està format per una etapa d'engranatges rectes, i dos etapes més que es troben duplicades simètricament. La segona etapa es conforma per un disc com element d'entrada de l'etapa, i tres rodets com a element de sortida. La tercera i última etapa, és igual que la segona però a la inversa, els rodets actuen com a elements d'entrada i el disc com a element de sortida.

6.2.1. Engranatges rectes

Aquesta etapa es compon de dos engranatges rectes que permet una separació horitzontal entre eixos. D'aquesta manera podem separar el KERS de la transmissió del cotxe.

A la Figura 19 s'observa la distància horitzontal que hi ha entre els eixos dels dos engranatges rectes.

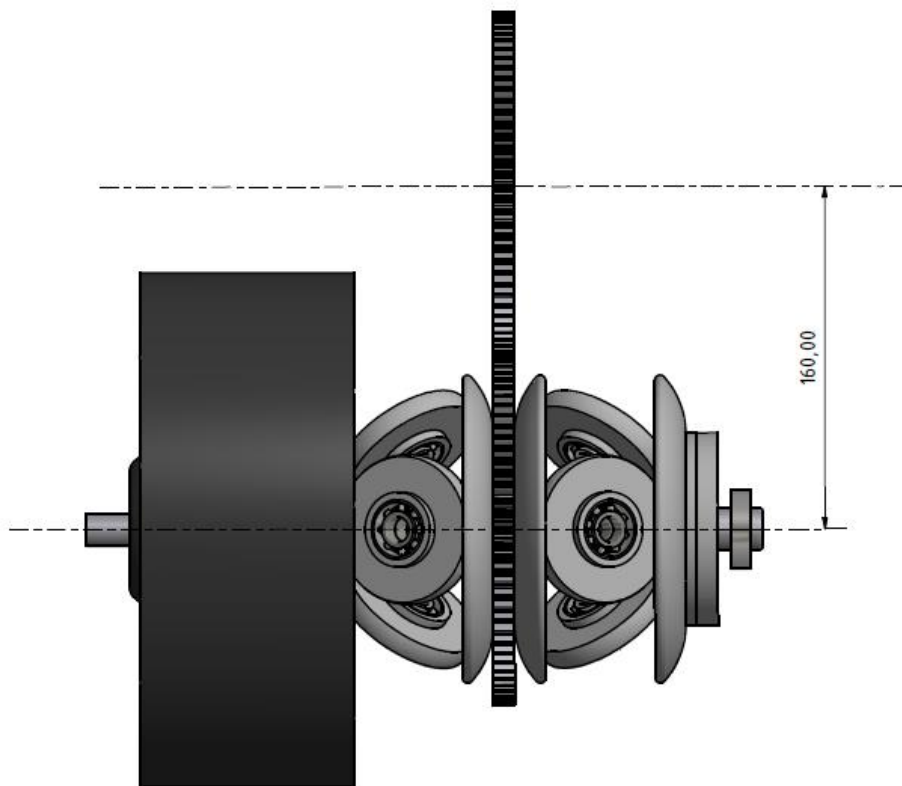


Figura 19. Vista superior del KERS, on s'especifica la distància que hi ha entre els eixos del engranatges rectes

L'etapa d'engranatges no ofereix cap relació de transformació. Ambdós engranatges tenen el mateix nombre de dents i el mateix mòdul.

6.3. Discs toroïdals i rodets

La segona etapa de transmissió està formada per tres elements. Aquesta etapa està doblada simètricament per repartir els esforços i a la vegada anul·lar alguns d'aquests.

Com element d'entrada s'utilitza un disc amb una forma que permet als tres rodets que estan freguen amb aquest, girar i estar sempre en contacte. Els tres rodets són un element entremig que determinen la relació de transformació en funció de l'angle que presenten respecte un pla horitzontal. Finalment, com a element de sortida, trobem un disc com el de l'entrada però girat 180°.

Aquests elements transmeten el moviment mitjançant el fregament entre si. Aleshores és indispensable que no hi hagi cap lliscament entre els rodets i els discs. Per tal de garantir que els rodets no rellisquin, s'ha dissenyat una molla que s'ocupa de crear una força axial a través de tot el conjunt dels discs i els rodets.

A la Figura 20 hi ha una indicació on s'especifica l'emplaçament on està col·locada la molla. Aquesta quedarà fixada entre un dels discs de l'extrem, i un altre peça que estarà fixa a l'eix i no tindrà cap moviment a través de l'eix.

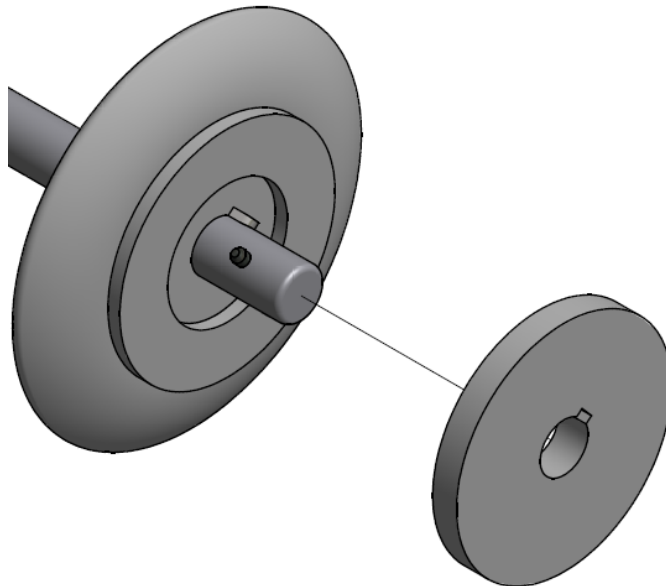


Figura 20. Vista en perspectiva d'un explosionat dels elements entre els quals s'ubica la molla

A continuació a la Figura 21, es dona una vista en secció de l'extrem dret de l'eix. En la imatge, s'observa l'espai que hi ha entre els disc toroïdal i l'element de l'extrem. En aquest espai s'ubica una molla prèviament comprimida que exerceix una força axial al disc toroïdal. Es pot observar que ambdós elements giren solidaris a l'eix mitjançant la mateixa xaveta. L'element negre que travessa l'eix, és un passador que té la funció de que una vegada muntat el disc i la peça de l'extrem, aquets no puguin desplaçar-se al costat esquerre.

