

Escola Universitària Politécnica de Mataró

Centre adscrit a:



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA

Enginyeria Mecànica

**Estudi de les reaccions en una bancada de proves de motors alternatius
de combustió interna sotmesa a vibracions.**

Memòria

**Elm Aubà Gomis
Ponent: Pablo Genovese**

Primavera 2015



Tecnocampus
Mataró-Maresme

Agraïments

Vull agrair la realització d'aquest projecte als companys de AVL Iberica, que em van donar l'oportunitat de desenvolupar aquest projecte i el material necessari per dur-lo a terme.

Resum

Trobar un mètode senzill i compatible amb les eines de les que disposa l'empresa, per analitzar els efectes de les vibracions causades pels motors alternatius de combustió interna en els bancs de proves. I així poder-ne veure els punts crítics, i en cas que sigui necessari, poder-los millorar durant la fase de disseny preliminar en CAD.

Resumen

Encontrar un método sencillo y compatible con las herramientas con las que cuenta la empresa para analizar los efectos de las vibraciones causadas por motores alternativos de combustión interna en los bancos de prueba. Y de este modo, poder ver sus puntos críticos y, en caso que sea necesario, poder mejorarlos durante la fase de diseño preliminar en CAD.

Abstract

Find a simple method and compatible with the tools available in the company to analyze the effects of vibrations caused by alternative internal combustion engines into the test benches. And by this, be able to check their critical points and, in case is needed, be able to improve the design during the preliminary phase in CAD.

Índex.

Agraïments	iii
1.Objectius.....	1
1.1 Propòsit.....	1
1.2 Finalitat.....	1
1.3 Objecte.....	1
1.4 Abast.....	1
2. Base teòrica.....	3
2.1 Introducció a la teoria de vibracions.....	3
2.2 Freqüències naturals	4
2.3 Formes modals.....	6
2.5 Massa modal efectiva	6
2.4 Classificació de les vibracions.....	6
2.5 Amortiment.....	9
2.6 Vibracions en motors de combustió	12
2.7 Vibracions sobre els bancs de prova	16
2.8 Mètode d'elements finits	21
2.8.2 Mallat	22
2.8.3 Solvers d'anàlisi	25
2.8.4 Estàtica lineal, dinàmica lineal i dinàmica no lineal	27
3 Antecedents	31

4.Especificacions tècniques	35
4.1 Software i Hardware	35
4.2 Bancada	36
4.3 Dinamòmetre o fre dinamomètric	37
4.4 Amortidors.....	38
5. Desenvolupament del projecte.....	41
5.1 Preparació del model de la bancada	41
5.2 Estudi de freqüències pròpies	44
5.2.1 Resultats.....	47
5.3 Masses i forces remotes	49
5.4 Estudi de freqüència estàtic	55
5.4.1 Resultats.....	56
5.5 Estudi d'història-temps a partir del estudi de freqüències.....	59
5.5.1 Resultats.....	64
5.6 Gràfiques de resposta en un punt del sòlid	67
5.7 Comparació entre estudi estàtic i estudi historia-temps	69
5.8 Preparació de l'assemblatge	70
5.8.1 Modelització de l'eix.	72
5.8.2 Acoblament	75
5.9 Estudi harmònic sense amortidors	75
5.9.1 Introducció de les vibracions a l'estudi	76
5.9.2 Propietats de l'estudi harmònic	78

5.9.3	Mallat	79
5.9.4	Resultats	80
5.10	Estudi harmònic amb amortidors	81
5.10.1	Tria de l'amortidor	81
5.10.2	Canvis en l'assemblatge	82
5.10.3	Introducció de l'amortidor	83
5.10.4	Resultats	84
5.11	Comparació entre estudis harmònics amb i sense amortidors	85
6.	Impacte mediambiental	91
7.	Conclusions	93
8.	Referències	95

Índex de figures.

Figura 2.1 sistema massa-molla-amortidor	4
Figura 2.2 Vibració periòdica.....	8
Figura 2.3 Vibració aleatòria.....	8
Figura 2.4 Vibració simple	8
Figura 2.4 Vibració composta	9
Figura 2.5 Paràmetres d'una vibració lliure no amortida	9
Figura 2.6 Gràfica d'oscil·lació per diferents valors d'amortiment	11
Figura 2.7 Comparació entre sistema amortit i no amortit	12
Figura 2.8 Graus de llibertat de vibracions d'un motor.....	12
Figura 2.9 Paràmetres d'un sistema pistó-biela-manivela.....	13
Figura 2.10 Esquemàtic d'un motor recolzat sobre elàstics	17
Figura 2.11 relació entre freq. natural i deflexió estàtica	18
Figura 2.12 relació entre amplitud relativa i freq. relativa sense amortiment.....	19
Figura 2.13 Relació entre transmissibilitat i freq. en oscil·lacions amortides per diferents valors de C (gràfica logarítmica).....	20
Figura 2.14 Bancada mallada amb SW	22
Figura 2.15 exemple de malla gruixuda	23
Figura 2.16 exemple de malla fina	23
Figura 2.17 Comparació entre malla estàndard i malla per curvatura.....	24
Figura 2.18 Comparació de peça sense i amb controls de mallat aplicats.....	24

Figura 2.19 exemple de gràfica de material lineal.....	27
Figura 2.20 Comparació de gràfiques per a anàlisis lineal i no lineal.....	29
Figura 3.1 Una sala per a proves de motors annexada a la sala de control.	31
Figura 4.1 Taula de possibilitats d'anàlisi i simulació de SW	35
Figura 4.2 model CAD de la Bancada C2	36
Figura 4.3 Plànols de la bancada C2.....	37
Figura 4.4 Diagrama de potencia del Dinamòmetre APA202.....	38
Figura 5.1 Llibreria de materials del SW	42
Figura 5.2 Localització de l'operació "combinar"	43
Figura 5.3 Tria de l'estudi de freqüència.....	44
Figura 5.4 Tipus de fixacions	45
Figura 5.5 Localització dels forats a la base de la bancada.....	45
Figura 5.6 Visualització dels forats amb fixació	46
Figura 5.7 Definició de la subjecció de la base	46
Figura 5.8 Opcions de l'estudi i participació de masses.....	47
Figura 5.9 primers 4 resultats de l'estudi	48
Figura 5.10 Assemblatge del conjunt	49
Figura 5.11 Esquemàtic d'una transf. directa	50
Figura 5.12 Esquemàtic d'una connexió rígida	51
Figura 5.13 Menú de la càrrega remota.....	52
Figura 5.14 Contacte amb el dinamòmetre.....	52

Figura 5.15 Contacte amb la protecció	53
Figura 5.16 Visualització de les masses remotes	53
Figura 5.17 Selecció unitats del moment.....	54
Figura 5.18 Visualització de les masses i el moment remot.....	54
Figura 5.19 Primeres 4 formes modals	56
Figura 5.20 Primeres 4 freq. modals.....	56
Figura 5.21 Primeres 4 formes modals	57
Figura 5.22 Primeres 4 freq. modals.....	57
Figura 5.23 Primeres 4 formes modals	58
Figura 5.24 Primeres 4 freq. modals.....	58
Figura 5.25 Copiar estudi	59
Figura 5.26 Elecció d'estudi historia-temps	60
Figura 5.27 Corba en el temps per defecte	61
Figura 5.28 Aproximació realitzada amb l'excel	62
Figura 5.29 Introducció de l'aproximació al SW	62
Figura 5.30 Opcions dinàmiques	63
Figura 5.31 Introducció de l'amortiment modal.....	64
Figura 5.32 Primeres 4 formes modals	65
Figura 5.33 Primeres 4 freq. modals.....	65
Figura 5.34 Menú de resultats	65
Figura 5.35 Traçat de tensions màximes	66

Figura 5.36 Traçat de desplaçaments màxims.....	66
Figura 5.37 Visualització d'un punt sobre el sòlid.....	67
Figura 5.38 Opcions d'un sensor.....	68
Figura 5.39 Selecció de sensor per a grafica	68
Figura 5.40 Exemple de gràfica en un sensor.....	69
Figura 5.41 Model original i model simplificat.....	72
Figura 5.42 Reemplaçament de massa	72
Figura 5.43 Subjecció de l'eix.....	73
Figura 5.44 Cap del cardan de l'eix.....	73
Figura 5.45 Creu del cardan de l'eix	74
Figura 5.46 Peça central de l'eix	74
Figura 5.47 Eix assembletat	74
Figura 5.48 Conjunt de sòlids assembletats	75
Figura 5.49 Triar estudi harmònic	76
Figura 5.50 Introducció vibracions.....	78
Figura 5.51 Propietats de l'estudi	79
Figura 5.52 Límits de freqüència de l'estudi.....	79
Figura 5.53 Tensions màximes sense amortidors.....	80
Figura 5.54 Model i vista de l'amortidor.....	81
Figura 5.55 Especificacions de l'amortidor.....	82
Figura 5.56 Divisió de les superfícies	82

Figura 5.57 Propietats del vicle molla.....	83
Figura 5.58 Forma modal 1 amb antivibradors	84
Figura 5.59 Tensions màximes sense amortidors.....	85
Figura 5.60 Tensions màximes amb amortidors.....	85
Figura 5.61 Selecció de node per gràfica	86
Figura 5.62 Gràfica d'estudi sense amortidors.....	87
Figura 5.63 Traçat de desplaçaments freq. modal 7	88
Figura 5.64 Traçat de desplaçaments freq. modal 5	88
Figura 5.65 Gràfica d'estudi amb amortidors.....	89

Índex de taules.

Taula 2.1 forces i parells d'inèrcia	15
Taula 5.1 Primeres 4 freq. modals de la bancada	48
Taula 5.2 Valors estàndards d'amortiment.....	64
Taula 5.3 Llistat de freq. modals	87

Glossari de termes.

CAD	Computer-aided design
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
SW	SolidWorks
FEM	Finite Element Method
SIMD	Single Instruction Multiple Data
SSE	Streaming SIMD Extension
GGD	Graus De Llibertat
SDF	Single Degree of Freedom

1. Objectius.

1.1 Propòsit

Desenvolupament d'un mètode d'anàlisi de vibracions en models CAD.

1.2 Finalitat

Aconseguir analitzar i preveure, de manera relativament senzilla i ràpida, les vibracions a que seran sotmeses les bancades de proves de motors de combustió interna amb els seus models CAD dibuixats en Solidworks. Estudiar els resultats i poder aconsellar canvis en el disseny en cas que fossin necessaris, com per exemple la inclusió d'amortidors.

1.3 Objecte

Simulació per ordinador amb el mètode FEM, on es puguin observar els efectes de les vibracions. Les freqüències modals de les peces, les seves tensions màximes. I poder comparar el disseny d'una instal·lació sense amortidors, amb els resultats de la mateixa si incorpores amortidors.

1.4 Abast

El mètode d'anàlisi que es desenvolupi ha de poder ser utilitzat en tots els dissenys que l'empresa porti a terme. Tot i així, el que ens ocuparà majoritàriament durant aquest projecte serà un cas en concret d'una bancada ja fabricada i col·locada en les instal·lacions del client. Aquesta bancada en concret ha estat donant problemes de vibració excessiva i es vol comprovar si el problema es la geometria de la bancada a la vegada que es desenvolupa un mètode d'anàlisi per als següents encàrrecs.

D'aquesta manera els estudis es realitzaran sobre un model de la bancada comentada abans, i els resultats que obtindrem seran sobre la mateixa, tot i que no es descarta realitzar algun estudi sobre altres bancades, siguin de disseny propi o hagin sigut fabricades per segons, amb la finalitat de poder comparar resultats o reafirmar que el mètode que s'està seguint es vàlid també per altres bancades.

Es començarà per realitzar estudis sobre la bancada per separat. L'objectiu del projecte, i per tant el seu abast, serà realitzar estudis integrant en el model el dinamòmetre i la protecció de l'eix, ja que ambdós van recolzats sobre la bancada i influeixen molt sobre les reaccions que aquesta pugui tenir. Si s'avança a bon pas, però, serà útil anar afegint elements al anàlisi i veure fins a quin punt les possibilitats de càlcul del SW ens permeten ampliar l'estudi. Els elements que son interessants d'afegir al anàlisi són l'eix d'unió entre motor i dinamòmetre, seguit del motor i altres elements entremitjos.

Així doncs es començarà per estudiar les freqüències modals i formes modals de la bancada, primer de forma estàtica, i després de forma dinàmica, es a dir, a través del temps amb variació de torque provinent del eix d'unió amb el motor.

Després es trobarà la manera d'introduir les vibracions a les que podria estar sotmesa la bancada a l'hora de provar motors en el banc de proves, i així veurem si hi ha problemes de tensions excessives en l'estructura degudes a aquestes vibracions.

Un cop fet això, es trobarà la manera d'introduir en l'estudi amortidors entre bancada i dinamòmetre. La qüestió és que la bancada ha sigut instal·lada sense cap tipus d'amortidor de vibracions, i es per això que interessa veure la diferencia entre el comportament de la bancada amb i sense amortidors col·locats. Així doncs haurem de trobar uns amortidors adequats per al cas que ens ocupa, i trobar la manera d'incloure'ls en el estudi; ja sigui modelant l'amortidor per complet i atorgant-li propietats mecàniques adients al material del que està compost, o substituint-los per restriccions d'unió en l'estudi. El que sigui més pràctic pel dissenyador a l'hora de dur a terme l'estudi.

Finalment s'obtidran els resultats dels esforços suportats per la bancada degut a tots els elements, forces i moviments que suporta; amb i sense amortidors inclosos. D'aquesta manera es farà visible si realment es necessari canviar el disseny introduint amortidors, o si pel contrari, el disseny pot aguantar perfectament i per tant, no cal gastar recursos en introduir canvis en la instal·lació.

2. Base teòrica

2.1 Introducció a la teoria de vibracions

Les vibracions mecàniques són el moviment de vaivé que exerceixen les partícules d'un cos a causa d'una excitació, al voltant d'una posició d'equilibri.

Tots els cossos que posseeixen massa i elasticitat són capaços de vibrar. Així doncs, totes les màquines i estructures experimentaran vibracions d'algun tipus, ja que és impossible aïllar-les totalment d'excitacions exteriors. Per tant, en el disseny s'ha de tenir en compte aquest efecte dinàmic, ja que ocasionarà un augment de les forces i tensions que els elements de l'estructura patiran durant el seu funcionament normal.

Una vibració es produeix quan el sistema en qüestió és desplaçat del seu punt d'equilibri. El sistema tendeix a retornar a la seva posició d'equilibri, sota les forces de restitució elàstica i gravitacional, movent-se d'un cantó a un altre fins a restablir la posició d'equilibri. L'interval de temps necessari per a què el sistema efectui un cicle complet de moviment s'anomena període de vibració. El nombre de cicles per unitat de temps defineix la freqüència; i el desplaçament màxim del sistema des del seu punt d'equilibri es denomina amplitud. Els dos factors numèrics descriptius més importants de les vibracions mecàniques són l'amplitud i la freqüència. L'amplitud descriu la "severitat" de la vibració, mentre que la freqüència descriu el ràtio d'oscil·lació (com de freqüent és la vibració en el cos).

Els sistemes oscil·latoris poden classificar-se com a lineals o no lineals. Per als sistemes lineals les tècniques matemàtiques per al seu tractament estan ben desenvolupades (lleis de Hooke). Pel contrari, les tècniques per l'anàlisi de sistemes no lineals són més complicades i no molt conegudes.

Existeixen dues classes de vibracions: les lliures i les forçades. Qualsevol sistema elàstic pot tenir una vibració lliure a conseqüència d'un impuls inicial, on el moviment serà mantingut únicament per les forces de restitució del sistema. Aquest sistema en vibració lliure vibrarà en una de les seves freqüències naturals dependent de la seva distribució de masses i rigidesa.

Quan al sistema se li apliquen forces perturbadores externes, com en el cas d'un motor de combustió interna, s'ocasionarà una vibració forçada. Quan l'excitació és oscil·latòria, ja sigui periòdica o no, el sistema es troba obligat a vibrar a la freqüència de l'excitació, si aquesta coincideix amb una de les freqüències naturals del sistema, es produeix l'efecte anomenat ressonància. En estat de ressonància es dona lloc a oscil·lacions d'amplitud excessiva que ocasionen grans deformacions i tensions que poden arribar a provocar danys o inclús trencament en els sòlids que pateixen aquestes tensions. Per tant, serà necessari conèixer aquestes freqüències naturals particulars de la nostra estructura, que és el banc de proves, per tal d'evitar-ne les condicions de ressonància. [1] [2] [3]

2.2 Freqüències naturals

D'una estructura física se'n pot fer un model simplificat en forma de molles, masses i amortidors. Com el del següent exemple:

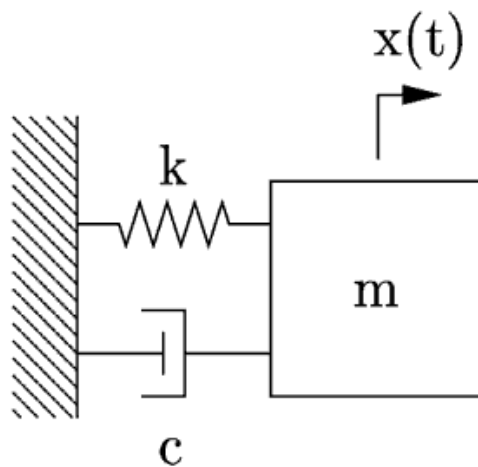


Figura 2.1 sistema massa-molla-amortidor

Els amortidors absorbeixen l'energia, però les molles i masses no. Si a un sistema com l'anterior s'elimina l'amortidor, obtenim que, al aplicar-li energia en forma de moviment, la molla i la massa actuen un amb l'altre formant un sistema en ressonància en la seva freqüència natural característica. La freqüència natural d'un sistema molla-massa sense amortiment es dona en la següent equació:

$$\eta_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

On:

η_n = freqüència natural [Hz]

k = la constant de rigidesa de la molla [N/m]

m = massa [Kg]

Observant la fig. (2.1) es pot veure que si la rigidesa de la molla augmenta, la freqüència natural també augmentarà, en canvi, si la massa augmenta, la freqüència disminuirà.

L'equació de la freqüència natural d'un oscil·lador harmònic simple també es pot escriure d'aquestes maneres:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad \text{ó} \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

On ω_n és la freqüència natural expressada en rad/s.

En el cas d'un sistema amb amortiment, com tenen tots els sistemes físics, la seva freqüència natural serà una mica més baixa i dependrà de la quantitat d'absorció d'energia de l'amortidor.

El nombre de sistemes molla-massa-amortidor que formen un sistema mecànic, s'anomenen graus de llibertat, i l'energia de vibració que s'introdueixi es distribuirà entre els graus de llibertat en quantitats que dependran de les freqüències naturals i de l'amortiment, així com de la freqüència de la font d'energia.

Per aquesta raó, les vibracions no es distribueixen de forma uniforme en tota l'estructura. Per exemple les vibracions generades per un motor resultaran en una vibració mesurable en el cigonyal del motor, però si l'estructura que el sustenta té un grau de llibertat amb una freqüència natural pròxima a les revolucions del motor, el seu nivell de vibració pot ser molt alt, tot i que aquest punt pot estar situat a gran distància del motor, productor de la vibració d'excitació. Cal tenir això en compte quan s'avaluen

les vibracions, ja que aquestes es propaga durant llargues distàncies i pot ser destructiva inclús en un punt de l'estructura allunyat de la font de vibracions.

2.3 Formes modals

Una forma modal d'un sistema en oscil·lació és un patró de moviment en el qual totes les parts del sistema es mouen sinusoidalment amb la mateixa freqüència i amb una relació de fase fixa. El moviment descrit per les formes modals és el moviment en ressonància.

Cada freqüència natural d'un element compta amb la corresponent forma modal. Un objecte físic, des de un edifici o pont fins a una molècula, té una quantitat infinita de formes modals que depenen la seva estructura, materials i condicions de contorn.