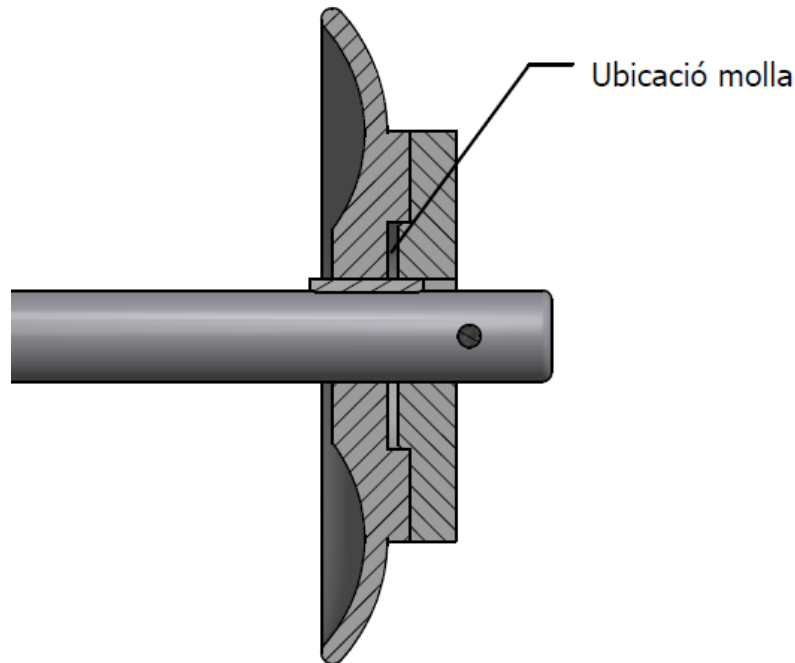


Figura 21. Vista alternativa en perspectiva de l'explosionat del disc de l'extrem i l'element que conté la molla

Com s'ha esmentat anteriorment, la molla provoca una força axial a través dels discs i els rodets. Tenint en compte que el disc extrem dret no pot desplaçar-se a l'esquerra, la força de la molla afecta únicament des del disc de l'extrem dret fins l'esquerra com es veu a la Figura 22.

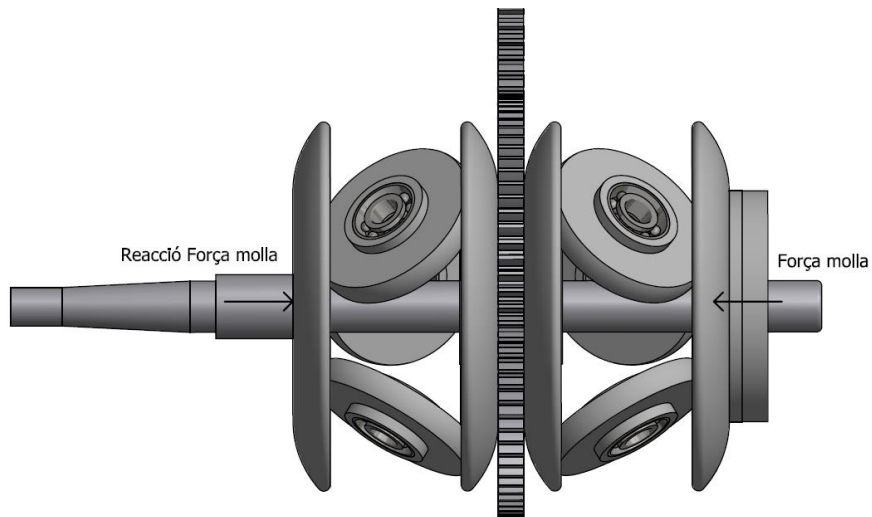


Figura 22. Vista frontal del TCVT, on s'indica quins elements es veuen afectats per la força de la molla

6.4. Braços subjectadors

Els braços subjectadors són l'element clau que permet aconseguir que els rodets puguin girar sobre el seu propi eix, permetent així les diferents relacions de transmissió, com ja s'ha explicat prèviament.

Com podem veure a la Figura 23, els rodets giren sobre dos rodaments angulars d'alta velocitat. Aquets rodaments estan acoblats a un eix que està fixat entre els braços subjectadors.

Els braços subjectadors estan fixats per l'extrem de forma que només poden girar sobre si mateixos. El gir els hi provoca un servomotor extrem electrònicament programat per tal de que els parells generats siguin els calculats.

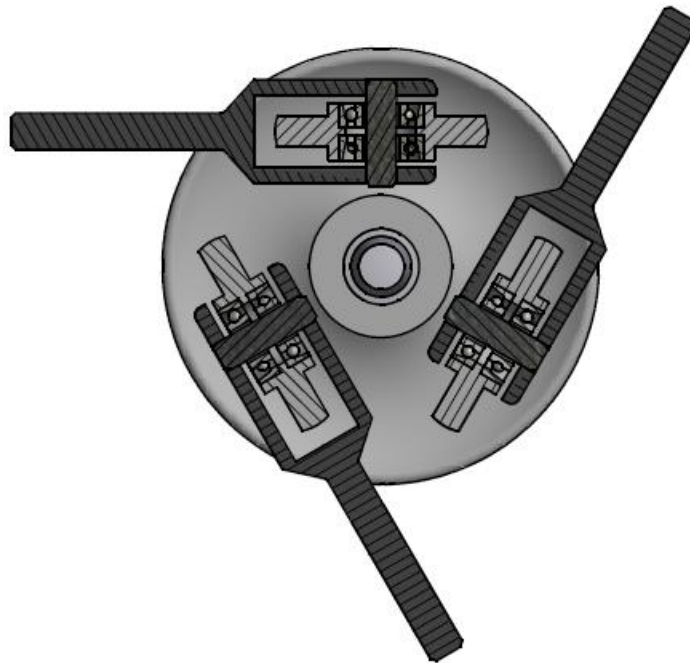


Figura 23. Vista seccionada de la unió entre el braços subjectadors i els rodets.