2.5 Massa modal efectiva

La massa modal efectiva associada a una forma modal, està relacionada amb la quantitat de moviment que absorbeix el sistema quan es mou segons un determinat mode. Es pot dir que és la quantitat de massa del sòlid que es mouria quan es deforma segons un determinat mode.

D'aquesta manera, una forma modal amb massa modal efectiva alta contribueix de forma significativa a la resposta, mentre que si és molt baixa, aquest mode no és molt important a l'hora de representar la resposta del sistema.

A l'hora de realitzar els estudis de freqüències modals, es considera que pel sistema que s'està estudiant, el sumatori de masses modals efectives de totes les freqüències modals que es tenen en compte ha de ser més del 85% del total.

2.4 Classificació de les vibracions

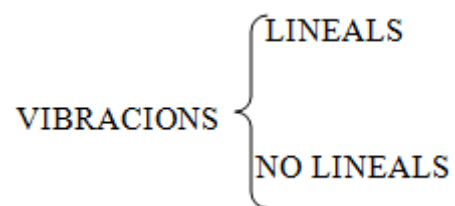
Tota màquina en funcionament, per molt ben dissenyada i equilibrada que estigui, veurà sotmès a vibracions a tots els seus elements.

Això vol dir que el fenomen de les vibracions no es pot eliminar mai. Totes les petites desalineacions, folgances o defectes dels elements en moviment de la màquina, són fonts internes d'excitació de vibracions per a tot el conjunt de la màquina.

El problema de les vibracions pot provocar que, o bé, s'alteri el funcionament normal d'operació de la màquina provocant desajustaments entre els elements causant pèrdua de rendiment i un augment del soroll, i en el cas que la vibració sigui molt intensa es pot esdevenir la falla estructural i el col·lapse de la màquina o estructura que la sustenta.

Les vibracions es poden classificar de varies maneres, segons el concepte pel que ens regim.

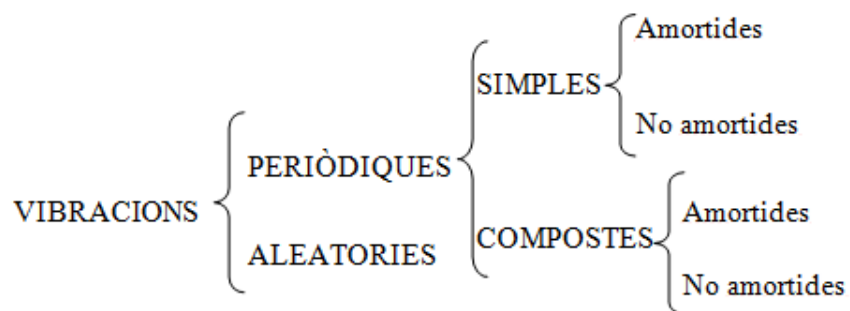
Una classificació podria ser:



Per un sistema vibrant linealment, regeix el principi de superposició i les tècniques matemàtiques són relativament senzilles i estan ben desenvolupades. Pel contrari, les tècniques per sistemes no lineals són més complicades i difícils d'aplicar.

Els sistemes tendeixen a tornar-se no lineals quan creix l'amplitud de la seva oscil·lació.

També es pot establir una classificació de la següent manera:



La vibració pot ser periòdica o aleatòria. La vibració periòdica està caracteritzada per tenir un període molt ben definit. En canvi, hi ha vibracions que no tenen una forma d'ona o un període de repetició característic definit, aquestes últimes són les anomenades vibracions aleatòries.

En les següents figures es poden comparar dos exemples dels tipus d'ones descrits anteriorment:

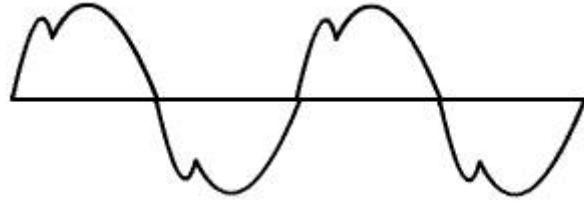


Figura 2.2 Vibració periòdica

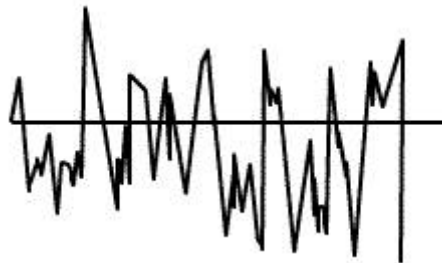


Figura 2.3 Vibració aleatòria

En el cas de la vibració periòdica, aquesta pot ser simple o composta. Es denomina vibració simple quan en l'espectre apareix una sola freqüència, d'aquesta manera podem dir que es tracta d'una vibració simple perquè està composta només per una ona. En canvi, si apareixen dos o més freqüències en l'espectre de la vibració, aquesta serà composta.

En les següents figures es poden comparar dos exemples dels tipus d'ones descrits anteriorment:

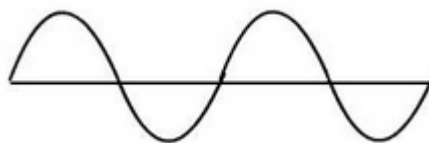


Figura 2.4 Vibració simple

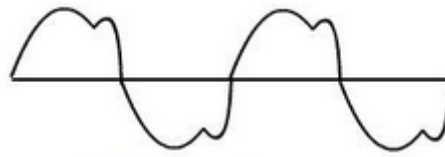


Figura 2.4 Vibració composta

Tota vibració periòdica pot ser descomposta en termes de vibracions simples. Així doncs, una vibració composta, en general, es pot establir matemàticament com la suma de finits o infinits modes propis.

Finalment, les vibracions poden ser amortides o no amortides. Tot sistema oscil·latori real està sotmès a un cert grau d'amortiment degut a la fricció i altres tipus de resistències internes del propi material, tota vibració "lliure" acabarà sent amortida. El cas en què no fos amortida seria degut a una aportació d'energia externa, és a dir, una vibració forçada.

2.5 Amortiment

Una vibració no amortida tindrà sempre la mateixa amplitud i no serà dissipada.

En la següent figura podem veure la forma d'una vibració lliure no amortida:

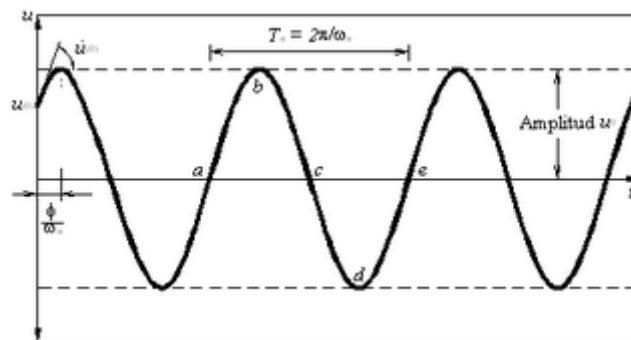


Figura 2.5 Paràmetres d'una vibració lliure no amortida

Com podem observar en 2.5 la amplitud (u) és constant a través del temps.

L'equació que representa el moviment d'un sistema lineal sense amortiment i que no està sotmès a cap força externa és:

$$m \cdot \ddot{u} + k \cdot u = 0 \quad (2.3)$$

$$\ddot{u} + \omega_n^2 \cdot u = 0 \quad (2.4)$$

on ω_n és la freqüència natural en vibració lliure del sistema:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

L'equació de moviment per a un sistema lineal amortit en vibració lliure és:

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = 0 \quad (2.6)$$

Si es divideix per la massa, s'obté:

$$\ddot{u} + 2\varepsilon\omega_n\dot{u} + \omega_n^2u = 0 \quad (2.7)$$

On:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_{cr}} \quad (2.8)$$

On C_{cr} és l'amortiment crític:

$$c_{cr} = 2m\omega_n = 2\sqrt{km} = \frac{2k}{\omega_n} \quad (2.9)$$

El coeficient d'amortiment crític i la relació d'amortiment són els paràmetres que determinen el tipus de moviment del sistema.

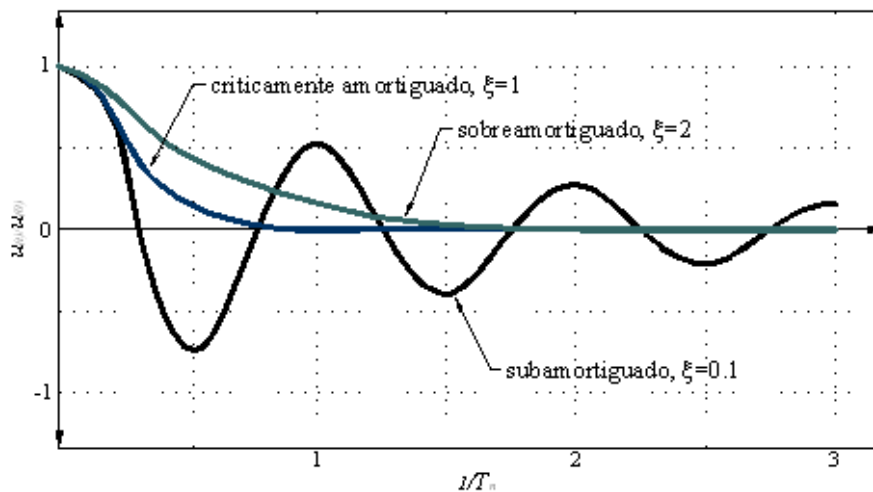


Figura 2.6 Gràfica d'oscil·lació per diferents valors d'amortiment

La fig. 2.6 grafica el moviment $u(t)$ degut a un desplaçament inicial $u(0)$ per a tres valors diferents de la relació d'amortiment.

- Si $C = C_{cr}$ el sistema retorna a la seva posició inicial d'equilibri sense oscil·lar, per tal raó és anomenat sistema críticament amortit.
- Si $C > C_{cr}$ el sistema no oscil·la però retorna al seu punt d'equilibri de forma lenta. Per això és anomenat sistema sobre-amortit.
- Si $C < C_{cr}$ el sistema oscil·la al voltant de la seva posició d'equilibri amb una amplitud que decreix progressivament i és anomenat sistema sub-amortit.

El coeficient d'amortiment crític s'anomena així degut a que és un valor de C que inhibeix completament la oscil·lació i representa la línia divisòria entre moviment oscil·latori o mono-oscil·latori.

La majoria d'estructures com ponts i edificis, o en el cas d'aquest projecte, una bancada posseeixen una relació d'amortiment que les cataloga com a sistemes sub-amortits, per aquesta raó aquests sistemes s'estudien amb major preferència. [4]

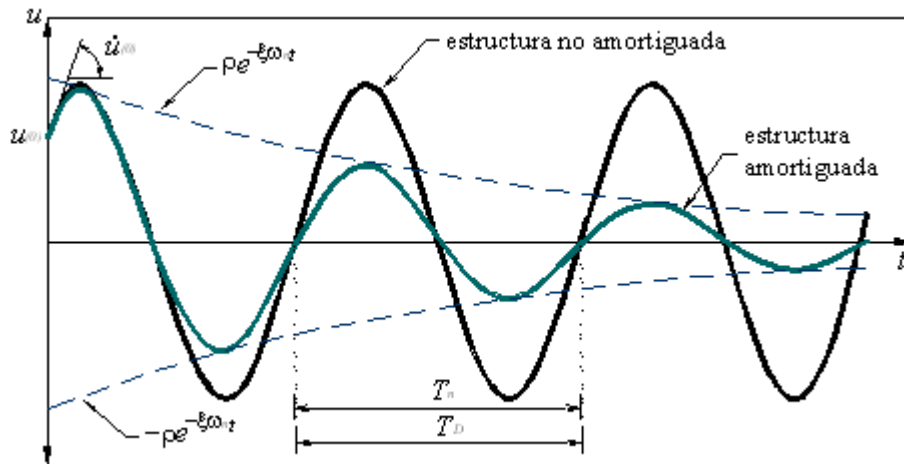


Figura 2.7 Comparació entre sistema amortit i no amortit

2.6 Vibracions en motors de combustió

En un motor, la vibració la produeixen els pistons en moviment. El més comú són els motors d'un o diversos cilindres en línia, per tant ens centrarem en aquests casos.

Podem considerar que un motor té 6 graus de llibertat de vibracions en els eixos ortogonals al seu centre de gravetat, és a dir, vibracions lineals en cada eix i rotació també en cada eix.

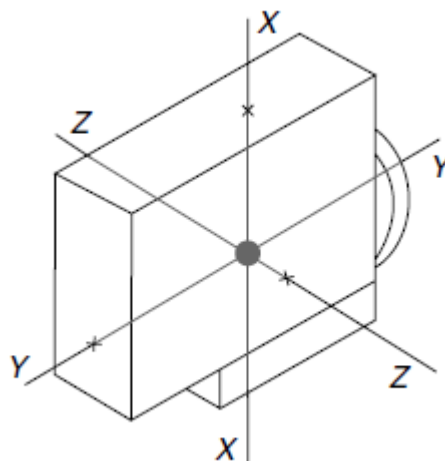


Figura 2.8 Graus de llibertat de vibracions d'un motor

En la pràctica, només 3 d'aquests tipus de vibració són importants:

1. Oscil·lacions verticals en l'eix X a causa de forces verticals no compensades.

2. Rotació en l'eix Y degut a variacions de torque.
3. Rotació en l'eix Z a causa de forces verticals desequilibrades en diferents plans transversals.

En el disseny i fabricació d'un motor de combustió, les masses en rotació són acuradament equilibrades, però les forces periòdiques degut a les masses en moviment alternatiu, no es poden evitar.

El sistema cigonyal-biela-pistó està sotmès a forces periòdiques en la línia d'acció del pistó, donades aproximadament per:

$$f = m_p \omega_c^2 r \cos \theta + \frac{m_p \omega_c^2 r \cos 2\theta}{n} \quad \text{on } n = \frac{l}{r} \quad (2.10)$$

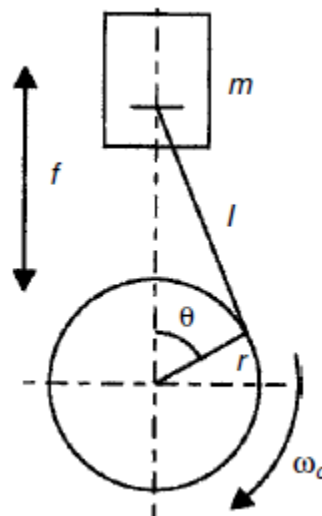


Figura 2.9 Paràmetres d'un sistema pistó-biela-manivela

En (2.10) m_p representa la suma de la massa del pistó i, per convenció, un terç de la massa de la biela (els altres dos terços es consideren centrats en l'eix del cigonyal)

El primer terme de (2.10) representa les forces d'inèrcia de primer ordre. És equivalent al component de la força centrífuga en la línia d'acció, generada per una massa m_p concentrada en l'eix del cigonyal i girant a la velocitat del motor. El segon terme sorgeix de l'obliquïtat de la biela i és equivalent al component de la força en la línia

d'acció generada per una massa $m/4n$ situada en el radi del cigonyal, però girant a dos vegades la velocitat de rotació del motor.

Aquestes forces alternes d'inèrcia apareixen quan el motor està equilibrat estàticament, es a dir, es manté quiet en qualsevol posició angular si el subjectem pel seu eix de rotació. Però quan gira, apareixen una sèrie de forces alternes que és necessari contrarestar. Es denominen forces alternes d'inèrcia de primer ordre a les que giren a la mateixa velocitat que el cigonyal, i s'eliminen mitjançant contrapesos però què poden generar parells de forces contràries que a vegades poden ser inclús pitjor.

Les de forces segon ordre giren a doble velocitat que el cigonyal, i s'equilibren segons el nombre i disposició dels cilindres. Per exemple, en un sis cilindres en línia, les forces de segon ordre s'anul·len entre elles, però en un quatre cilindres en línia, estan totes en el mateix sentit.

Les forces d'inèrcia de major ordre (3x, 4x, etc., la velocitat del cigonyal) també són generades, però normalment es poden menysprear.

La següent taula mostra les forces i parells d'inèrcia de primer i segon ordre per motors d'1 a 6 cilindres.

First order forces						
Second order forces						
First order couples						
Second order couples						

Taula 2.1 forces i parells d'inèrcia

Cal notar els següents fets:

- En els motors d'un cilindre, les forces tant de primer com de segon ordre són desequilibrades.
- Per un major nombre de cilindres, les forces de primer ordre estan equilibrades.
- Per motors de dos i quatre cilindres, les forces de segon ordre estan desequilibrades i se sumen.
- No hi ha parells en un motor d'un sol cilindre.
- Els motors de 6 cilindres són plenament equilibrats.
- En motors de 5 cilindres, hi ha un parell de primer ordre petit i un parell de segon ordre més gran.

Quan el motor es troba muntat en un banc de proves, i connectat a un dinamòmetre, les variacions de torque tenen com a conseqüència una reacció igual i oposada sobre el

motor, que tendeix a produir rotació de tot el bloc motor sobre l'eix de rotació del cigonyal. L'ordre d'aquestes pertorbacions, és a dir, la proporció entre la freqüència de la pertorbació i la velocitat de rotació del motor; és en funció dels cicles del motor i el nombre de cilindres. En un motor de 4 temps, l'ordre més baix es igual a la meitat de cilindres, això vol dir que en un motor d'un cilindre hi haurà un parell de pertorbació a la meitat de la velocitat del motor; i en un motor de 6 cilindres la freqüència de pertorbació més baixa serà a 3 vegades la velocitat del motor. En un motor de 2 temps, l'ordre més baix serà igual al nombre de cilindres. [5] [6] [7]

2.7 Vibracions sobre els bancs de prova

El principal problema en el disseny de bancs de proves per a motors és el fet d'assegurar que els moviments del motor i les forces transmeses als perifèrics com a resultat les forces i parells inevitables que s'han descrit en el punt anterior, es mantenen a nivells acceptables.

En el cas de motors per a vehicles, és habitual fer ús de les mateixes muntures flexibles en els mateixos punts de recolzament que trobaríem en el vehicle, tot i així, aquesta pràctica no assegura una solució satisfactòria, ja que en el vehicle les muntures connecten amb una estructura relativament lleugera, mentre que en la cèdula de prova les muntures estan unides a una bancada massissa o inclús a un bloc sísmic.

Els motors, en la majoria de casos, estaran suportats per quatre o més muntures flexibles en un sol pla per sota del motor.

Considerarem el cas més simple per donar un cop d'ull a la teoria necessària per a calcular les vibracions en un banc de proves, un motor de massa m Kg suportat per unes muntures sense amortiment d'una rigidesa k N/m.