6.5. Eix

L'eix es l'element que transmet el moviment del volant als discs toroïdals extrems i viceversa. També serveix per a que tots els elements estiguin alineats i recolzats en la mateixa línia. I és l'element que recolza sobre una bancada tot el sistema.

Per aquest motiu s'han dut a terme dos càlculs molt importants per evitar problemes en el funcionament del KERS. En primer lloc, s'ha comprovat que l'eix aguantés les càrregues tant a nivell estàtic com a fatiga. Per altra banda, s'ha dissenyat per evitar problemes en la velocitat crítica.

Com es pot veure a la Figura 24, el nostre sistema pot presentar problemes de velocitat crítica tenint en compte que té una massa a l'extrem de l'eix en voladiu.

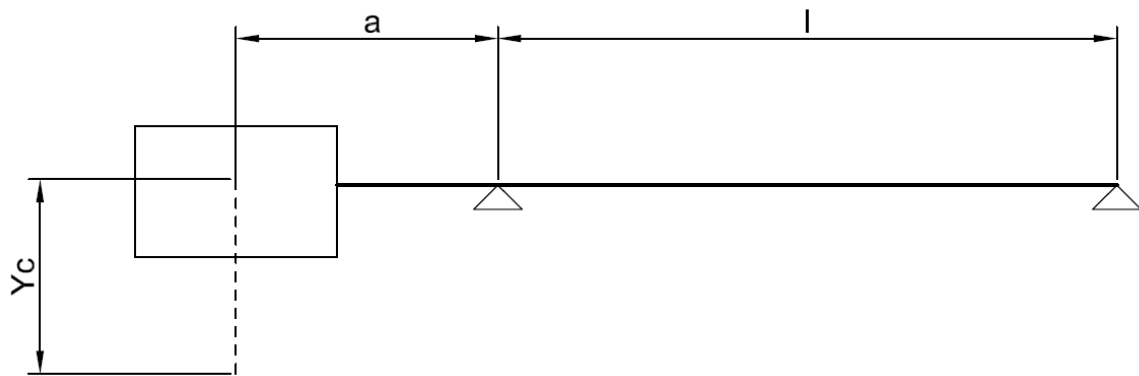


Figura 24. Croquis de l'eix i el volant d'inèrcia on s'especifica la situació dels recolzaments i el voladiu

L'Equació 2 és la que a partir dels paràmetres de l'eix, els recolzaments i la massa, ens dóna la fletxa que pot generar-se en la rotació a altes velocitats

$$y_c = F \cdot \frac{a^2}{2EI} (l + a) \quad (\text{Eq. 2})$$

L'Equació 3 ens permet trobar la velocitat crítica de rotació, és a dir, aquella a la qual el sistema mai pot arribar. En cas d'assolir-la és possible que entri en un estat en què les forces i les inèrcies siguin tan grans que l'eix no sigui capaç de suportar-les.

$$w_c = \sqrt{\frac{g}{y_c}} \quad (\text{Eq. 3})$$

El KERS dissenyat no presentarà cap velocitat crítica, o la presentarà molt pròxima a l'infinit. Ja que s'ha fet coincidir el punt de recolzament del rodament angular amb el centre de gravetat del volant d'inèrcia, tal com es mostra a la Figura 25. Per tal d'aconseguir-ho s'ha utilitzat la forma de z del volant, per desplaçar tota la massa perifèrica en direcció al rodament. Per altra banda, els rodaments angulars en els que es recolza l'eix, s'han muntat en forma d'"O" enlloc de "X",

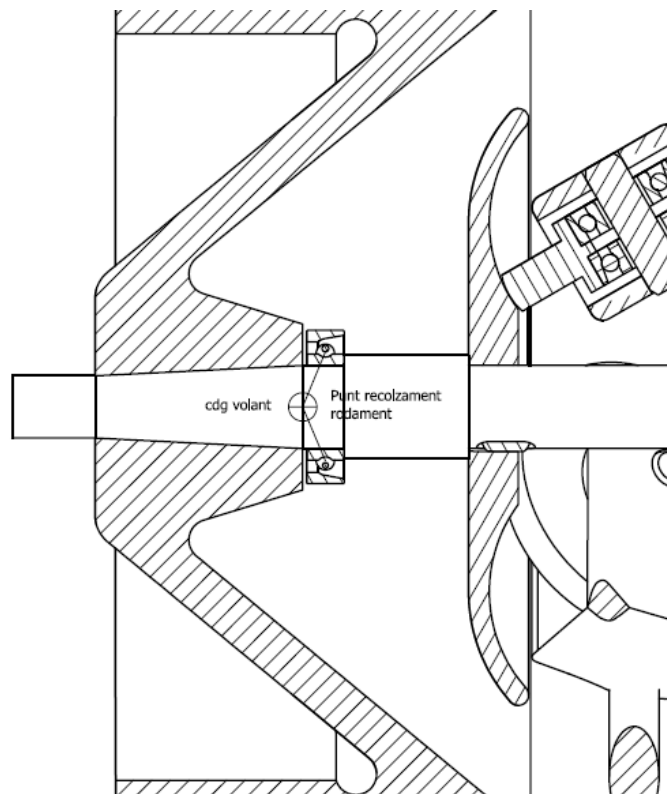


Figura 25. Secció del volant d'inèrcia i el rodament amb que es recolza l'eix. S'indiquen el centre de gravetat del volant i el punt de recolzament del rodament angular en posició "O".

7. CORBES DE VELOCITAT DEL VEHICLE I EL VOLANT

Per tal de simular com és el comportament del vehicle i el KERS una vegada estan funcionant, s'ha procedit a desenvolupar una taula en la que es calculaven els valors de les velocitats del volant i el monoplaça en funció del temps i el parell transmès en l'eix.