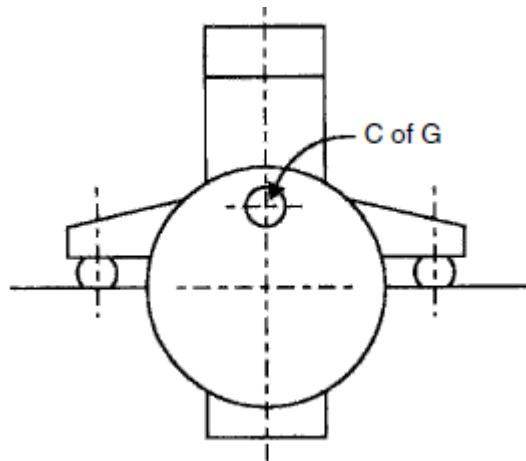


Figura 2.10 Esquemàtic d'un motor recolzat sobre elàstics

Les equacions diferencials que defineixen el moviment de la massa es igual a la força exercida per la molla en les muntures amb l'acceleració de la massa:

$$\frac{md^2x}{dt^2} + kx = 0 \quad (2.11)$$

Una solució és

$$x = \text{const} \tan t \cdot \sin \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t \quad (2.12)$$

$$\frac{k}{m} = \omega_n^2 \quad \text{freqüència natural} = \eta_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.13)$$

La deflexió sota la força de la gravetat = mg/k ens porta a una expressió molt convenient per a la freqüència natural de vibració:

$$\eta_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\text{deflexió estàtica}}} \quad (2.14)$$

Si la deflexió estàtica és en mil·límetres:

$$\eta_n = \frac{15.76}{\sqrt{\text{deflexió estàtica}}} \quad (2.15)$$

La relació entre freqüència natural i deflexió estàtica la podem veure en la següent gràfica:

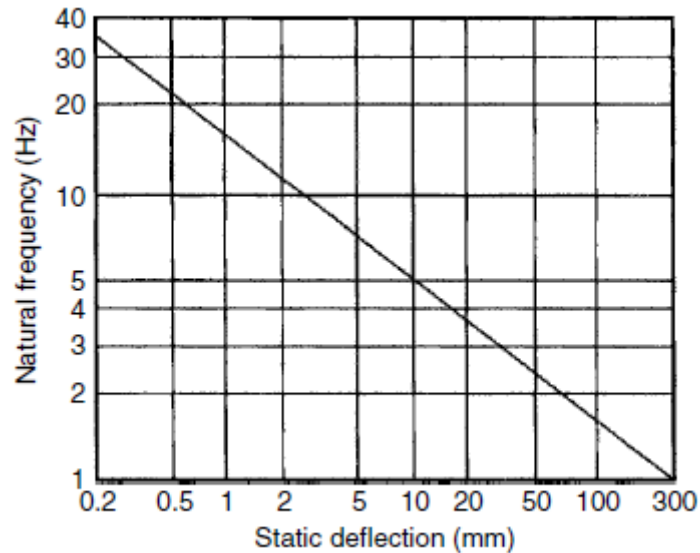


Figura 2.11 relació entre freq. natural i deflexió estàtica

Tot seguit considerem el cas on la massa m està sotmesa a una força d'excitació d'amplitud f i freqüència $\omega/2\pi$. L'equació de moviment equivaldrà:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = f \sin \omega t \quad (2.16)$$

En la solució, l'amplitud d'oscil·lació ve donada per:

$$x = \frac{f/k}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \quad (2.17)$$

Aquí f/k és la deflexió estàtica de les muntures sota l'aplicació d'una càrrega f . En la següent gràfica podem veure l'expressió anterior en termes de la relació entre freqüències i amplitud. En el cas de un sistema sense amortiment es pot observar que l'amplitud esdevé teòricament infinita en el punt de ressonància, és a dir, en la solució de l'equació en que la freqüència d'excitació i la freqüència natural son de mateix valor.

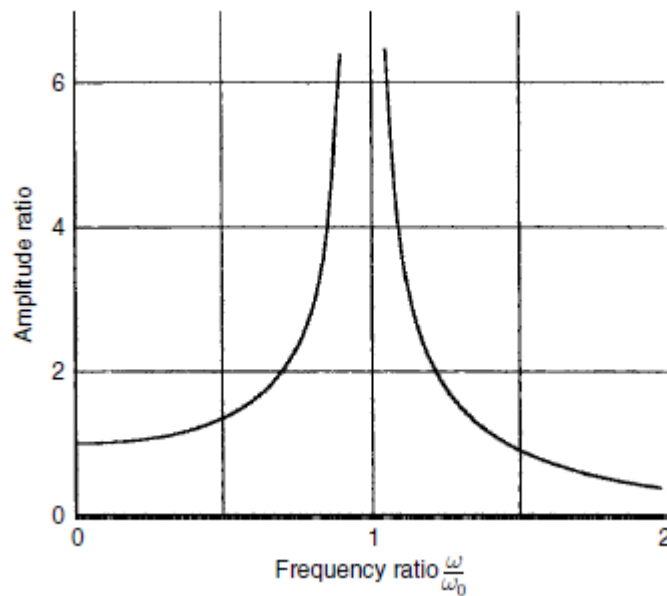


Figura 2.12 relació entre amplitud relativa i freq. relativa sense amortiment

Si les muntures combinen molles amb elements viscosos que proveeixen amortiment, l'equació del moviment és:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = f \sin \omega t \quad (2.17)$$

On c es el coeficient d'amortiment. La solució és:

$$x = \frac{f/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \frac{\omega^2 c^2}{mk\omega_n^2}}} \sin(\omega t - A) \quad (2.18)$$

Si definim un amortiment C adimensional:

$$C^2 = \frac{c^2}{4mk} \quad (2.19)$$

Llavors podem escriure:

$$x = \frac{f/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4C^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}} \sin(\omega t - A) \quad (2.20)$$

(quan $C=1$ ens trobem en condicions d'amortiment crític on, si la massa és desplaçada i alliberada, tornarà a la seva posició original sense balanceig).

L'amplitud de l'oscil·lació ve donada per la primera part de l'expressió anterior:

$$\begin{aligned} \text{amplitud} \\ = \frac{f/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4C^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}} \end{aligned} \quad (2.21)$$

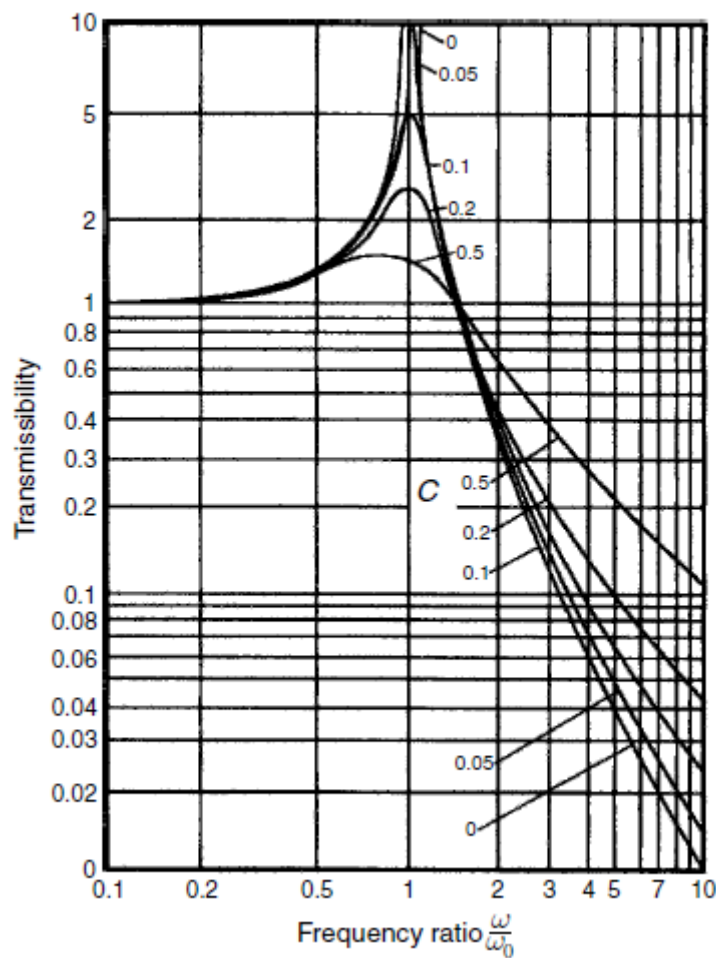


Figura 2.13 Relació entre transmissibilitat i freq. en oscil·lacions amortides per diferents valors de C (gràfica logarítmica)

En la fig. 2.12 s'observa la corba pel cas d'un sistema sense amortiment, en la fig. 2.13 la traçada per alguns valors de C .

L'angle de fase A es el valor de l'angle pel que el moviment de la massa s'avança o s'enredereix respecte a la força d'excitació. És donat per l'expressió:

$$A = \tan^{-1} \frac{2C}{\frac{\omega_n}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_n}} \quad (2.22)$$

A freqüències baixes, A és zero, i la massa es mou al mateix ritme (en fase) amb la força d'excitació. Incrementant la freqüència el moviment de la massa s'enredereix incrementant l'angle, arribant a 90° en estat de ressonància. A altes freqüències el símbol de A canvia, i la massa s'avança a la força d'excitació, apropant-se a 180° a altes proporcions de ω/ω_n .

Així doncs, el rol de l'amortiment queda clar observant la fig. 2.13. Limita la perillosa amplitud de vibració en l'estat de ressonància. [7]

2.8 Mètode d'elements finits

El mètode dels elements finits (FEM, de l'anglès Finite Element Method) és un mètode numèric emprat en la resolució d'equacions diferencials molt utilitzat en diversos problemes d'enginyeria, com és un anàlisi de tensions o anàlisi estàtic.

El mètode es basa en dividir el cos o geometria a estudiar en múltiples parts de petita grandària denominades elements. Els elements comparteixen entre ells punts comuns d'intersecció denominats Nodes.

Els programes basats en FEM formulen equacions diferencials que regeixen el comportament de cadascun dels elements tenint en compte la seva connectivitat amb els demés elements a través dels nodes. Les equacions emprades defineixen els desplaçaments de cadascun dels nodes i permet calcular les deformacions unitàries en les diferents direccions i les tensions resultants. Finalment, el post-processat representa el model tridimensional amb una gama de colors que indiquen les tensions i deformacions sofertes sota les condicions de contorn definides (subjeccions, material i càrregues). [8][9]

2.8.2 Mallat

El mallat és una operació que divideix el model en porcions més petites denominades elements, que a la vegada es troben connectats a altres elements adjacents a través de punts o nodes.

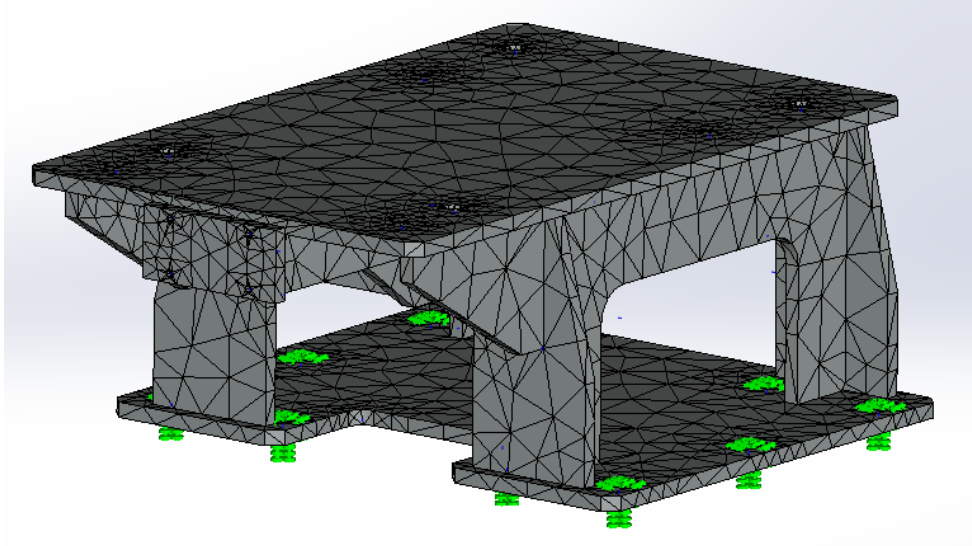


Figura 2.14 Bancada mallada amb SW

El mètode d'elements finits (FEM) resol equacions diferencials sobre cada un dels nodes del model mallat i estén la solució, de forma aproximada i mitjançant interpolació, a la resta de punts que no son nodes.

Solidworks Simulation te l'avantatge d'estimar de forma automàtica la mida mitjana de la malla (nombre d'elements i nodes) en funció de les dimensions i de la forma geomètrica del model. Tot i això, és més recomanable que en anàlisis previs es defineixi una malla més gruixuda (major mida dels elements) per a obtenir solucions més ràpides, i finalment, quan es desitja incrementar la precisió dels resultats, s'utilitzi una mida més petita.

Per a elements 3D, el tipus de elements generats en el procés de mallat son sòlids tetraèdrics. [10]

Densitat de malla. Una de les propietats del mallat que s'ha de controlar és la seva densitat. Aquest paràmetre es pot variar dins del solidworks utilitzant el cursor dins del property manager del mallat de la fig. 2.15 i 2.16; movent-lo cap a l'esquerra

s'incrementa la mida global dels elements (malla gruixuda) mentre que cap a la dreta disminueix la mida (malla fina). Un mallat fi millora la qualitat i incrementa el nombre d'elements. És important utilitzar aquesta densitat en peces geomètricament complexes. La malla gruixuda és recomanable quan tant sols és necessari realitzar una avaluació ràpida del model.

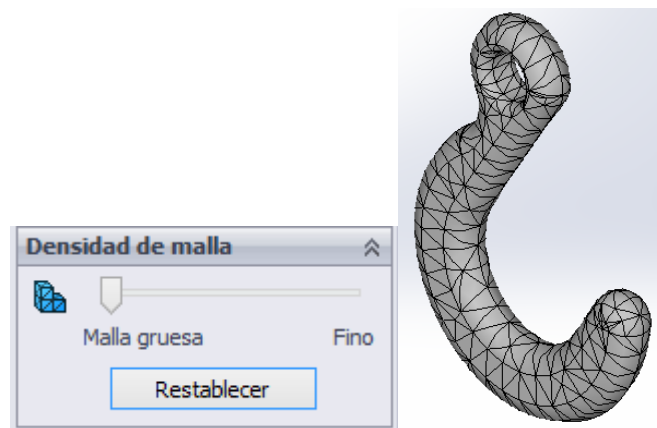


Figura 2.15 exemple de malla gruixuda

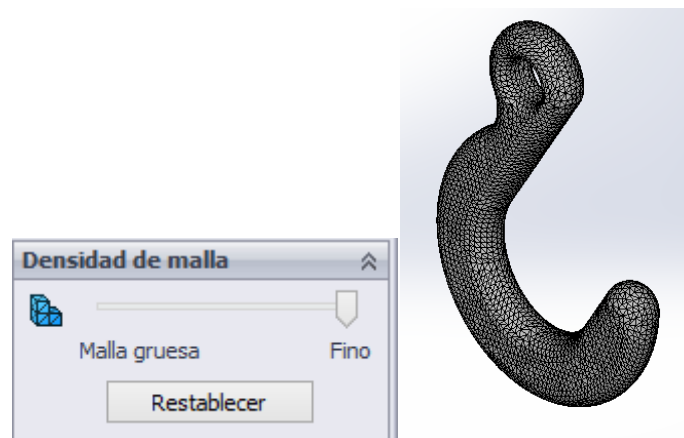


Figura 2.16 exemple de malla fina

Malla estàndard i malla basada en curvatura. Dins dels paràmetres de mallat es poden escollir dos tipus de malla general, a part de modificar-ne els seus paràmetres. Una malla estàndard és un tipus de malla aplicable en la majoria de casos i de ràpida execució. Genera un mallat més homogeni en tota la geometria del model tridimensional de la peça. D'altra banda crea elements allargats quan els radis de curvatura son petits. La malla basada en curvatura és una malla adequada per a models amb petits radis de curvatura, ja que permet controlar molt millor el mallat en arestes i cares corbes, de manera que el software crearà automàticament més quantitat d'elements més petits a mesura que la malla s'acosti a una corba dins del model.

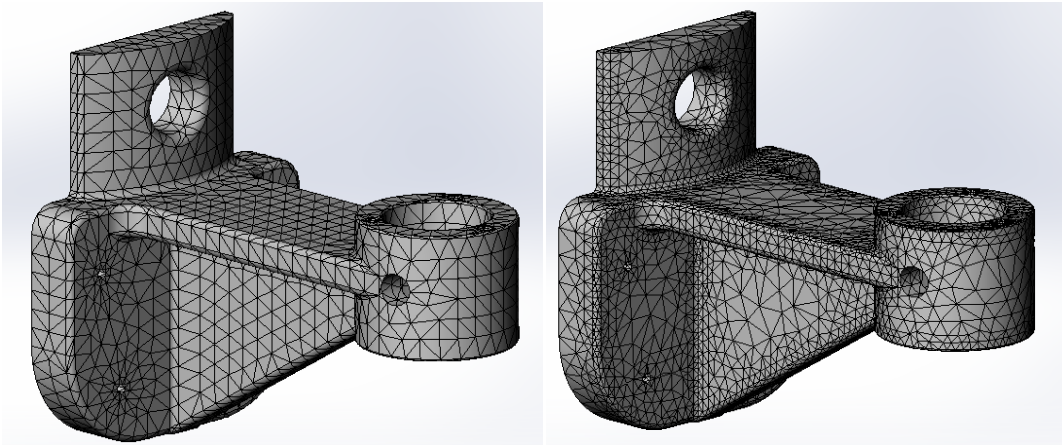


Figura 2.17 Comparació entre malla estàndard i malla per curvatura

Control de mallat. L'opció de control de malla permet definir una densitat de malla diferent en determinades zones del model a avaluar. D'aquesta forma és pot tenir un model amb una mida de malla general i una altra mida específica en aquelles zones on sigui de major importància la precisió. El control de malla es pot realitzar sobre vèrtexs, arestes, cares i components. És recomanable utilitzar el control de mallat en les regions crítiques del model i reduir la mida dels elements.

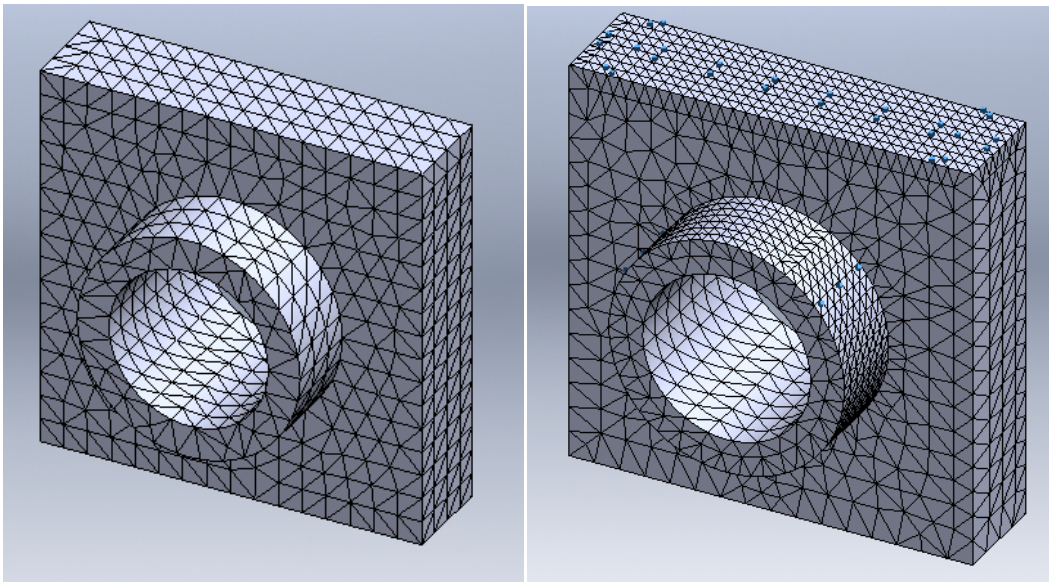


Figura 2.18 Comparació de peça sense i amb controls de mallat aplicats

2.8.3 Solvers d'anàlisi

En l'anàlisi d'elements finits, un problema està representat per un grup d'equacions algebraïques que han de ser resoltes de forma simultània.

Existeixen dos classes de mètodes de solució: directiu i iteratiu.

Els mètodes directius resolen equacions per mitjà de tècniques numèriques exactes. Els mètodes iteratius resolen equacions per mitjà de tècniques d'aproximació, segons les quals en cada iteració se suposa una solució i s'avaluen els errors associats. Les iteracions continuen fins que els errors es tornen acceptables.

El programa Solidworks ofereix les següents opcions:

- Automàtic: El software selecciona el solver a partir del tipus d'estudi, opcions d'anàlisi, condicions de contacte, etc.
- Solver tipus Direct Sparse
- Solver tipus FFEPlus (iteratiu)

Escollir un Solver. L'opció "automàtic" per al solver, és l'opció predeterminada per als estudis "Estàtic", "Frequència", "Pandeig" i "Tèrmic".

En el cas de contacte en varies àrees, on l'àrea de contacte es troba en varies iteracions de contacte, es prefereix el solver Direct Sparse. Per a estudis no lineals que tenen més de 50.000 graus de llibertat, el solver FFEPlus és més eficaç a l'hora de donar una solució en menys temps.

Si bé els dos solvers resulten eficaços per a problemes petits (25.000 GDL o menys), pot haver-hi grans diferències en el rendiment (velocitat i utilització de la memòria) al resoldre problemes de major envergadura.

Si la memòria disponible en la computadora és menor que la requerida per el solver, aquest utilitzarà espai en el disc per emmagatzemar i recuperar informació temporal. Quan això passi, apareixerà un missatge advertint que la solució no té espai suficient en el nucli i que el progrés de la solució serà més lent. Si la quantitat d'informació a ser escrita en el disc és molta, el progrés de la solució pot ser extremadament lent.

Els següents factors poden ajudar a escollir el tipus de solver més adequat:

- Dimensió del problema. Generalment el solver tipus FFEPlus és més veloç per a resoldre problemes amb GDL superiors a 100.000. Quant més gran sigui el problema, més eficaç resultarà aquesta opció.
- Recursos de l'ordinador. El solver tipus Direct Sparse es torna especialment veloç amb més memòria disponible en la computadora.
- Propietats del material. Quan els mòduls d'elasticitat dels materials que s'utilitzen en un model són molt diferents (com per exemple acer i niló), els solvers iteratius són menys precisos que els mètodes directes. Per aquests casos es recomana el solver directe.

Estat del Solver. Al executar un estudi es mostra la finestra de "Estat del solver". A més de la informació del progrés, mostra les següents dades:

- Ús de memòria
- Temps transcorregut
- Informació específica de l'estudi, com els graus de llibertat, el número de nodes o el número d'elements
- Informació de solver com el tipus de solver
- Advertències

Tots els estudis que utilitzen el solver FFEPlus permeten accedir al traçat de convergència i als paràmetres del solver. El traçat de convergència mostra com convergeix la solució. Els paràmetres del solver permeten manipular les iteracions del solver per a millorar la precisió o millorar la velocitat amb resultats menys precisos. Es poden utilitzar els valors predefinitos o canviar els següents elements:

- En nombre màxim d'iteracions (P1)
- Llímit de detenció (P2)

Per a millorar la precisió caldrà disminuir el límit de detenció. En situacions de convergència lenta, es pot millorar la velocitat amb resultats menys precisos incrementant el valor del Umbral de detenció o disminuint el nombre màxim d'iteracions.

2.8.4 Estàtica lineal, dinàmica lineal i dinàmica no lineal

Suposició de linealitat. La relació entre càrregues i respostes induïdes és lineal. Per exemple, si es duplica la càrrega, la resposta del model (desplaçaments, deformacions unitàries i tensions) també es dupliquen. [12]

Es pot realitzar la suposició de linealitat si:

- Tots els materials del model compleixen la llei de Hooke, això és, que la tensió és directament proporcional a la deformació unitària.
- Els desplaçaments induïts són suficientment petits com per ignorar el canvi de rigidesa causat per la càrrega.
- Les condicions de contorn no varien durant l'aplicació de les càrregues. Les càrregues han de ser constants en quant a magnitud, direcció i distribució. No han de canviar mentre es deforma el model.

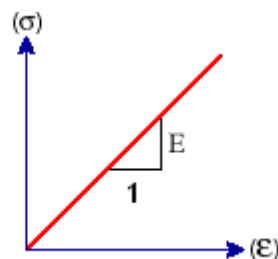


Figura 2.19 exemple de gràfica de material lineal

Estàtica lineal. En els anàlisis estàtics lineals, les càrregues s'apliquen lenta i gradualment, fins que assoleixen les seves magnituds completes. A continuació les càrregues romanen constants (sense variació en el temps). Les acceleracions i velocitats del sistema excitat són insignificants i, per tant, no es tenen en compte les forces d'inèrcia o amortiment en la fórmula:

$$[K]\{u\} = \{f\} \quad (2.23)$$

On,

$[K]$: matriu de rigidesa

$\{u\}$: Vector de desplaçament

$\{f\}$: Vector de càrrega

La solució produeix desplaçaments i tensions que son constants.

Dinàmica lineal. En els estudis dinàmics lineals, les càrregues aplicades varien en el temps. Les càrregues poden ser deterministes (periòdiques i no periòdiques) o no deterministes (no es poden preveure amb precisió però si que es poden descriure des de un punt de vista estadístic). Les acceleracions i velocitats del sistema excitat son considerables i, per tant, s'han de tenir en compte les forces d'inèrcia o amortiment en la fórmula:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.24)$$

On,

[K] : matriu de rigidesa

[C] : matriu d'amortiment

[M] : matriu de massa

$\{u(t)\}$: vector de desplaçament dependent del temps

$\{\dot{u}(t)\}$: vector de velocitat dependent del temps

$\{\ddot{u}(t)\}$: vector d'acceleració dependent del temps

$\{f(t)\}$: vector de càrrega dependent del temps

La resposta del sistema es proporciona en termes de historials de temps (amplitud-temps) o en termes d'espectre de freqüència (valors de pic-freqüència).

Per els anàlisis dinàmics lineals, les matrius de massa, rigidesa i amortiment no varien amb el temps. [13]

Dinàmica no lineal. L'anàlisi lineal es basa en les suposicions de estàtica i linealitat i, per tant, és vàlid sempre i quan aquestes suposicions siguin vàlides. Quan falla una o varies de les suposicions, l'anàlisi lineal produeix prediccions incorrectes i s'ha d'utilitzar l'anàlisi no lineal per a modelar les no linealitats.

L'anàlisi dinàmica no lineal treballa amb materials no lineals (com el cautxú, espumes o metalls que superen el punt d'elasticitat), condicions de contacte i grans desplaçaments.

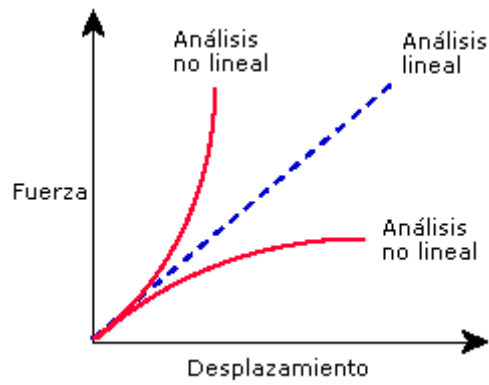


Figura 2.20 Comparació de gràfiques per a anàlisis lineal i no lineal

3. Antecedents



Figura 3.1 Una sala per a proves de motors annexada a la sala de control.

Aquest projecte s'ha realitzat en i per l'empresa AVL Ibèrica. Aquesta empresa es dedica a dissenyar i instal·lar sales adaptades per posar a prova motors de combustió interna. El client, fabricant d'automòbils, mostra els requisits a l'empresa i aquesta dissenya la cambra segons les seves necessitats. Des de solament un suport per als motors, l'elecció del dinamòmetre més adient, la bancada de suport i l'eix d'unió entre motor i dinamòmetre; fins a una sala completa amb insonorització, control de les condicions d'atmosfera, ventilació, mesuradors sonors, aïllament sísmic del suport amb les cimentacions...

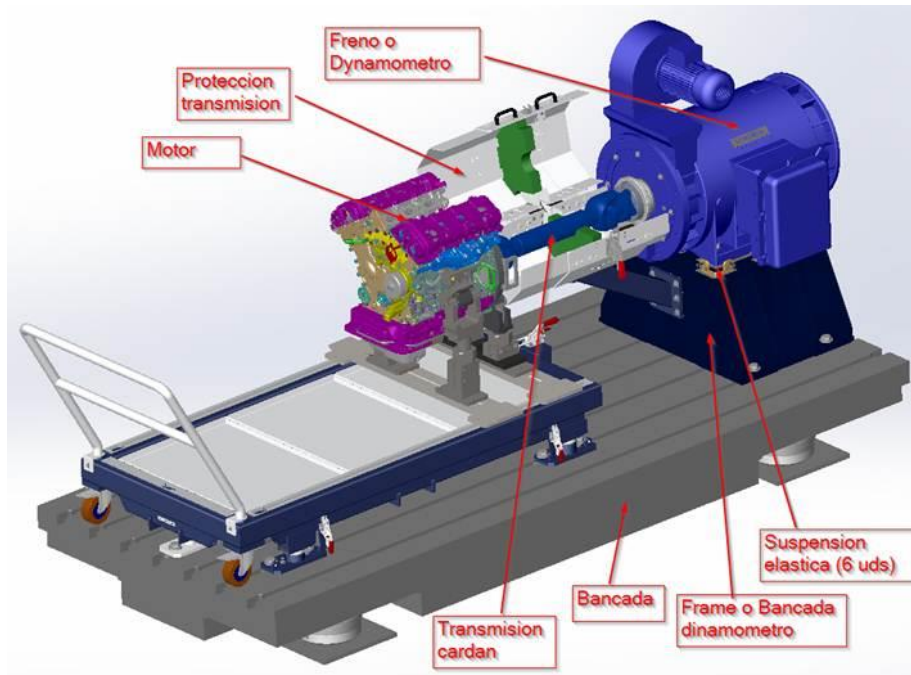


Figura 3.2 Exemple de model CAD d'una instal·lació per a tests de motors.

Tots els dissenys però, necessiten una bancada de suport per al dinamòmetre, que actuarà de càrrega dinàmica sobre el motor, mentre es posa a prova el seu rendiment i reaccions sota diferents condicions de treball. En la figura 3.2 podem veure un exemple de bancada per dinamòmetre, etiquetada com a “Frame o Bancada dinamometro”.

Aquesta bancada haurà de tenir una vida útil on resistirà les tensions considerant les vibracions del sistema provocades pel moviment constant del motor de combustió a través de tot el seu rang de revolucions.

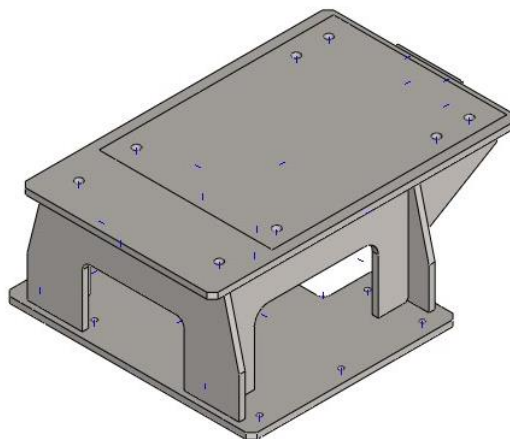


Figura 3.3 Model en CAD d'una bancada

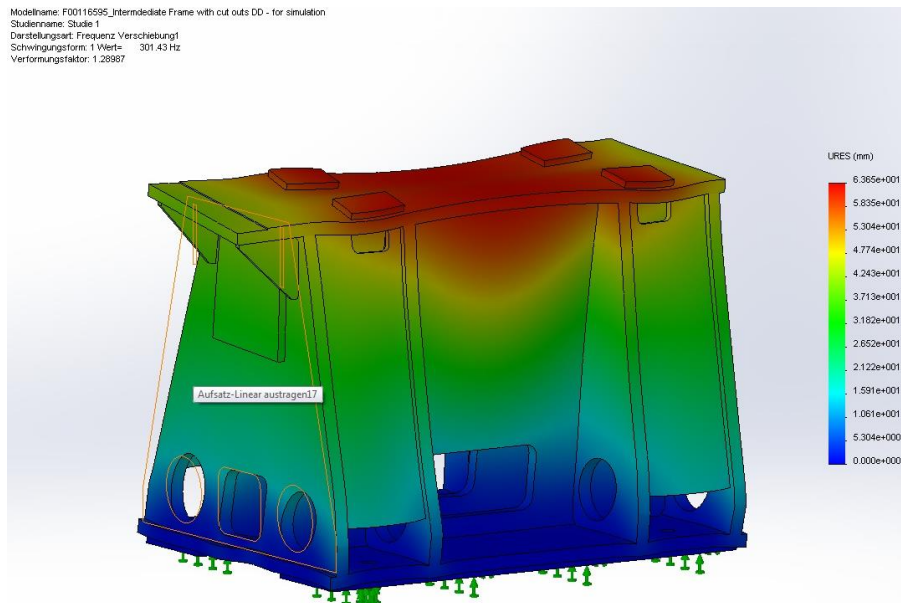


Figura 3.4 Resultat d'un estudi de freqüència

L'empresa per la que s'ha realitzat el projecte es una internacional amb varies oficines a diferents països, que treballen com a filials de la central que està a Graz, Àustria, de la qual obtenen els productes que després instal·laran per els clients. Entre les diferents oficines hi ha comunicació, però totes treballen independentment per als seus clients, de manera que, mentre que hi ha col·laboració, també hi ha competència. Així doncs, no tots els avenços que la i+d de Graz realitza són compartits amb les filials, d'aquesta manera la central segueix tenint avantatge.

Per entendre-ho més bé, en quant el tema que ens ocupa, les bancades de proves; la filial de Mataró té dues opcions, invertir en i+d per desenvolupar les seves bancades o utilitzar les bancades que desenvolupades per la central. Normalment, com és lògic, s'utilitzen els productes estàndards de Graz, però a vegades, donades les especificacions del client, els hi es necessari o més adient dissenyar els elements especialment per al projecte en qüestió.

Cal explicar això perquè se sap que les bancades desenvolupades per la central s'han dut a terme estudis de vibracions i estan optimitzades de manera que les vibracions modals de la bancada no repercuteixin de manera important en el seu funcionament normal. Però, cal remarcar que, mentre que els resultats del estudi de formes modals és entregat a la filial en forma d'imatges (figura 3.4), el procés que s'ha dut a terme per a arribar aquests resultats no és revelat en cap cas.

4. Especificacions tècniques

4.1 Software i Hardware

El software utilitzat dins de l'empresa per part dels enginyer per a dibuixar els plànols de la instal·lació que s'ha de portar a terme per al client és el Solidworks de Dassault Systèmes, i amb el que també hem treballat en algunes de les assignatures de la universitat.

Aquest software de disseny compta amb diferents mòduls que es poden afegir al bàsic comprant-ne les llicències, i que amplien les possibilitats de dibuix i anàlisis.

En la següent taula podem veure les opcions que l'empresa Dassault Systèmes ens ofereix a en quant a la compra del seu software[14]:

	SOLIDWORKS PREMIUM	SOLIDWORKS SIMULATION PROFESSIONAL	SOLIDWORKS SIMULATION PREMIUM	SOLIDWORKS FLOW SIMULATION	SOLIDWORKS FLOW CON MÓDULO DE APLICACIONES HVAC	SOLIDWORKS FLOW CON MÓDULO DE REFRIGERACIÓN ELECTRÓNICA
Simulación estática lineal para ensamblaje	■	■	■			
Simulación de mecanismos basada en tiempo	■	■	■			
Simulación de movimiento basada en eventos		■	■			
Comparación de diseños con simulación paramétrica		■	■	■	■	■
Simulación de optimización de diseños		■	■			
Simulación de frecuencia		■	■			
Simulación de pandeo y contracción		■	■			
Simulación térmica		■	■	■	■	■
Simulación de diseño de recipientes a presión		■	■			
Simulación de la prueba de impacto		■	■			
Simulación de fatiga		■	■			
Simulación de submodelado		■	■			
Simulación de componentes de plástico y de caucho			■			
Simulación estructural de grandes desplazamientos			■			
Simulación de tensiones residuales y deformación de plásticos			■			
Simulación de componentes compuestos			■			
Simulación de vibraciones forzadas			■			
Dinámica no lineal			■			
Simulación de flujo de fluidos				■	■	■
Simulación de parámetros de comodidad					■	
Simulación avanzada de radiación					■	
Simulación de un sistema de refrigeración electrónico						■

Figura 4.1 Taula de possibilitats d'anàlisi i simulació de SW

L'empresa compta amb varies llicències de tots els mòduls i jo com a estudiant també posseeixo una llicència completa, així que no serà cap problema el poder utilitzar totes les possibilitats que aquest software ens ofereix.

El hardware en el que farem córrer aquest software ha d'estar orientat a poder suportar una gran quantitat de càlcul, i processar una gran quantitat de dades. Es per això que l'ordinador que utilitzarem, tot i tenir una velocitat de rellotge no massa alta, de 2.33GHz, compta amb una ampliada memòria RAM de 12Gb. El model d'ordinador es un Dell Precision T54000.

4.2 Bancada

La bancada que analitzarem durant el desenvolupament del projecte es una bancada dissenyada i fabricada per la pròpia empresa, no per tercers, i que forma part d'una instal·lació de proves per a motors encarregada per un conegut fabricant d'automòbils espanyol.

Es tracta de la "Bancada para freno C2" constituïda per làmines d'acer estructural S235, amb un límit elàstic de 235 N/mm^2 [15], de 22mm de gruix i soldades entre sí.

Aquesta es la bancada que analitzarem i sobre la que obtindrem els resultats al final. Tal i com s'ha descrit en l'abast, es farà visible si els esforços que haurà de suportar la bancada son massa grans per l'estructura, es a dir, que en algun punt es superen els 235 N/mm^2 que corresponen al límit elàstic del seu material.

Es compta amb un model CAD 3D d'aquesta bancada:

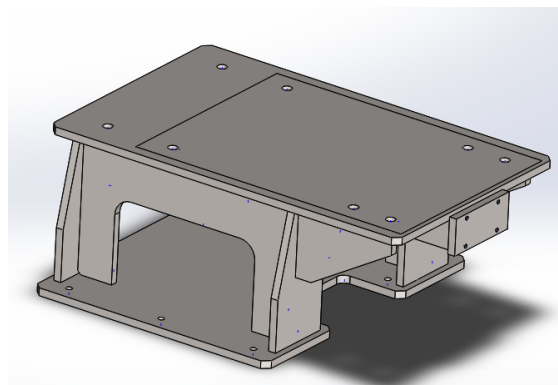


Figura 4.2 model CAD de la Bancada C2

Nota: el rectangle visible a la superfície de la bancada, tant sols es la superfície on va recolzat el dinamòmetre.