A la Figura 26 es pot observar com evolucionen les velocitats al llarg de 1,8 segons, que és el temps que necessita el sistema per dur a terme un cicle de càrrega o descàrrega. En la Figura 26 s'observa un cicle de descàrrega del volant. La velocitat de rotació del disc, és proporcional a la velocitat del vehicle. Tot i que estan relacionades, no són prenen sempre els mateixos valors. En funció de la velocitat a la que es troba el vehicle en el moment de càrrega o descàrrega, la velocitat final serà una o una altra com ja s'ha esmentat en la Taula 1 de l'apartat de 3.1. *Energia i potència del vehicle*.

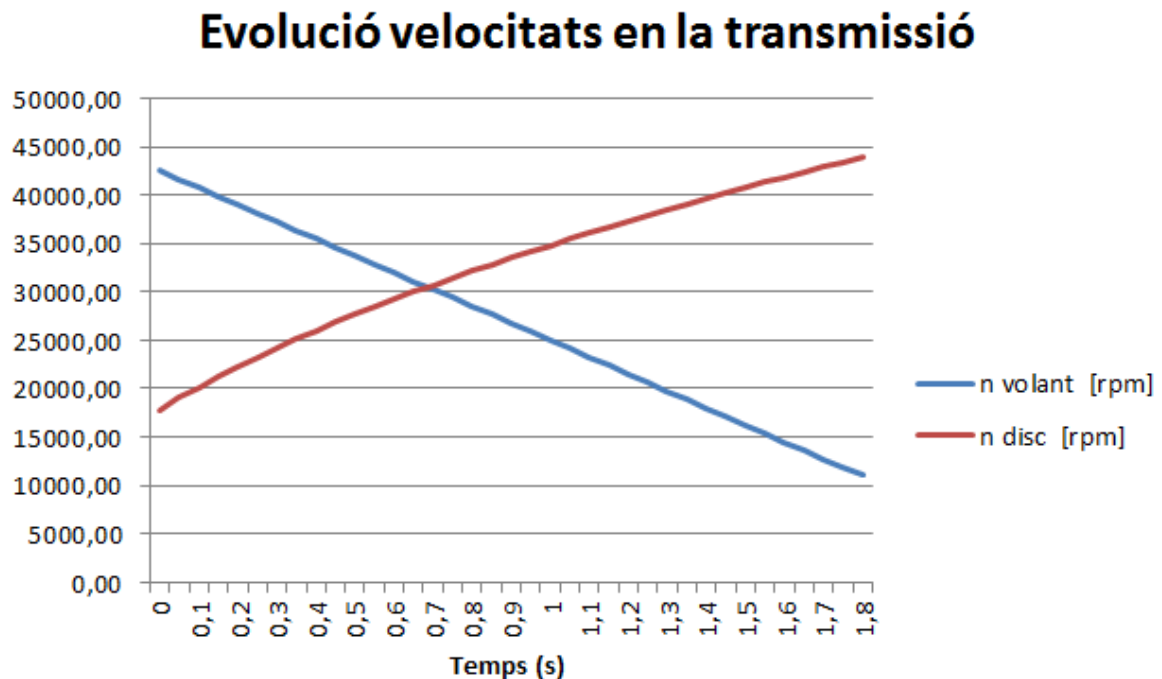


Figura 26. Gràfic de les velocitats del volant i el disc en funció del temps en un cicle de descàrrega.

Els càlculs que s'han dut a terme per generar aquest gràfic estan especificats en l'apartat A.2. de l'Annex A Càlculs tècnics.

8. RESUM DEL PRESSUPOST

En l'elaboració d'aquest projecte s'han tingut en compte les següents partides:

- Elements de compra
- Elements de fabricació, que inclou el material, les operacions que s'hi ha dut a terme, i les hores invertides en la fabricació
- El muntatge del conjunt

A partir de les diferents partides, el pressupost del KERS és de **4609 €**. Quatre mil sis-cents nou Euros.

9. CONCLUSIONS

Un cop finalitzat el projecte del KERS format per un volant d'inèrcia i un mòdul variador, s'ha pogut comprovar que s'assoleixen totes les especificacions que el peticionari demana en l'apartat 1.3.1 *Especificacions*. S'ha aconseguit desenvolupar un acumulador cinètic que és més potent i més lleuger del que en un principi s'esperava.

Partint d'aquestes noves premisses ara es fa necessari un projecte acurat que s'ocupi de la part de control del sistema, així com el tracte dels fluxos energètics entre el KERS i el vehicle en qüestió.

Girona, Juny 2015.

L'enginyer graduat autor del projecte:

Sergi Durban Bosch.

10. RELACIÓ DE DOCUMENTS

Document 1: Memòria descriptiva; Annexes a la memòria

Document 2: Plànols

Document 3: Plec de condicions

Document 4: Estat d'amidaments

Document 5: Pressupost

11. BIBLIOGRAFIA

Llibres:

- Larburu, N. 2011 Máquinas prontuario. Madrid: Paraninfo, 2011.
- FAG, 1999. FAG Rolling Bearings, Catàleg WL 41 520/3 EA. Schweinfurt
- G. NIEMANN H; H. WINTER. 1987 Elementos de màquines, Editorial Labor S.A.

Pàgines web:

- Torotrak Group. Home – Flybird Automotive. [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Abril 2013]. “flybirdsystems.com”
- WIRED. Kers comes to cars as Jaguar tests flywheel hybrid. . [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Març 2013]. “<http://www.wired.com/autopia/2010/10/flywheel-hybrid-system-for-premium-vehicles>”
- Torotrak Group. Torotrak Driving Challenge. . [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Abril 2013]. “www.torotrak.com”
- Cristopher GREENWOOD, et al. Torotrak Infinitely Variable Transmission. [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Febrer 2013]. “<http://www.rexresearch.com/torotrak/torotrak.htm>”
- Ultimate transmissions. Traction Drives and Toroidal Variators. [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Abril 2013]. “http://www.ultimatetransmissions.com/downloads/03.TractionDrive_Toroidal.pdf”
- Lluís Ripoll Masferrer. Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos (2005). [En línia: Juny 2015]. [Consulta: Novembre 2014]. “<http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6415/01LLrp01de01.pdf?sequence=1>”

12. GLOSSARI

KERS: "Kinetic Energy Recovery System". Sistema recuperador d'energia cinètica.