Del model en podem extreure els plànols:

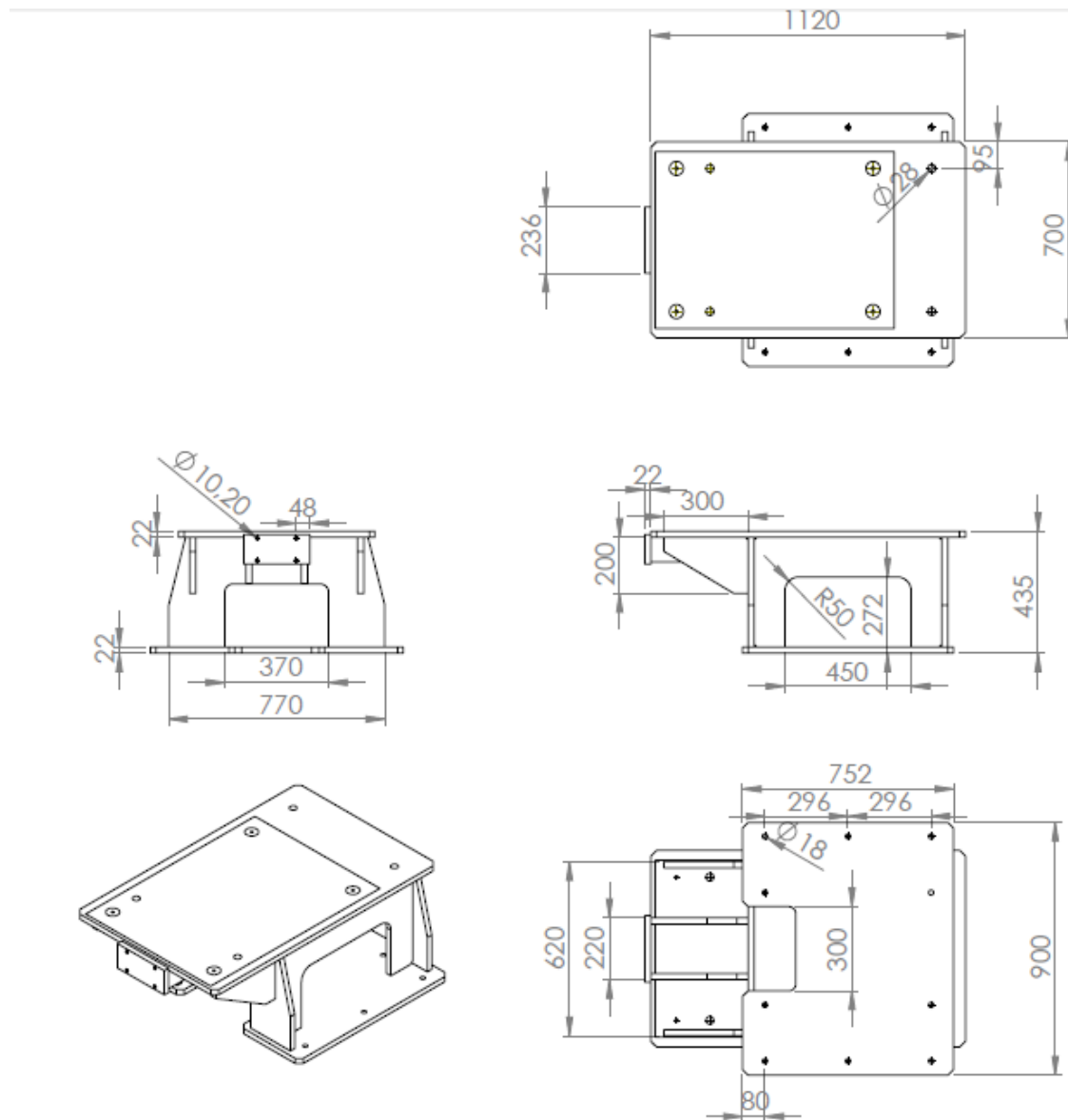


Figura 4.3 Plànols de la bancada C2

4.3 Dinamòmetre o fre dinamomètric

En el món del testeig de motors, quan es parla de dinamòmetre, no ens referim al invent de Isaac Newton basat en l'estirament d'una molla per mesurar forces o pesar objectes; si no a un fre dinamomètric.

Els frens dinamomètrics son els encarregats de crear un par resistent que es el que proporciona la “càrrega” al motor. Aquesta càrrega ha de ser variable per a assajar diferents condicions operatives del motor. [16]

Hi ha diferents tipus de frens basats en diferents principis: de fricció, hidràulics, elèctrics...

El fre dinamomètric que ens ocupa es de tipus elèctric de corrent alterna. Es tracta del fre dinamomètric DynoDur APA 202/12, del qual comptem amb el seu llibret de característiques de on en podem obtenir les dimensions, massa, potències, així com la seva corba de Torque/Potència-revolucions que es pot observar a continuació [17]:

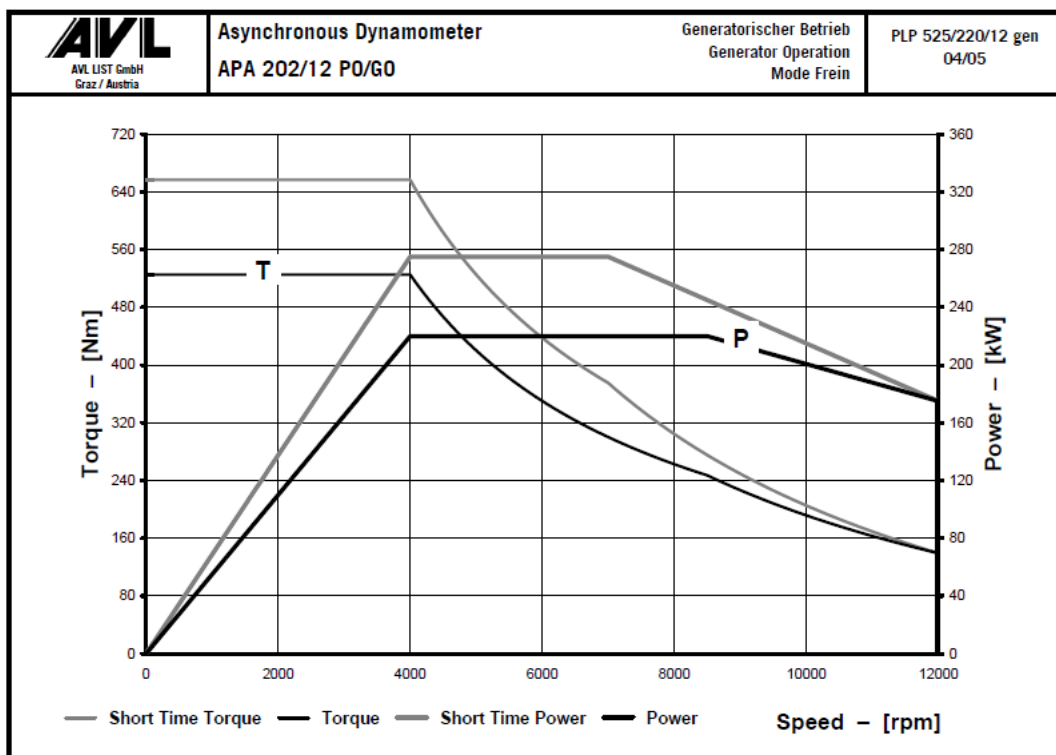


Figura 4.4 Diagrama de potència del Dinamòmetre APA202

També es compta amb un model en CAD del dinamòmetre

4.4 Eix de connexió

L'eix que transmet la potència des de el dinamòmetre fins al motor que s'està provant es un eix de Cardan.

El Cardan es un component mecànic que permet unir dos eixos que giren en un angle diferent l'un respecte l'altre. El seu objectiu es transmetre el moviment de rotació d'un extrem a un altre tot i aquesta diferencia d'angle.



Figura 4.5 Exemple d'un eix de Cardan

Per a la simulació s'utilitzarà la modelització d'un eix de Cardan estàndard com el que es pot observar en la figura 4.5, i es podria obtenir proveïdor com Hebico.

4.4 Amortidors

Tal i com s'ha descrit en l'abast, ens interessa comparar les diferències entre els resultats en la bancada quan treballa sense cap tipus d'amortidor instal·lat, i quan pel contrari, algun element elàstic es incorporat en el sistema. I en el cas que l'estudi sense amortidors ens confirmi que, amb les vibracions aplicades en l'estructura, la tensió sobrepassa el límit elàstic, o s'hi apropa perillosament, es recomanarà la incorporació d'uns antivibradors adequats que obtindrem dels catàlegs dels proveïdors regulars de l'empresa, que son Paulstra [18] i Schwingmetall [19].

Aquests catàlegs compten amb totes les mesures principals de tots els models d'antivibradors, així com amb les seves propietats d'amortiment, càrrega màxima, massa i tipus d'elastòmer.

5. Desenvolupament del projecte

Una vegada donada la teoria i els antecedents sobre els quals es recolza el projecte que s'ha dut a terme, es pot procedir a la descripció del procés que s'ha seguit, i tot el que s'ha descobert el desenvolupament del mètode d'anàlisi de vibracions amb software CAD.

Durant la narració del treball, s'utilitzaran conceptes que s'han descrit en els apartats anteriors, per tant es donen per coneguda i entesa tota la teòrica descrita fins ara i no caldrà tornar-la a desenvolupar.

5.1 Preparació del model de la bancada

El primer pas és la construcció del model de la bancada sobre el que treballarem realitzant els estudis i simulacions necessaris.

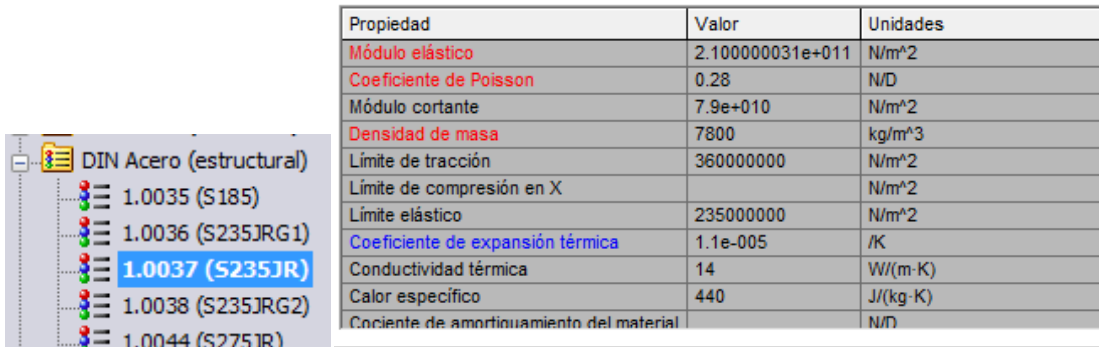
Abans de considerar la simulació de les vibracions en la bancada, els enginyers encarregats del disseny ja hi han estat treballant, per tant no cal planificar i dissenyar la bancada des de zero, si no que el es farà és, o bé dibuixar en SW la bancada a partir dels plànols del disseny, o podria ser que la bancada ja comptés amb un model en 3D acabat, de totes maneres caldrà fer algunes modificacions per a poder realitzar simulacions sobre la peça.

De la mateixa manera que es compta amb els plànols de la bancada, també comptem amb la informació sobre el material amb què serà fabricada. En el cas que ens ocupa, se sap que la bancada serà construïda amb làmines de 22mm de gruix i soldades entre sí, d'acer estructural S235, que té un límit elàstic de 235 N/mm².

És un requisit imprescindible per a la realització d'estudis en SW, que les peces sobre les quals es volen veure els resultats tinguin definit el material del que estan constituïdes, ja que això li aportarà les propietats que permetran al software calcular els valors que necessitem.

Especificació del material. Per fer això es té varies opcions. Es pot especificar el material que es vol aplicar des d'una llista predeterminada, i bastant àmplia, amb la que

ja compta el solidworks, amb materials de tot tipus ja classificats i agrupats segons el tipus de material. Un cop hem trobat el material que volem aplicar, també es té l'opció de modificar-ne els valors numèrics que defineixen les seves propietats, i així poder obtenir uns valors més adequats en el cas que el material predeterminat de la llista no acabi de ser del tot precís amb el material que estem utilitzant en la realitat. Per últim, podria donar-se el cas que el SW no comptés amb el material que necessitem; en aquest cas es pot crear un material personalitzat, donar-li el nom que es desitgi i guardar-lo dins de la biblioteca de materials per poder trobar-lo més tard en cas que torni a ser de menester.



Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.100000031e+011	N/m²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	N/m²
Densidad de masa	7800	kg/m³
Límite de tracción	360000000	N/m²
Límite de compresión en X		N/m²
Límite elástico	235000000	N/m²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 5.1 Llibreria de materials del SW

Com es pot veure en la fig. 5.1, el material que busquem es troba dins del grup de acers estructurals i es troba completament definit, és a dir, compta amb els valors necessaris per poder obtenir els resultats que volem sobre totes les peces a les quals s'apliqui aquest material.

Com s'ha comentat amb anterioritat, és possible que ja es compti amb un model 3D en CAD acabat. El problema en aquest cas és que les peces estan creades merament amb l'objectiu de que els enginyers i més tard el client, puguin visualitzar tota la sala de proves que s'està dissenyant pel projecte que els ocupa. De manera que les peces extretes de dins del conjunt de models que conformen el disseny general de la sala són perfectament vàlides per la comesa de visualització dels plànols, però per raons de complexitat de la geometria, interferències entre sòlids o errors en el modelatge, fan que no siguin peces òptimes per a realitzar amb elles un estudi de simulació, que és més exigent amb la semblança del dibuix amb la geometria real de la peça.

És per tot això que utilitzant un model CAD fet amb anterioritat, es pot donar el cas que el document del model consti de diferents sòlids que inclús poden representar peces que no formen part de la bancada:

Diferents sòlids. Si la peça que interessa estudiar ve composta per diferents sòlids en el mateix document de SW, s'hauran d'unir abans d'utilitzar-la en un estudi o abans d'incloure-la en un assemblatge del sistema que es vulgui estudiar.

Si el model en CAD inclou sòlids que no pertanyen exclusivament a la peça que interessa, han de ser eliminats totalment. Per exemple, si estem utilitzant un document on el model de la bancada inclou cargols i femelles de subjecció, o qualsevol altre element mòbil que no formi part del que serien les parts soldades a la bancada en la realitat, s'hauran d'esborrar del model, ja que són font de problemes de modelatge i de simulació, a més d'augmentar la complexitat de la geometria que voldrem estudiar.

La resta de sòlids es poden unir entre ells per formar un únic sòlid utilitzant l'operació "combinar" del SW. Per fer això, no obstant, cal assegurar-se que tots els sòlids que volem combinar tenen contacte entre ells en almenys una cara de cadascun. El contacte entre aresta i cara produirà una operació de gruix 0, i per tant el software detectarà un error de construcció.

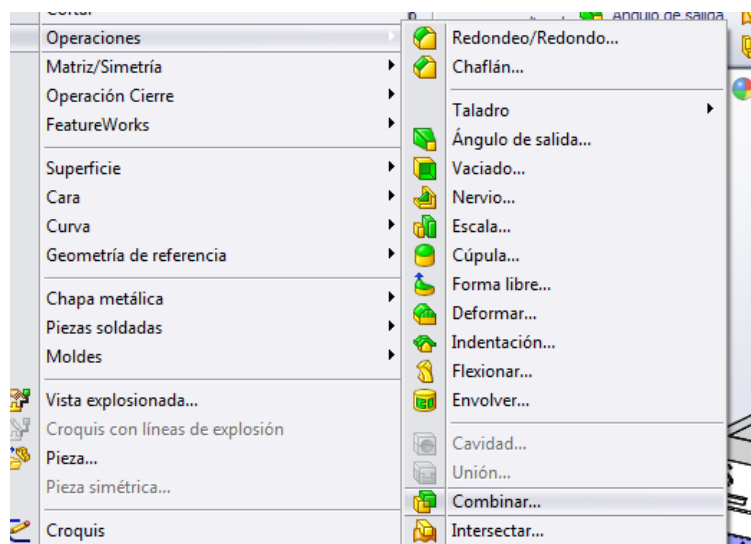


Figura 5.2 Localització de l'operació "combinar"

L'objectiu d'utilitzar l'operació "combinar" és que, més tard, al realitzar l'estudi, la peça es comporti com un únic sòlid. Si no fem això, els sòlids que conformen la peça podrien arribar a penetrar-se entre ells a causa de les deformacions produïdes. Una altra forma d'evitar això, serà utilitzar l'opció de contacte global sense penetració permesa en el solver de l'estudi, però s'ha comprovat que aquesta opció influeix molt en del temps de càlcul, incrementant-lo considerablement.

5.2 Estudi de freqüències pròpies

Es parteix de la bancada que es vol analitzar i que s'ha modelat i preparat prèviament.

En aquesta fase es tracta de dur a terme un estudi de freqüències modals sobre la peça, sense introduir cap força ni càrrega externa, pel fet que així aconseguirem les dades de les freqüències naturals de la bancada sense cap interferència.

Dins de les possibilitats d'estudis que ens ofereix el software en la seva versió "SW Simulation Professional", ja hi ha inclòs l'estudi de freqüències naturals. [20]

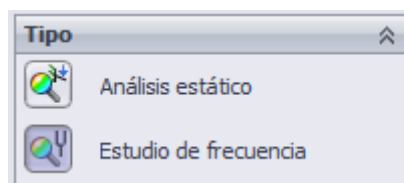


Figura 5.3 Tria de l'estudi de freqüència

Abans de córrer l'estudi, però, encara cal definir les subjeccions de la peça. És a dir, com la bancada esta subjecta al seu entorn. En la realitat, els sòlids estàtics estan en contacte amb algun recolzament, ja sigui el terra o qualsevol estructura. Definir les subjeccions es dir-li al programa on estan els punts de recolzament en aquest sòlid, i més important encara, de quin tipus són aquests subjeccions.

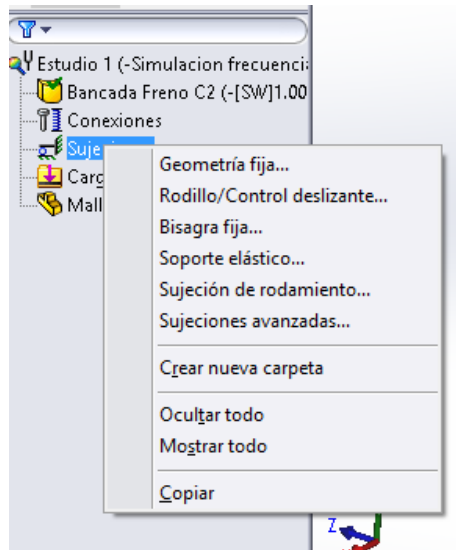


Figura 5.4 Tipus de fixacions

Com es pot observar en la fig. 5.4 el software permet definir qualsevol tipus de fixació que el sòlid podria tenir amb el seu entorn. En el cas de la bancada C2 va fixada al terra a través de 10 cargols 18mm de diàmetre, els forats dels quals es troben modelats en la cara inferior del model, que és la que està en contacte amb el terra. Per tant, s'ha de definir com a geometria fixa, aquests 10 forats, ja que estan restringits en tots els seus graus de llibertat.

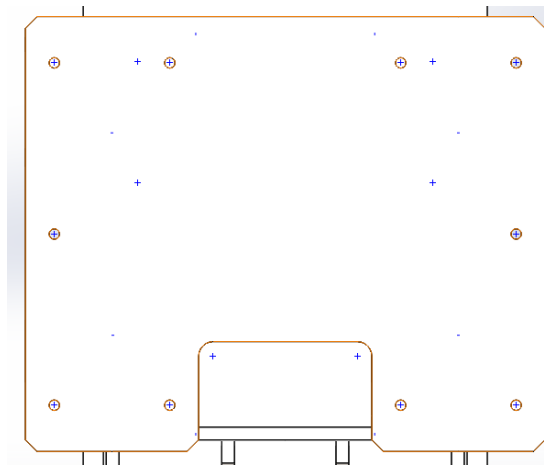


Figura 5.5 Localització dels forats a la base de la bancada

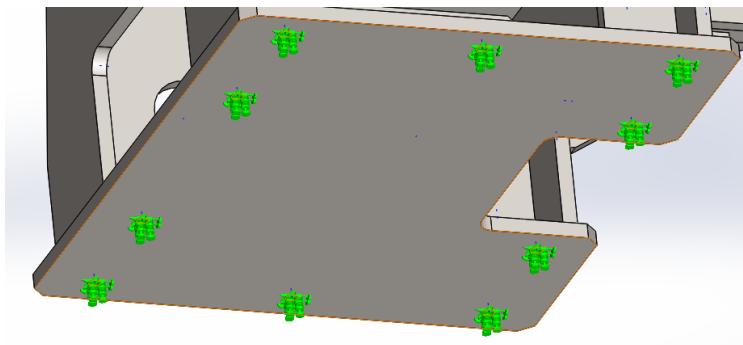


Figura 5.6 Visualització dels forats amb fixació

No n'hi ha prou amb aquesta fixació, però. Cal definir una subjecció del tipus “rodillo/deslizante” en tota la cara inferior, ja que aquesta cara també està en contacte amb el terra. Tot i que pot semblar poc important, el fet de no afegir totes les restriccions, donarà lloc a deformacions del cos, que no es podrien produir en la realitat.

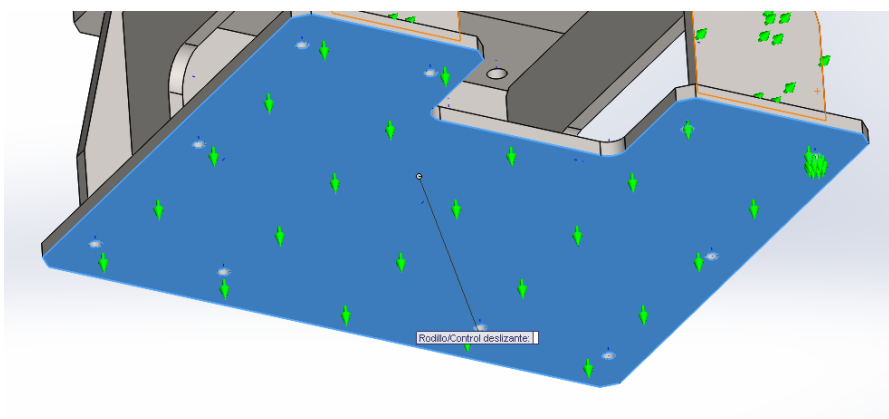


Figura 5.7 Definició de la subjecció de la base

Un altre factor a tenir en compte són el nombre de freqüències modals que es vol que el software calculi. Dins de les propietats d'estudi es poden escollir la quantitat de modes a analitzar. El nombre que s'esculli dependrà de la peça, ja que, per a que l'estudi sigui efectiu s'ha de trobar la quantitat de freqüències modals que continguin un índex de participació de massa de la peça suficientment alt. Normalment es considera suficient quan la suma de massa modal efectiva es troba per sobre del 85% del total.

Així doncs, es pot començar per analitzar les 15 primeres freqüències modals. Una vegada completat l'estudi, es llistarà la participació de masses, per comprovar que, efectivament, superen el 85% en alguna de les direccions de l'eix de coordenades. En cas que no fos així, n'hi ha prou amb augmentar el valor fins a obtenir-ne un suficientment alt.

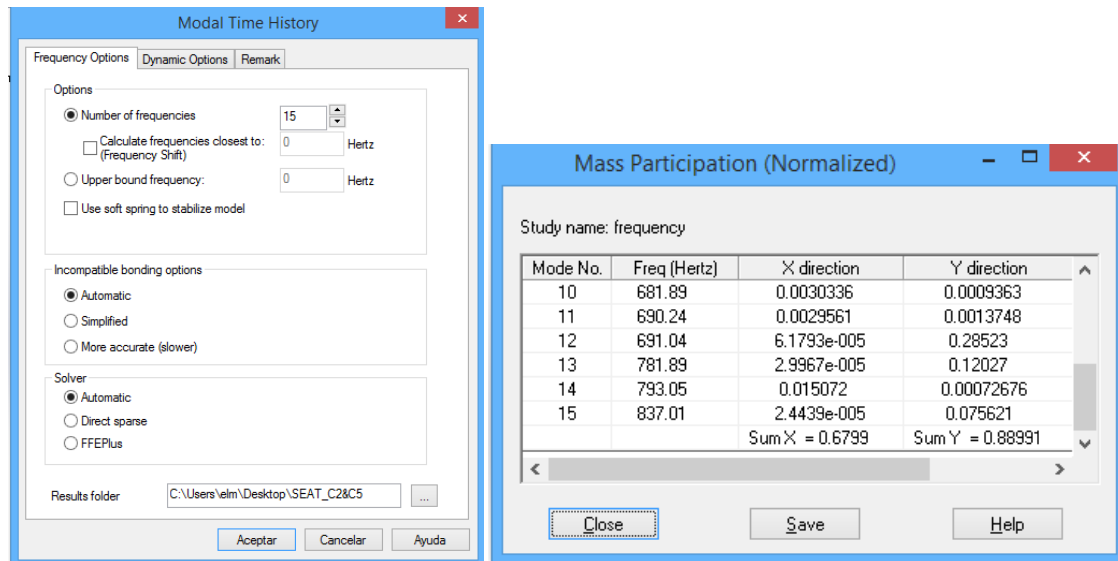


Figura 5.8 Opcions de l'estudi i participació de masses

En la mateixa finestra per especificar el nombre de freqüències que volem analitzar, també podem canviar el tipus de solver entre Direct Sparse o FFEPlus. En la base teòrica s'ha descrit els dos solvers i s'ha donat pistes per com triar un o l'altre. En cas de dubte, però, es recomana marcar sempre la opció “automàtic”.

Finalment només queda mallar el sòlid i executar l'estudi. Normalment s'utilitzaria una malla estàndard, ja que aquesta agilitza més l'estudi, Però per a la bancada que s'està analitzant aquí, la malla estàndard dona problemes en algunes arestes. Així que s'aplicarà una malla de curvatura amb una finor intermitja.

5.2.1 Resultats

Un cop acabat l'estudi de freqüències es poden obtenir en el model, la visualització de totes les formes modals del sòlid que s'han decidit resoldre. En aquest cas, fins a la freqüència modal número 15. En la següent fig. 5.9 es comparen les 4 primeres formes modals. L'escala de colors indica el desplaçament màxim en mil·límetres de les diferents parts de la bancada mentre vibra a la freqüència que ocasiona la forma modal.

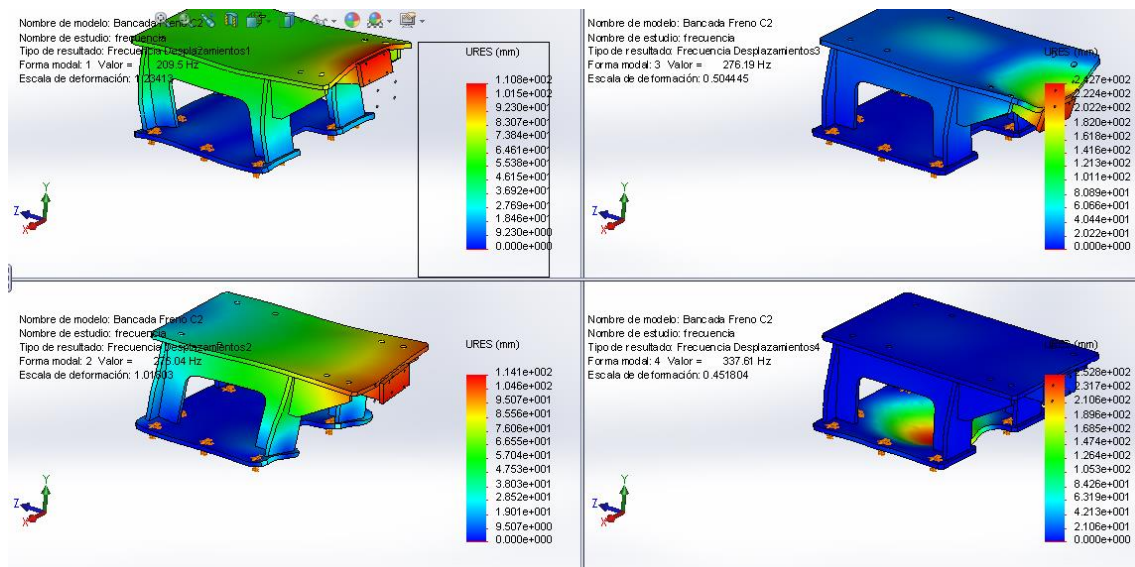


Figura 5.9 primers 4 resultats de l'estudi

Forma modal	Freqüència (Hz)	Desplaçament max. (mm)
1	270.49	$2.49 \cdot 10^2$
2	346.25	$8.79 \cdot 10^1$
3	367.19	$1.14 \cdot 10^2$
4	376.47	$2.36 \cdot 10^2$

Taula 5.1 Primeres 4 freq. modals de la bancada

Realitzant aquest estudi s'han obtingut les freqüències modals de la bancada. Com es pot comprovar són freqüències molt altes. Per a que la bancada entrés en ressonància i es produïssin els desplaçaments tant grans que s'observen en els resultats de la fig. 5.9 caldria una excitació de com a mínim 270Hz que són més de 16.000 revolucions per minut. Així doncs, és clar que un motor de combustió comercial estranyament arribarà a aquests rangs de revolucions. Però també és veritat que una bancada no és un element aïllat dins d'una sala de proves de motors, si no que està en contacte amb altres elements, carregues i forces que ha de suportar i que influiran també en les freqüències i formes modals d'aquesta. Per tant, ara cal realitzar estudis incloent aquests elements extres.

5.3 Masses i forces remotes

Fins ara l'estudi de freqüència realitzat, ha estat tant sols sobre el model de la bancada, cap altre element del conjunt que formen la instal·lació de tests ha sigut involucrat en els estudis.

Ara però s'ha d'incloure els elements que van recolzats físicament sobre la bancada, d'aquesta manera podrem observar la influència d'aquests cossos en el comportament de la bancada en quant a moviment i esforços derivats de les vibracions. Els elements que van recolzats directament sobre la bancada són el dinamòmetre i la protecció de l'eix de connexió entre el dinamòmetre i els motors que es voldran posar a prova en el futur.

En la fig. 5.10 podem veure l'assemblatge conformat pels sòlids de la bancada, el dinamòmetre i la protecció de l'eix.

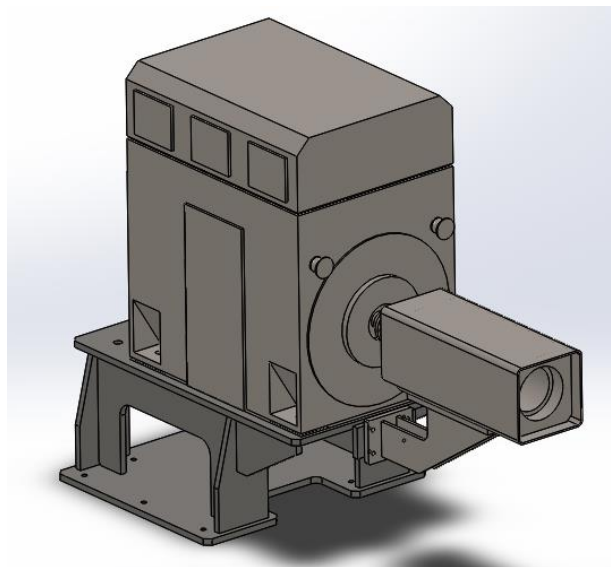


Figura 5.10 Assemblatge del conjunt

Això crea un problema, i es que el software, per realitzar qualsevol estudi, crea una malla en tots els sòlids del model CAD i després analitza tots aquests components incloent-los en l'estudi. Això fa que el temps de preparació i resolució del estudi per part del software es vegi molt augmentat. Per altre banda, es necessiten només els resultats de l'estudi en la bancada, ja que és l'element en fase de disseny i el que pot estar subjecte a canvis, mentre que el dinamòmetre i la protecció d'eix són elements ja fabricats i la geometria no pot variar.

En aquesta fase es procedirà a incloure els elements esmentats en forma de masses remotes, es a dir, descriurem el sòlid i l'inclourem de forma virtual, però no es crearà una visualització del mateix en el model CAD i per tant tampoc es mallarà ni analitzarà al realitzar qualsevol estudi.

Les càrregues, restriccions i masses remotes poden simplificar un model. Estan disponibles les següents opcions:

Càrrega remota (transferència directa). Les càrregues remotes (forces i/o moments) s'apliquen en un punt definit per les ubicacions X, Y y Z, amb referència al sistema de coordenades seleccionat o al sistema global de coordenades del model. Els moments remots s'apliquen al voltant de l'eix del sistema de coordenades. El programa calcula i aplica les forces equivalents automàticament a les cares del sòlid que s'han seleccionat. Una força aplicada en una ubicació remota, es transfereix com una força i moments equivalents, aplicats sobre les cares del sòlid seleccionades.

Per exemple, si s'aplica una força remota F a una cara, com es mostra en la fig.5.11, el programa aplica forces que son equivalents a un moment $M=F \times d$, a més de la força F .

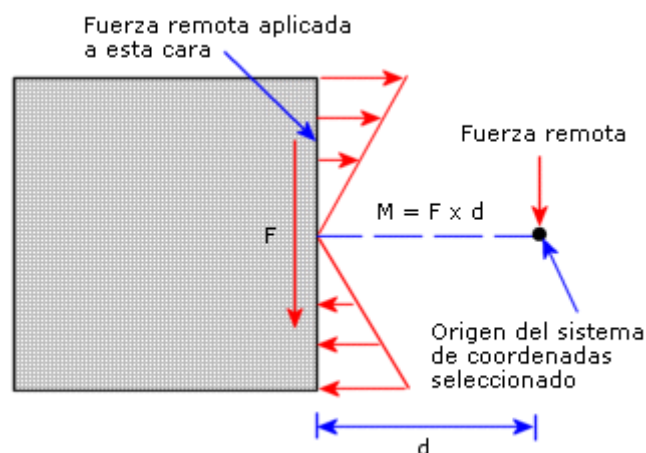


Figura 5.11 Esquemàtic d'una transf. directa

Càrrega o massa remota (connexió rígida). Una ubicació remota és una ubicació fora del geometria del sòlid del model. S'utilitzarà aquesta funció per a definir forces concentrades, moments i una massa en la ubicació remota que

s'haurà definit. La ubicació especificada estarà connectada a les entitats seleccionades mitjançant "barres rígides". Per tant, les entitats seleccionades (cares, arestes i vèrtexs) del sòlid, al estar connectades de forma rígida a un punt en comú, només poden deformar-se com un sòlid rígid.

Es definirà una massa remota que representi el component que es volen ometre. La ubicació de la massa ha d'estar en el centre de gravetat del component sense modelar.

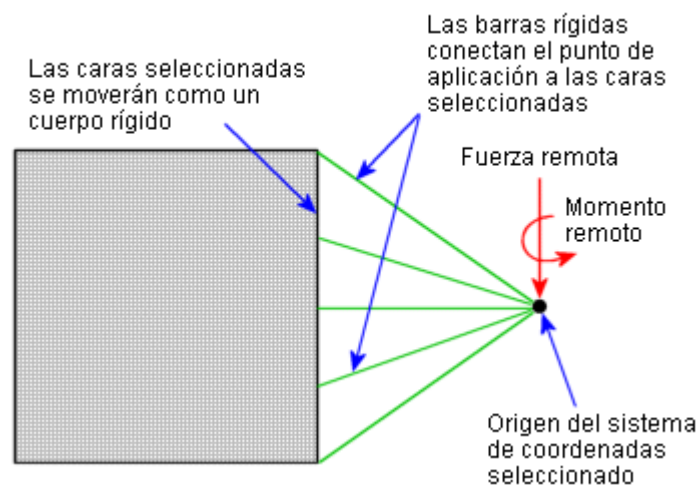


Figura 5.12 Esquemàtic d'una connexió rígida

Els sòlids tractats com a masses remotes s'exclouran del mallat, però les seves propietats físiques i moments d'inèrcia es tenen en compte en els anàlisis.

Així doncs, substituïrem el dinamòmetre i la protecció per masses remotes. I a més, també inclourem el parell ocasionat per la rotació del dinamòmetre quan esta en marxa i provinent de l'eix de connexió entre el motor i el dinamòmetre.

Els passos a seguir són els següents:

Un cop es té el model de la bancada obert s'ha d'activar el simulador del programa i seleccionar el tipus d'estudi que es vol dur a terme.

És un cop dins la fase de preparació de l'estudi que s'ha d'introduir els elements per masses remotes amb connexió rígida amb la bancada, ja que estan en contacte directe.

Fent clic a càrregues externes entrem dins del manager de propietats d'aquesta funció.

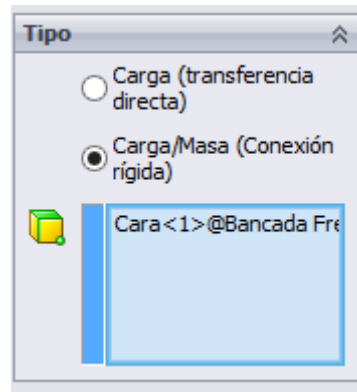


Figura 5.13 Menú de la càrrega remota

El software demana que les masses siguin aplicades sobre una cara de la bancada. Com que el dinamòmetre no ocupa tot l'espai de la cara superior de la bancada, si no que es recolza sobre una superfície menor, no podem seleccionar la cara directament, si no que haurem de partir la cara superior de la bancada per dibuixar-hi un quadrat de les mateixes dimensions que la cara inferior de la bancada. En la fig. 5.13 podem veure que en la cara de contacte entre la bancada i dinamòmetre hi ha dibuixat un quadrat que defineix la superfície de contacte entre ambdós.

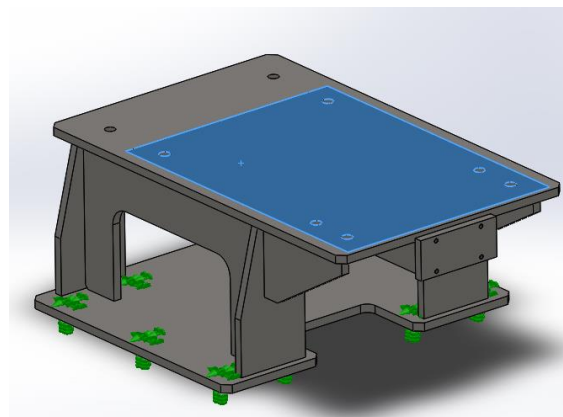


Figura 5.14 Contacte amb el dinamòmetre

D'altra banda, la superfície de contacte de la protecció amb la bancada, si que és la totalitat de la cara de contacte entre ambdós.

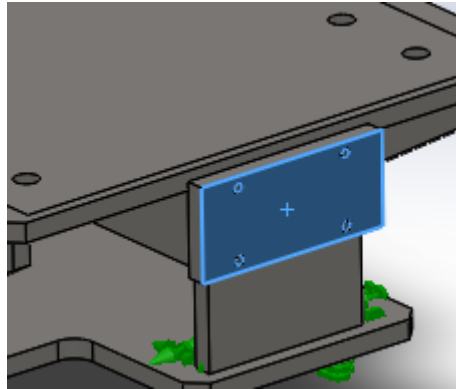


Figura 5.15 Contacte amb la protecció

També caldrà definir la posició en l'espai del centre de masses dels sòlids, i la massa en Kg dels mateixos. El pes s'ha extret del catàleg de propietats tant del dinamòmetre com de la protecció de l'eix, que és de 1225 Kg i 245 Kg respectivament.

Un cop definits tots els paràmetres, visualitzarem les masses remotes en l'assemblatge de la següent manera:

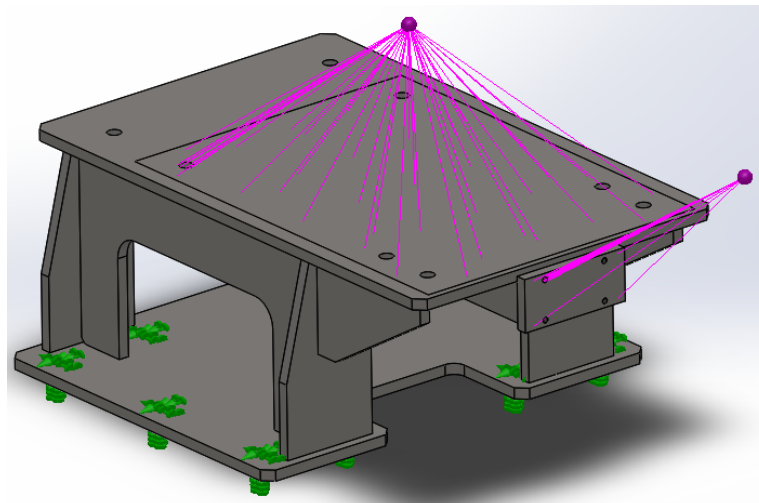


Figura 5.16 Visualització de les masses remotes

Ara cal incloure el parell provinent de l'eix. Com que l'esmentat eix no va recolzat directament sobre la bancada, de moment s'inclou en l'assemblatge de totes les peces, i no es pot aplicar la massa del mateix sobre la bancada. De totes formes si que s'aplicarà el parell, que prové de l'eix i es transmet a la bancada a través del dinamòmetre, i que per tant, estarà aplicat sobre la mateixa superfície sobre la que es recolza el dinamòmetre, i que s'ha definit anteriorment.