TCVT: "Toroidal continuously variable transmission". Variador de infinites relacions de transmissió.

ANNEX A: CÀLCULS TÈCNICS

A.1: Càlculs del volant d'inèrcia

En aquest apartat s'especifiquen els càlculs duts a terme per tal de saber l'energia que pot acumular el volant d'inèrcia.

L'energia mecànica emmagatzemada depèn de la velocitat angular i de la inèrcia que presenta al gir.

$$Ec = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2 \quad (\text{Eq.4})$$

El moment d'inèrcia es calcula de la següent manera:

$$J = m \cdot r^2 \quad (\text{Eq.5})$$

On:

- M = 3,46 kg
- Radi = 105 mm

La inèrcia resultant és 0,0382 kg·m². L'energia màxima que pot acumular el volant girant a una velocitat màxima de 42500 rpm és de 378,3 kJ.

A.2: Càlcul de les corbes parell velocitat

En aquest apartat s'inclouen els càlculs que s'han utilitzat per elaborar les corbes de velocitat del vehicle i el volant d'inèrcia.

Com a variable d'entrada s'ha escollit el parell al que es veurà sotmès l'eix quan es provoqui un canvi en la relació de transmissió del TCVT. El parell escollit és de 70 N·m.

A partir de l'equació 4. Es calcula l'acceleració o desacceleració que pateix el volant d'inèrcia.

$$T = J \cdot \varepsilon \quad (\text{Eq.6})$$

On:

- $J = 0,0382 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $T = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$

L'acceleració en cas de càrrega i desacceleració en cas de descàrrega és igual a 1832 rad/s^2 .

Una vegada es coneix l'acceleració, es pot trobar la velocitat després d'un instant de temps a partir de l'equació 7.

$$\varepsilon = \frac{w_2 - w_1}{t} \quad (\text{Eq.7})$$

Per tal de trobar l'energia cinètica que rep o dona el volant d'inèrcia, s'utilitza l'equació 8.

$$\Delta E_{c_{volant}} = \frac{1}{2} J (w_2^2 - w_1^2) \quad (\text{Eq.8})$$

L'Energia cinètica que rep el disc o engranatge, com a element d'entrada o sortida del variador, depèn de l'energia que li transmet el KERS més l'energia que li proporciona el motor de combustió interna.

$$\Delta E_{c_{disc}} = \Delta E_{c_{motor}} + \Delta E_{c_{volant}} \quad (\text{Eq.9})$$

L'equació 10 descriu l'energia que rep el vehicle. Aquesta és proporcional a l'energia cinètica de l'engranatge,

$$\Delta E_{c_{vehicle}} = \Delta E_{c_{disc}} = \frac{1}{2} J (w_2^2 - w_1^2) \quad (\text{Eq.10})$$

A.3. Càlcul del elements de transmissió

A.3.1. Càlcul dels discs i els rodets

En aquest apartat es donen els càlculs que verifiquen la resistència superficial dels discs toroïdals i els rodets.

Per tal de dur a terme els càlculs, s'ha utilitzat les equacions de Hertz.

En primer lloc, per poder saber les forces de contacte que exerceixen els diferents elements, cal calcular la molla que s'encarrega de que no hi hagi lliscament entre els discs i els rodets.

$$T_{eix} = T_{rodet} \cdot n_{rodets} \quad (\text{Eq.11})$$

$$T_{rodet} = F_{tangencial} \cdot radi \quad (\text{Eq.12})$$

En el cas més desfavorable, on:

- $T_{eix} = 70 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $N^{\circ} \text{ rodets} = 6$
- Radi (punt de contacte) = 26 mm

La força tangencial que han d'exercir és de 448,7 N.

Per evitar el lliscament es calcula a partir de l'equació 13.

$$F_{tangencial} \leq \mu \cdot N \quad (\text{Eq.13})$$

On:

- $F_{tangencial} = 448,7 \text{ N}$
- Coeficient de fricció estàtic de l'acer = 0,2

La força normal mínima que s'ha d'exercir és de 2244 N. S'escull una normal de 2300 N.

Es col·locarà una molla amb una constant de Hook de 230 N/m. Comprimida 10 mm. Tenint en compte possibles encongiments degut a dilatacions calorífiques i al moviment es considera un encongiment de 10,5 mm.

$$F_{molla} = k \cdot x \quad (\text{Eq.14})$$

La força que exercirà la molla als elements serà de 2415 N. Que donant un factor de seguretat s'arrodoneix a 2500 N.

Per saber la Normal màxima (Q) a la que estaran sotmesos els elements, es calcula el cas més crític mitjançant l'Equació 15.

$$Q_{max} = \frac{Fa}{\cos \alpha_{max}} \quad (\text{Eq.15})$$

On:

- $Fa = 2500 \text{ N}$
- $\alpha_{max} = 30^\circ$

La Q màxima té un valor de 3273 N.

Una vegada coneguda la força normal que exerceixen els elements. Es necessita saber els diferents diàmetres en funció de les múltiples vistes per poder aplicar les equacions de Hertz.

	I	II
Drodet (mm)	30	70
Ddisc1 (mm)	-70	-100

Ddisc2 (mm)	-70	-50
Ddisc3 (mm)	-70	∞

Taula 2. Diàmetres del rodet i el disc toroïdal segons els diagrames de Hertz.

A partir de la Taula 2 es procedirà a calcular 3 casos diferents i comprovar quin és el més desfavorable.

A continuació es calcula la càrrega específica.

$$k_0 = \frac{Q}{D_1^2} \quad (\text{Eq.16})$$

Resultant de l'Equació 14 k_0 3,64 N/mm².

Es calculen 3 casos amb les mateixes dades exceptuant el D_4 :

- Cas 1: $D_4 = -100$
- Cas 2: $D_4 = -50$
- Cas 3: $D_4 = \infty$

$$D_I = \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \quad (\text{Eq.17})$$

$$D_{II} = \frac{D_3 \cdot D_4}{D_3 + D_4} \quad (\text{Eq.18})$$

El quocient entre D_I/D_{II} dona el valor del paràmetre y . L'Equació 19 ens permet calcular la pressió de rodadura de Stribeck (K) per cada un dels casos.

$$K = \frac{Q}{\left(\frac{D_I}{y}\right)^2} \quad (\text{Eq.19})$$

Els resultats per cada cas és:

- Cas 1: 0,43 N/mm²
- Cas 2: 0,27 N/mm²
- Cas 3: 4,2 N/mm²

El valor de pressió de rodadura de Stribeck més elevat és : 4,2 N/mm². A partir d'aquest es trobarà de quin material s'han de fabricar els elements tenint en compte la seva duresa.

A la Figura 19 es dóna un gràfic on podem trobar el material i la duresa Brinell dels elements que es necessiten en funció de dos paràmetres: la pressió de rodadura (K) i el nombre de passades (N) és a dir les revolucions que es desitja que puguin fer durant la vida útil de l'element.

A partir dels valors:

- K=4,2 N/mm²
- 9·10⁶ revolucions

La corba 6 es troba per sobre les 5,76 N/mm² a les 10⁶ revolucions. Tenint en compte que ja es deixa un marge d'error, el material escollit hauria de ser un acer amb unes propietats semblants al Si – Mn – St 85 – 90, i amb una duresa igual o superior a 255 HB.

A.3.2. Engranatges

En aquest apartat es durà a terme el càlcul per comprovar si els engranatges poden suportar les càrregues a flexió i per contacte.

L'engranatge a estudiar serà només un ja que les dos rodes tenen el mateix radi i el mateix nombre de dents.

L'engranatge té 80 dents i és de mòdul 2. A partir de l'Equació 20 podem trobar que els eu diàmetre és de 160 mm.

$$Dp = z \cdot m \quad (\text{Eq.20})$$

L'etapa d'engranatges està connectada a una etapa TCVT, això dóna lloc a que els parells i les velocitats de l'engranatge variïn en funció del temps. A l'Equació 21, es calcula el parell mig.

$$T_{mig} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{1}{2} \left(T_v \cdot i + \frac{T_v}{i} \right) \quad (\text{Eq.21})$$

El parell mig calculat és de 98 N·m. La força tangencial és de 1250 N.

Per tal de calcular la tensió a flexió s'utilitza l'Equació 22.

$$\sigma(\text{flexió}) = \frac{Wt \cdot k_0 \cdot k_v \cdot k_s \cdot k_m}{F \cdot m_t \cdot J} \quad (\text{Eq.22})$$

Per tal de comprovar es necessita l'Equació 21 que ens dona la tensió màxima a flexió que pot aguantar.

$$\sigma_{all} = \frac{St \cdot Y_N}{Sf \cdot k_T \cdot k_R} \quad (\text{Eq.23})$$

Es calculen tots els coeficients a partir de les fórmules que es donen a les Equacions 22,23 i 24:

$$k_v(\text{rectificat}) = \sqrt{\frac{5,6 + \sqrt{v}}{5,6}} \quad (\text{Eq.24})$$

$$k_m = 1 + Cmc \cdot (Cpf \cdot Cpm + Cma \cdot Ce) \quad (\text{Eq.25})$$

$$Cma = A + B \cdot F + C \cdot F^2 \quad (\text{Eq. 26})$$

El següents valors s'utilitzen per calcular la tensió a flexió que suporta a l'Equació 20:

- $K_0 = 1$
- $K_v = 1,99$
- $K_s = 1$
- $Cmc = 1$
- $Cpf = 0,025$
- $Cpm = 1$
- $Cma = 0,07$
- $Ce = 0,8$
- $K_m = 1,08$
- $J = 0,445$

Per fer el càlcul de la tensió màxima a flexió que pot aguantar es necessiten les següents dades per substituir a l'Equació 23:

Tenint en compte que la velocitat de rotació mitja són 33000 rpm i que es desitja que les hores de rodatge siguin 20 dies durant 5 hores al dia, els cicles estimats són $1,98 \cdot 10^8$ revolucions.

- $St = 400 \text{ MPa}$
- $Y_N = 0,95$
- $K_T = 1$
- $K_R = 1$

Per tal de dur a terme la comprovació es calcula l'Equació 27:

$$Sf = \frac{\sigma_{all}(flexió)}{\sigma(flexió)} \quad (\text{Eq. 27})$$

D'on:

- $\sigma_{all} = 342 \text{ MPa}$
- $\sigma = 301,85 \text{ MPa}$

El coeficient Sf té un valor de 1,25 per tant l'engranatge aguantarà a flexió.

Per tal de dur a terme el càlcul per comprovar si les dents de la roda aguanten el contacte, s'han de calcular la tensió a la que és sotmesa la dent (Equació 28) i s'ha de calcular la tensió màxima per contacte que poden aguantar les dents (Equació 29).

$$\sigma(\text{contacte}) = C_p \cdot \sqrt{\frac{Wt \cdot k_0 \cdot k_v \cdot k_s \cdot k_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I}} \quad (\text{Eq. 28})$$

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot k_T \cdot k_R} \quad (\text{Eq. 29})$$

A continuació es calculen els paràmetres que no s'han calculat prèviament i són necessaris per resoldre l'Equació 28:

- $C_p = 191 (\text{MPa})^{1/2}$
- $C_f = 1$
- $m_G = 1$
- $I = 0,08$

Els següents paràmetres permeten resoldre l'Equació 29:

- S_c (acer trempat i revingut) = 1100 MPa
- $Z_N = 0,9$
- $C_H = 1$

$$S_H = \left[\frac{\sigma_{all}(contacte)}{\sigma(contacte)} \right]^2 \quad (\text{Eq. 30})$$

D'on:

- $\sigma_{all} = 990 \text{ MPa}$
- $\sigma = 260,8 \text{ MPa}$

El coeficient S_H té un valor de 14,4 així doncs, l'etapa d'engranatges està comprovada tant a tensió com a flexió.