De la mateixa manera que s'ha definit les masses remotes anteriors, ho fem amb el parell, però en el property manager, seleccionarem "momento".

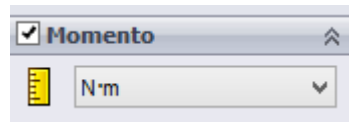


Figura 5.17 Selecció unitats del moment

Caldrà també definir la magnitud d'aquest parell en $N \times m$. Això presenta un problema obvi, i és que el parell generat pel dinamòmetre no és un valor constant, si no que depèn de les revolucions per minut en que el dinamòmetre fa rotar l'eix. És per això que s'analitzaran dues alternatives per a aquest fet. La primera opció, realitzar tants estudis de freqüències, com valors del moment ens interressi visualitzar; i la segona opció, realitzar un estudi dinàmic on el moment variï en el temps. Aquestes dues opcions s'exploren en els següents punts d'aquest projecte.

Finalment, amb tot plenament definit, obtenim les dues masses i el moment remot visualitzats en el programa així:

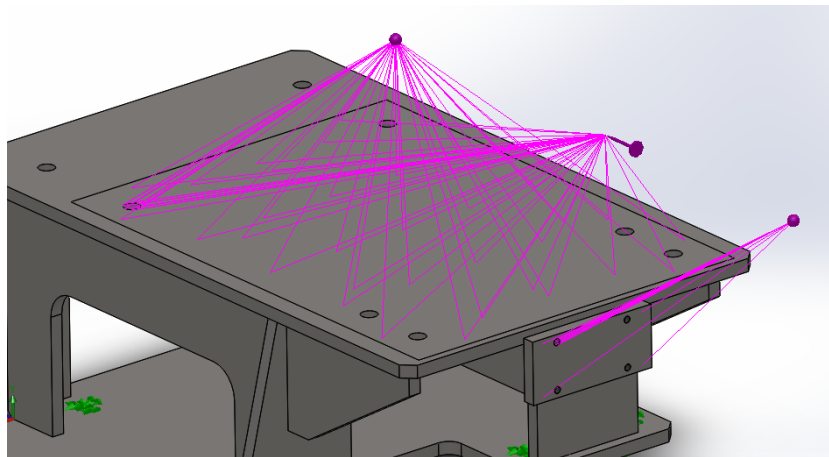


Figura 5.18 Visualització de les masses i el moment remot

5.4 Estudi de freqüència estàtic

Com s'ha esmentat abans, al definir el moment com força remota aplicada sobre la bancada, s'ha de definir també el valor d'aquest parell. Una de les opcions és realitzar tants estudis de freqüències com valors del moment del dinamòmetre es creguin oportuns analitzar.

D'aquesta manera, s'han realitzat 3 estudis de freqüències com els del punt 5.2, amb tres valors diferents: 0, un valor entremig, i el valor màxim.

El moment que produeix el dinamòmetre es pot observar en l'apartat de propietats del catàleg del dinamòmetre que anirà instal·lat sobre la bancada que s'està analitzant. En el cas d'aquest projecte, la corba parell-rpm del dinamòmetre és la següent:

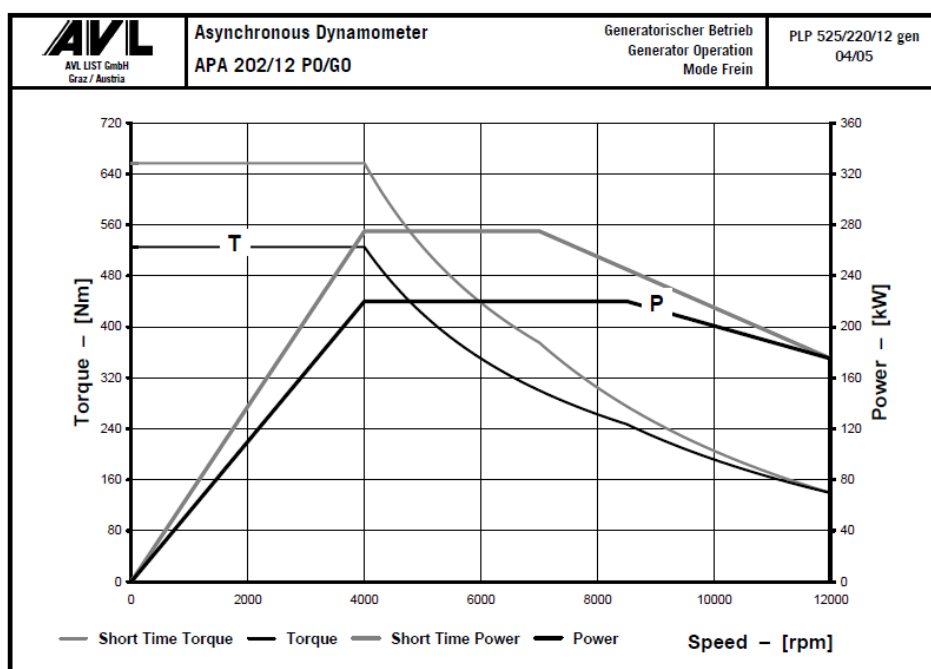


Figura 5.18 Gràfica Torque-Revolutions del dinamòmetre

Observant la gràfica de la fig. 5.18 s'han seleccionat 3 valors: 0, per quan el dinamòmetre no està en funcionament; 250Nm, que és un valor entremig i que correspon al dinamòmetre rotant a 9000 rpm; i 560Nm, que correspon als primers moments d'arrencada del dinamòmetre, entre 0 i 4000 rpm.

5.4.1 Resultats

Seguint tots els passos descrits en els punts anteriors, s'han obtingut els resultats dels 3 estudis.

S'observa el resultat de les primeres 4 freqüències modals de l'estudi per un valor de parell màxim de 560N·m:

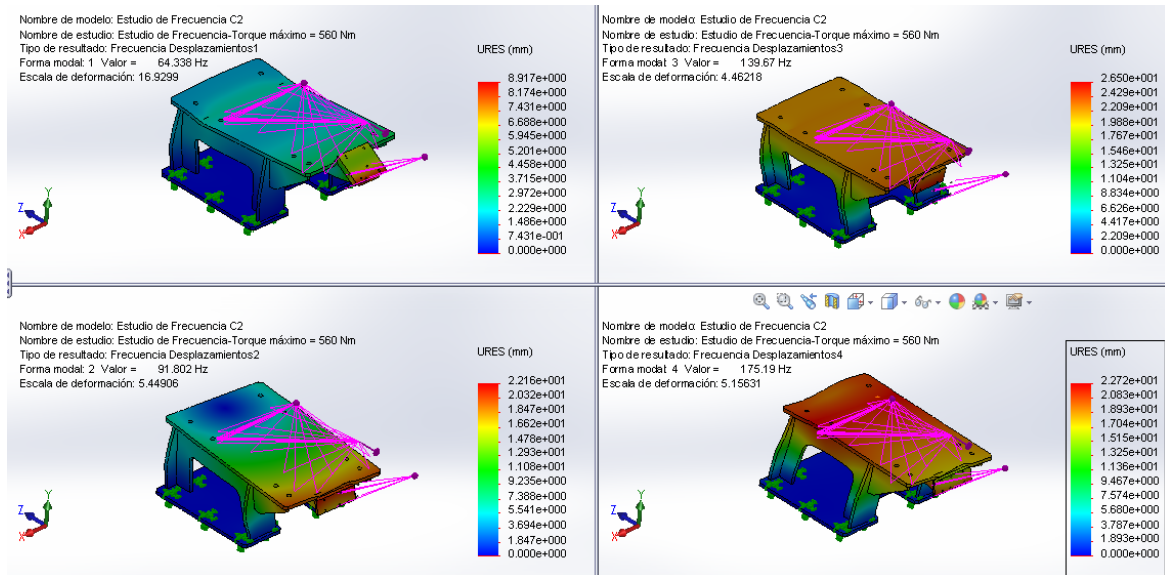


Figura 5.19 Primeres 4 formes modals

I se'n llisten les freqüències pròpies d'aquestes formes modals:

Nombre de estudio: Estudio de Frecuencia-Torque máximo = 560 Nm			
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	404.25	64.338	0.015543
2	576.81	91.802	0.010893
3	877.57	139.67	0.0071598
4	1100.7	175.19	0.0057082

Figura 5.20 Primeres 4 freq. modals

S'observa el resultat de les primeres 4 freqüències modals de l'estudi per un valor de parell de 250N·m:

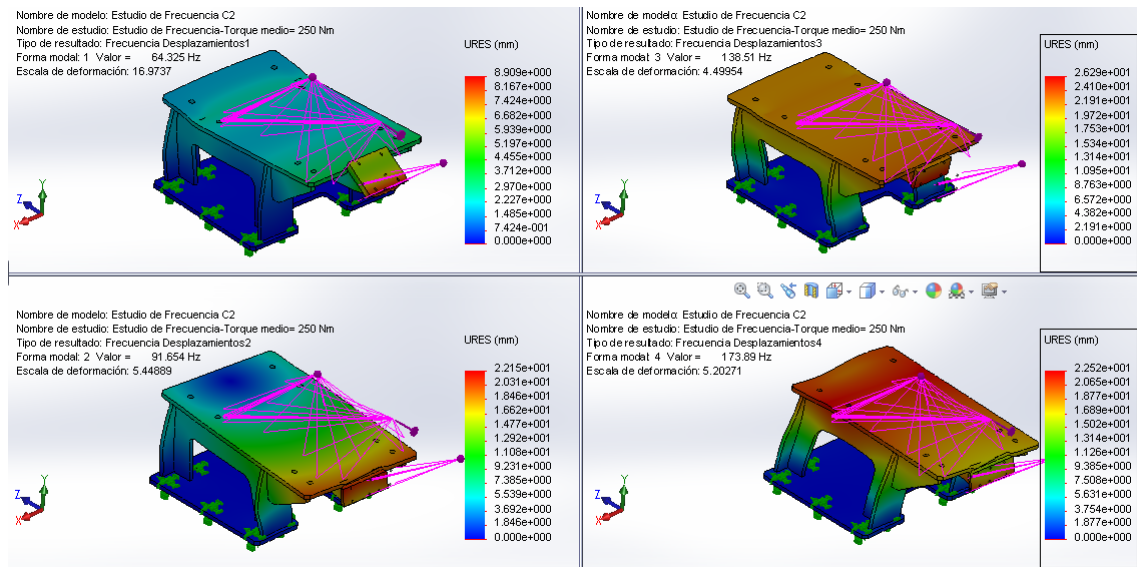


Figura 5.21 Primeres 4 formes modals

I se'n llisten les freqüències pròpies d'aquestes formes modals:

Nombre de estudio: Estudio de Frecuencia-Torque medio= 250 Nm			
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	404.16	64.325	0.015546
2	575.88	91.654	0.010911
3	870.26	138.51	0.0072199
4	1092.6	173.89	0.0057506

Figura 5.22 Primeres 4 freq. modals

S'observa el resultat de les primeres 4 freqüències modals de l'estudi per un valor de parell de 0N·m:

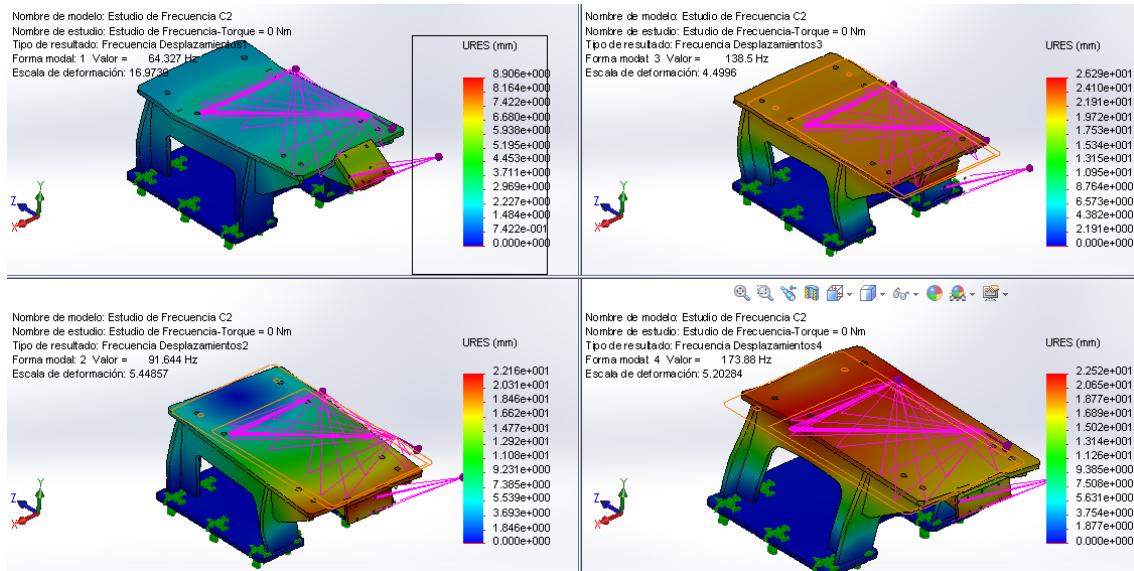


Figura 5.23 Primeres 4 formes modals

I se'n llisten les freqüències pròpies d'aquestes formes modals:

Nombre de estudio: Estudio de Frecuencia-Torque = 0 Nm			
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	404.18	64.327	0.015546
2	575.82	91.644	0.010912
3	870.21	138.5	0.0072203
4	1092.5	173.88	0.0057511

Figura 5.24 Primeres 4 freq. modals

Comparant els resultats d'aquest estudi, on s'inclouen les càrregues i el moment màxim que la bancada haurà de suportar, amb els resultats de les formes modals en la bancada per sí sola obtinguts en l'estudi de freqüències pròpies, es pot observar que les primeres freqüències modals han disminuït el seu valor. Així doncs, mentre amb l'estudi anterior obteníem una primera freqüència modal a 270Hz, amb un estudi on s'inclouen més components de l'entorn de la bancada, aquesta primera freqüència i forma modal es donaria amb una excitació de 59.5Hz o 3570rpm; la segona a 83.6 o 5016rpm. Aquests valors de revolucions per minut ja són més preocupants, perquè sí que entren dins del rang de funcionament normal d'un motor de combustió interna.

Ara ja sabem quines son les freqüències que s'haurien d'evitar a l'hora de fer funcionar el dinamòmetre sobre aquesta bancada.

Amb tot això, aquest estudi, tot i que senzill, no és massa complet ni conclusiu, ja que no es poden observar els esforços als que esta sotmesa la bancada i només obtenim resultats per un valor del moment, de manera que desconeixem els resultats per altres valors, i si es volguessin obtenir s'haurien de realitzar 559 estudis més (un per cada valor possible del parell) i a més estaríem negligint els valors decimals. Com que això no és òptim, s'ha de trobar un altre tipus d'estudi més convenient.

5.5 Estudi d'història-temps a partir del estudi de freqüències

Es parteix dels resultats de l'estudi de freqüències naturals que s'ha dut a terme amb anterioritat.

En aquesta fase es tracta de passar els resultats de l'estudi de freqüències a un nou estudi dinàmic del tipus historia-temps. Per a realitzar aquest estudi es necessita una versió més alta del software SW, la versió "Simulation Premium".

Per a començar amb l'estudi dinàmic és compta amb dues opcions, copiar l'estudi de freqüències realitzat sobre la bancada a un estudi dinàmic o començar-lo des de zero.

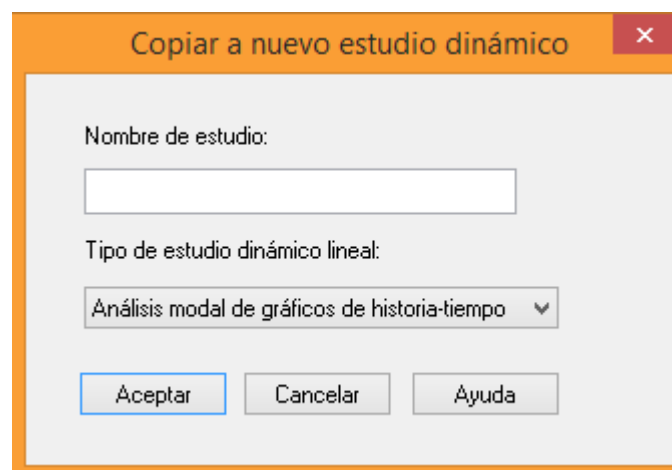


Figura 5.25 Copiar estudi

Copiar l'estudi de freqüències a un estudi dinàmic requereix haver realitzat un estudi de freqüències pròpies tal i com s'ha descrit en un dels punts anteriors, d'aquesta manera quan el copiem a un estudi dinàmic, el software recordarà els resultats de formes

modals, a més de les subjeccions, el mallat que s'ha utilitzat i altres paràmetres que d'altre manera caldria introduir de nou.

L'opció de copiar l'estudi és més adient ja que vol dir que s'ha realitzat correctament l'anàlisi de freqüències realitzant tots els passos necessaris a més que es tindrà guardat aquest estudi a mode de "checkpoint".

Si pel contrari es vol fer directament l'estudi dinàmic sobre l'assemblatge, cal realitzar tots els preparatius començant per escollir el tipus d'estudi. Aquest estudi es de tipus dinàmic lineal:

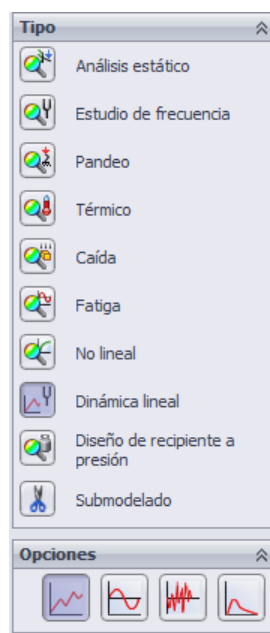


Figura 5.26 Elecció d'estudi historia-temps

Un cop seleccionat el tipus d'estudi, cal realitzar tots els preparatius que ja hem vist fins ara, especificació del material, definició de subjeccions, introducció del sòlids com a masses remotes, definir les propietats de la malla, així com altres preparatius exclusius d'un estudi dinàmic.

La utilitat d'utilitzar d'aquest estudi es poder veure la resposta de la bancada a través del pas del temps mentre el torque provinent des de l'eix d'unió amb el motor també varia. Per a això hem d'aplicar una càrrega remota com s'ha fet fins ara però canviat els paràmetres dins del property manager. La diferència es que haurem de definir el valor del parell com a variable en comptes de lineal. Per a fer això s'ha d'introduir una corba,

que és la que el programa utilitzarà per obtenir els valors a cada pas de la resolució de l'estudi.

Tal i com es mostra en la fig. 5.18, es compta amb la corba Torque-revolucions del dinamòmetre. L'estudi dinàmic però, demana una corba variant en el temps, és a dir, que a l'eix de les abscisses hi ha segons en comptes de revolucions.