A.4: Càlcul de l'eix

En aquest apartat es duen a terme els càlculs de l'eix. Es comprova que l'eix aguantí la flexió i la torsió. I s'elabora el càlcul de la velocitat crítica de l'eix

Mitjançant el programa SAP2000 s'han extret els diagrames de moments flectors i torçors. La Figura 27 dona els diagrames dels moments flectors corresponents a l'eix z. Aquesta càrrega correspon a la força tangencial que exerceix l'engrenatge a l'eix.

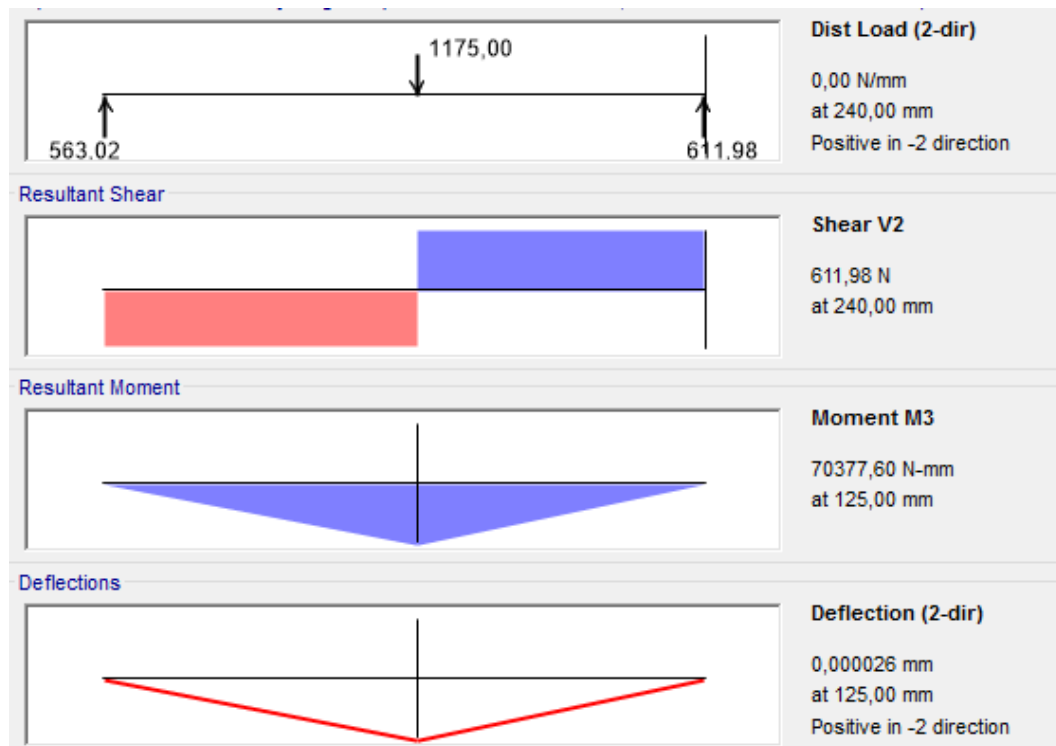


Figura 27. Esquema de forces en l'eix z, diagrama de tallants i moment flectors en l'eix z elaborats amb el programa SAP2000.

La Figura 28 ens dona el diagrama de moments flectors respecte l'eix y que pateix l'eix. Aquesta càrrega correspon a la força radial que exerceix l'engranatge a l'eix.

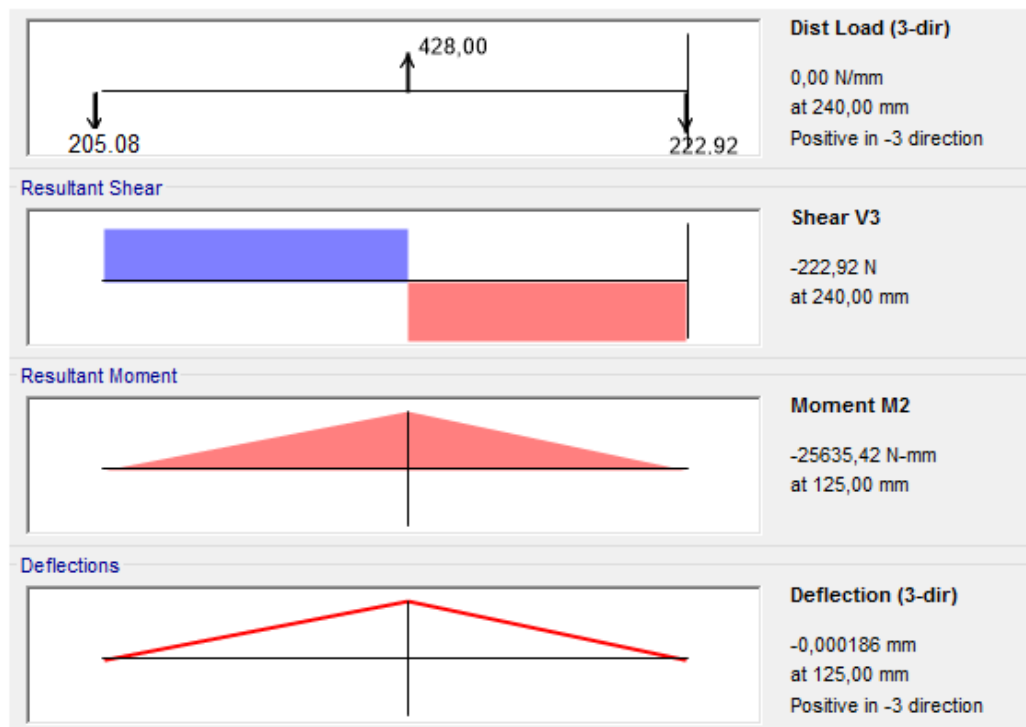


Figura 28. Esquema de forces en l'eix y, diagrama de tallants i moment flectors en l'eix y elaborats amb el programa SAP2000.

La Figura 29 dona els diagrama de moments torçors de l'eix. Els torçors es generen en els moments de càrrega o descàrrega del volant d'inèrcia. Els generen els discs toroïdals extrems a l'eix.

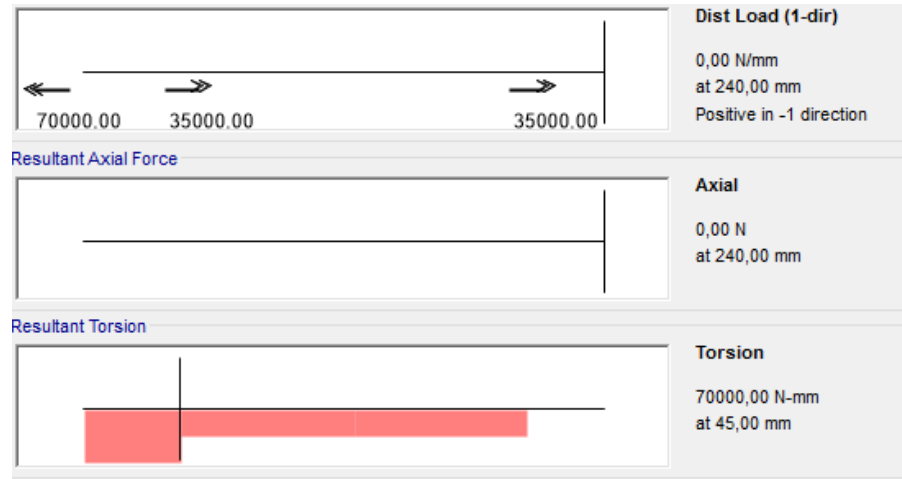


Figura 29. Esquema de torçors (eix x), diagrama de moment torçors elaborats amb el programa SAP2000.

El càlcul a resistència de l'eix, es tindrà en compte en dos seccions diferents:

- Secció A: es pren el punt on el moment en l'eix z és màxim i el torçor la meitat.
 - $M_z = 70370 \text{ N}\cdot\text{mm}$
 - $T = 35000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Secció B
 - $M_z = 25380 \text{ N}\cdot\text{mm}$
 - $T = 70000 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Per dur a terme la comprovació de l'eix, s'ha d'avaluar en el cas estàtic, verificant l'Equació 26, i en el cas dinàmic, verificant l'equació 32 de Goodman.

$$\frac{1}{n_e} = \frac{16}{\pi d^3 \cdot S_y} \sqrt{4M^2 + 3T^2} \quad (\text{Eq. 31})$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4\left(\frac{k_f \cdot Ma}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{k_{fs} \cdot Ta}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{k_f \cdot Mm}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{k_{fs} \cdot Tm}{S_e}\right)^2} \quad (\text{Eq. 32})$$

Els valors per resoldre l'Equació 31 són:

- $d = 20 \text{ mm}$
- $S_y = 420 \text{ MPa}$

Els valors per resoldre l'Equació 32 són:

- $S_e = 262,81 \text{ MPa}$
- $k_f = k_{fs} = 1$

El resultat de la secció A al càlcul estàtic, dona un coeficient n_e de 4,3. El resultat és correcte.

Avaluant la secció A de l'eix en el càlcul a fatiga, prenent Ma i Mm com a 35185 N·mm i Tm i Ta com a 17500 N·mm, el resultat n_f és igual a 3,81. El resultat és correcte.

Seguint el mateix criteri per la secció B, el càlcul estàtic dona un resultat n_e de 5,02. El resultant també és correcte.

Pel càlcul a fatiga de la secció B, es prenen com a valors de Ma i Mm 12690 N·mm i Tm i Ta el valor de 35000 N·mm. El resultat de n_f és igual a 4,44. El resultat és correcte, en conseqüència, la comprovació de l'eix ja està duta a terme

A.5. Càlcul dels rodaments

Per dur a terme el càlcul dels rodaments s'han complir o resoldre les Equacions 33, 34

$$C_0 > F_{radial} \quad (\text{Eq. 33})$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (\text{Eq. 34})$$

A.5.1. Rodaments d'alta velocitat A HSS719 (recolzament eix)

Són els rodaments utilitzats en els recolzaments de l'eix a la bancada. Estan muntatges en "O". Tenint en compte les forces que exerceix l'engranatge sobre l'eix, i en conseqüència sobre els rodaments, el rodament que més força ha de suportar, rep una càrrega axial de 665 N. La força axial que han de suportar és nul·la.

Tenint en compte que la $C_0 = 2850$ N i la $C = 3900$ N, i que té una velocitat de rotació mitja de 26000 rpm. El rodament podrà aguantar les càrregues a nivell estàtic, i el temps que s'estima de treball serà de 129,3 hores. La velocitat màxima que permet el rodament, és de 50.000 i la velocitat màxima a la que gira l'eix és de 42000 rpm.

A.5.2. Rodaments d'alta velocitat A HSS719 (recolzament engranatge)

Els mateixos rodaments seran utilitzats per muntar l'engranatge de la peça central sobre l'eix. Les càrregues són les mateixes: força tangencial i normal de l'engranatge. Tenint en compte que les velocitats de gir són les mateixes que l'eix. El càlcul és pràcticament el mateix que els rodaments que recolzen l'eix sobre la bancada.

A.5.3. Rodaments de bola B7001C (Rodets)

La força axial sumada a la força radial que reben aquests rodets, és equivalent a una força resultant de 1250 N. Tenint en compte que la C_0 del rodament és 1375 N, el rodament podrà aguantar les càrregues estàtiques. Per altra banda, la velocitat de gir mitja del rodet és de 26285 rpm. Elaborant el càlcul a fatiga, el resultat del temps de funcionament és de 65,2 hores.

Els rodaments dels rodets, seran els elements que marcaran el manteniment del KERS, ja que són els que tenen la vida útil més petita.