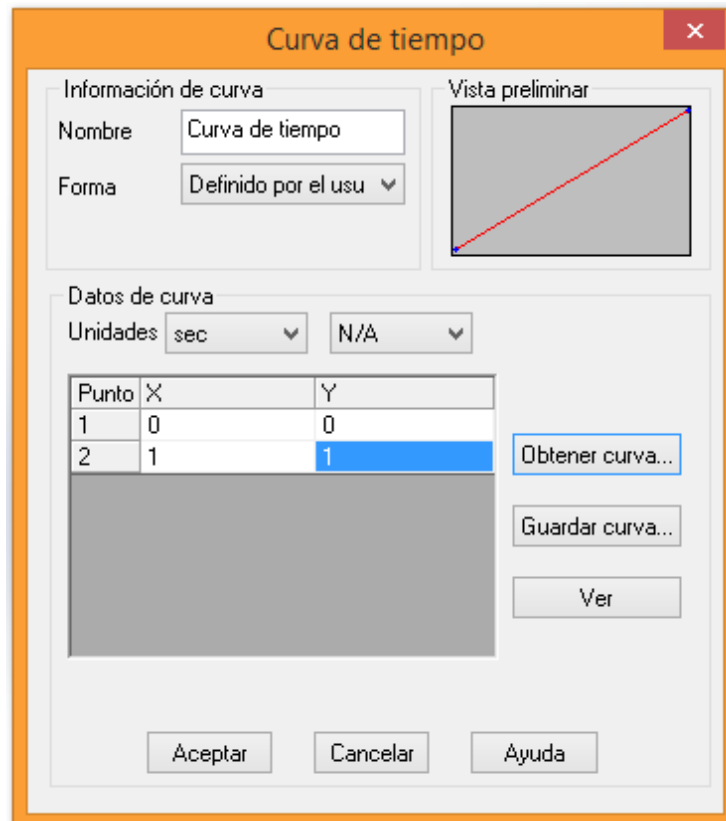


Figura 5.27 Corba en el temps per defecte

Així doncs cal una aproximació de la corba de la fig. 5.18, que es pot realitzar amb Excel, i introduir els punts obtinguts en les dades de corba del Solidworks que es pot observar a la fig.5.27.

Tot i que la gràfica del catàleg és de torque-rpm, s'introdueixen els valors de revolucions com si de temps es tractes, però no les mateixes xifres, ja que calcular les reaccions en un estudi de 0 a 12000 segons es innecessari a més de que portaria massa temps arribar a la solució. Així doncs reduïm el valor de revolucions per 10^{-n} suficient com per a que la simulació no passi dels 2 segons. S'ha comprovat que els resultats obtinguts seran els mateixos independentment de l'escala de temps que s'utilitzi.

La corba va de 0 a 1.2 segons, en intervals de 0.2 segons i queda de la següent manera:

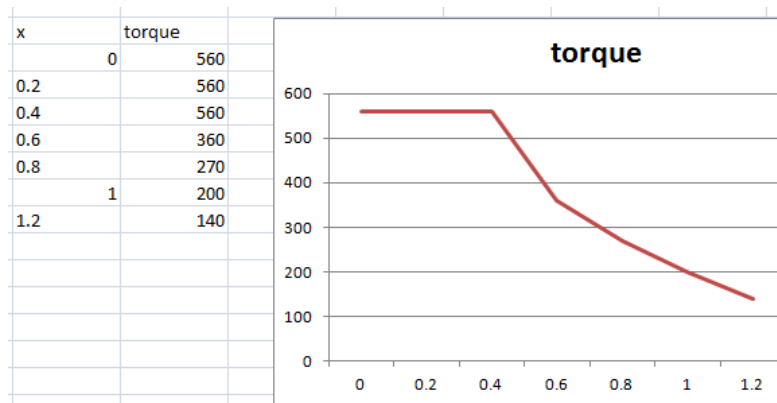


Figura 5.28 Aproximació realitzada amb l'excel

Cal tenir en compte que en la introducció de dades del software, l'eix d'ordenades és adimensional; funciona com a un multiplicador del valor que s'introdueix en el property manager de la càrrega remota. Per tant, com que en els punts Y s'han introduït els valors totals del parell, al property manager haurem de definir el valor del moment com a 1N·m, ja que el programa multiplicarà aquest valor per el valor de Y en cada punt de la resolució de l'estudi.

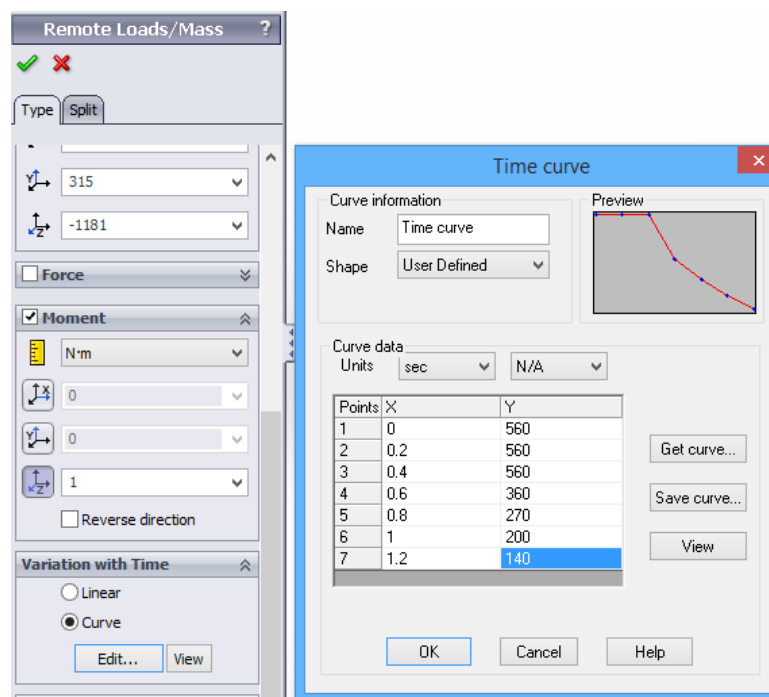


Figura 5.29 Introducció de l'aproximació al SW

Donat que la gràfica del torque utilitza valors fins a 1.2 segons en el temps, s'ha d'ajustar les propietats de l'estudi a les dades introduïdes, ja que el temps de duració

estàndard és de un segon. Per tant el que cal fer és modificar el rang de temps pel qual el software trobarà solucions.

Intervalo de tiempo		
Hora de inicio:	<input type="text" value="0"/>	seg.
Tiempo final:	<input type="text" value="1.2"/>	seg.
Incremento de tiempo:	<input type="text" value="0.0005"/>	

Figura 5.30 Opcions dinàmiques

En opcions de dinàmiques es on es pot modificar la duració de l'estudi indicant el primer i últim punt de temps. Com que s'han donat valors diferents de torque des de 0 a 1.2 segons, es modifica adientment tal i com es pot observar en la fig. 5.30.

A la vegada, en la mateixa finestra d'opcions de propietats de l'estudi, es pot modificar el valor anomenat "increment de temps". Aquest valor indica al programa l'interval per el qual ha de calcular solucions, és a dir, cada quants punts de la gràfica obtindrà una solució que després es podrà visualitzar. Per tant, amb la duració i l'increment de temps podem saber quantes solucions haurà de calcular el SW; més solucions vol dir més precisió però també més temps de càlcul, és per això que caldrà ajustar aquest valor al nombre que més adient sigui en cada cas que es tracti. En el aquest cas s'ha seleccionat un increment de 0.0005 segons durant les 1.2 segons que dura la simulació, per tant, el Solver realitzarà un total de 2400 passos.

El següent pas en la preparació de l'estudi dinàmic és introduir el coeficient d'amortiment modal. L'amortiment modal es defineix com el coeficient d'amortiment crític C_{cr} per a cada mode. L'amortiment crític C_{cr} és la menor quantitat d'amortiment que produeix que un sistema torni a la seva posició d'equilibri sense oscil·lar. Donat que no tenim dades experimentals, utilitzarem dades procedents de una classe similar de sistemes per a calcular les propietats d'amortiment.

En la següent taula podem trobar valors estàndards:

Sistema ^(a)	Coefficient d'amortiment viscos $\zeta^{(b)}$
Metalls (en interval elàstic)	menor que 0.01
Estructures de metall contínues	0.02 - 0.04
Estructures de metall amb juntes	0.03 - 0.07
Líneas de transmissió d'alumini y acer	~ 0.04
Sistemes de canonades de petit diàmetre	0.01 - 0.02
Sistemes de canonades de gran diàmetre	0.02 - 0.03
Amortidors de xoc	~ 0.30
Cautxú	0.05
Edificis grans durant un terratrèmol	0.01 - 0.05
Estructures de formigó pre-tensat	0.02 - 0.05
Estructures de formigó reforçat	0.04 - 0.07

Taula 5.2 Valors estàndards d'amortiment

Donat que s'està analitzant una estructura de metall contínua, aplicarem un coeficient d'amortiment modal de 0,03.

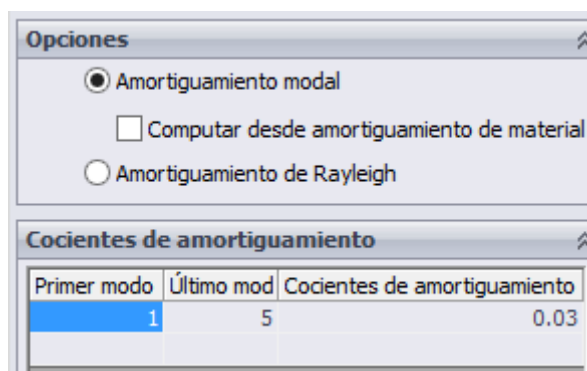


Figura 5.31 Introducció de l'amortiment modal

Finalment tant sols queda mallar el sòlid i executar l'estudi.

5.5.1 Resultats

Igual que amb l'estudi estàtic, un cop finalitzat l'estudi, obtindrem per defecte els desplaçaments en cadascuna de les formes modals de totes les freqüències modals que hem seleccionat estudiar. Aquests desplaçaments es poden animar en forma de vídeo, per poder observar el moviment generat. Es poden llistar freqüències, masses modals, etc.

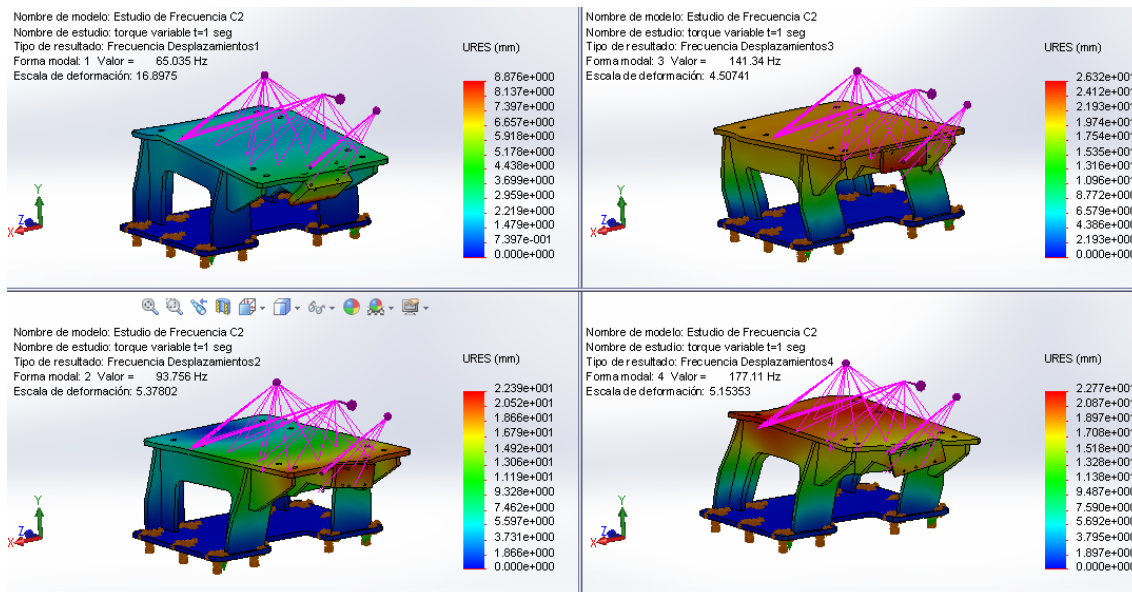


Figura 5.32 Primeres 4 formes modals

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	408.63	65.035	0.015376
2	589.08	93.756	0.010666
3	888.06	141.34	0.0070751
4	1112.8	177.11	0.0056462

Figura 5.33 Primeres 4 freq. modals

A partir d'aquí, aquest tipus d'estudi dinàmic, ens permet visualitzar a més els diferents tipus de resultat que ens interressi observar.

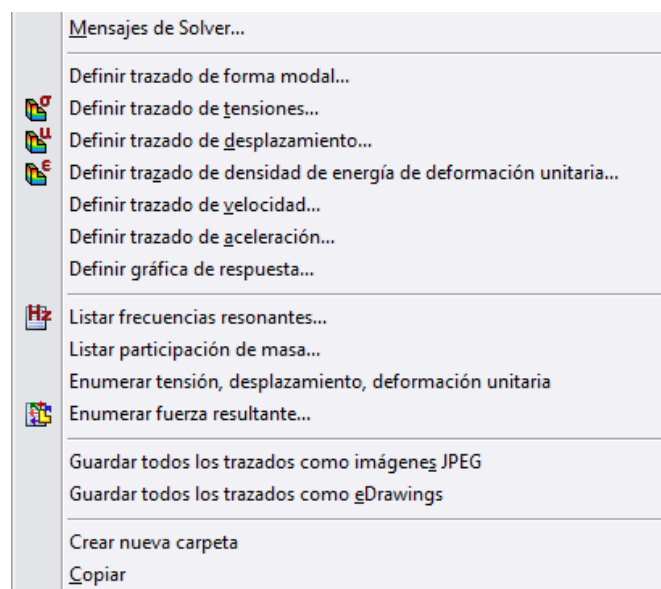


Figura 5.34 Menú de resultats

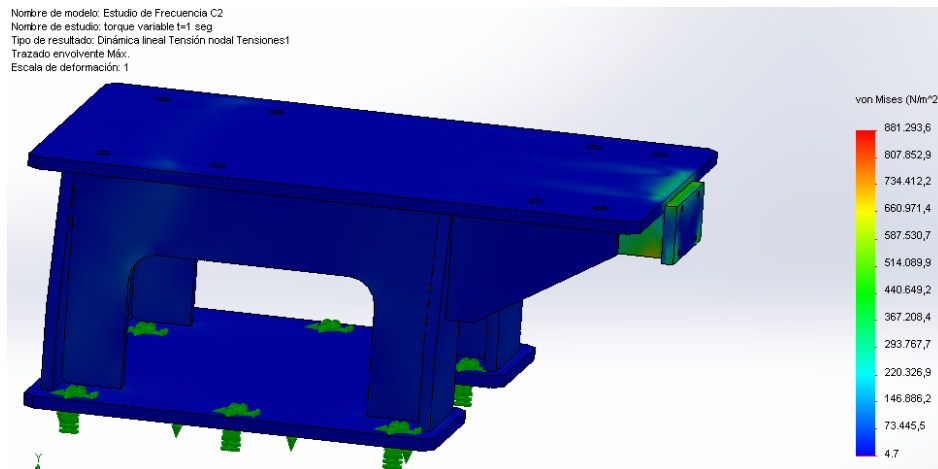


Figura 5.35 Traçat de tensions màximes

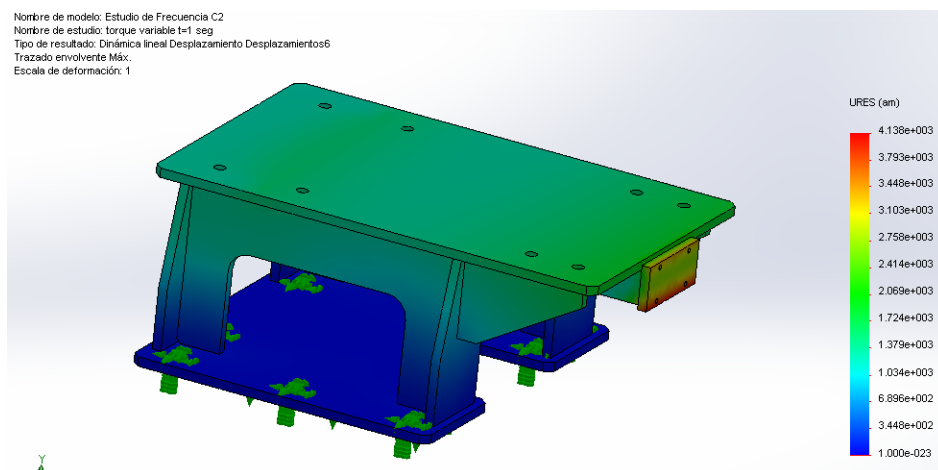


Figura 5.36 Traçat de desplaçaments màxims

Aquest estudi és més detallat que l'estudi estàtic, ja que permet visualitzar el traçat de tensions, desplaçaments, etc. sobre el model. Es poden observar per exemple les tensions màximes a les que se sotmetrà la peça, o les tensions en un moment del temps, es a dir, en un dels passos que ha calculat el software. També dins de cada visualització de resultat es pot obtenir molta informació a la vegada que es pot canviar diferents opcions de visualització per a adaptar-ho a les nostres necessitats.

D'aquesta manera és possible observar diferents valors importants a l'hora de dissenyar la bancada. Tot i que aquest tipus d'estudi és molt útil, no permet relacionar l'anàlisi amb les freqüències, que és el que interessa per aquest projecte, per tant cal trobar un altre tipus d'estudi encara més adient.

5.6 Gràfiques de resposta en un punt del sòlid

Una altra utilitat de l'estudi dinàmic és poder observar les reaccions en un punt concret del sòlid analitzant-lo a través del temps o en un moment concret.

Hi ha varies formes de fer-ho. La més senzilla és afegir, en el model previ a la realització de l'estudi, un sensor en un punt del sòlid, de manera que després de realitzar l'estudi, hi haurà disponible aquest punt per a analitzar les reaccions en ell.

Sense introduir el sensor en un punt definit prèviament a l'estudi, s'haurà de buscar en la llista de nodes de la malla que ha creat el software, el node més pròxim al punt on volem analitzar els resultats, i això és bastant complicat sobretot si es té un sòlid molt gran o una malla molt fina que generarà gran quantitat de nodes.

Així doncs, en cas que sigui d'interès, primer es definirà el punt on es vol aplicar el sensor. Com per exemple la cara on va recolzada la protecció de l'eix, i que com s'ha vist amb els estudis anteriors, esta subjecte a una part important del moviment d'oscil·lació provocat per les vibracions.

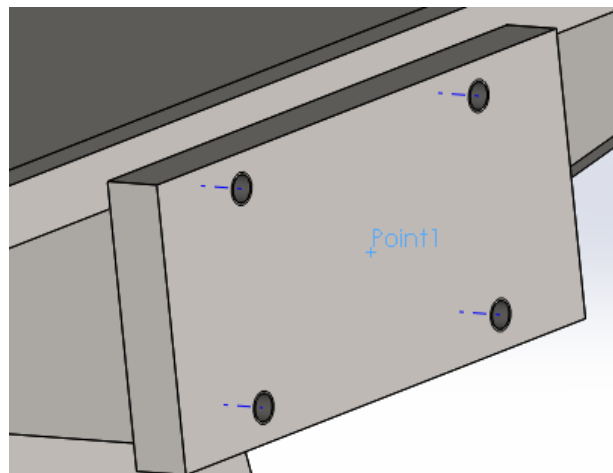


Figura 5.37 Visualització d'un punt sobre el sòlid

Després afegim un sensor del tipus “Simulation data” i apliquem el paràmetre “workflow sensitive”, a propietats seleccionem la posició del sensor, que serà el punt definit anteriorment.

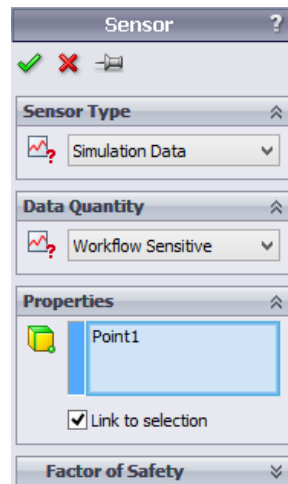


Figura 5.38 Opcions d'un sensor

Si s'han realitzat aquests passos, després de realitzar l'estudi podrem dibuixar una gràfica amb un o més sensors, així que potser es interessant definir varis punts amb sensors i renombrar-los per poder distingir-los els uns dels altres.

Ara per cada tipus de traçat de resultats que s'ha triat visualitzar, es pot dibuixar una gràfica d'aquests resultats a traves del temps seleccionant els sensors que interressi.

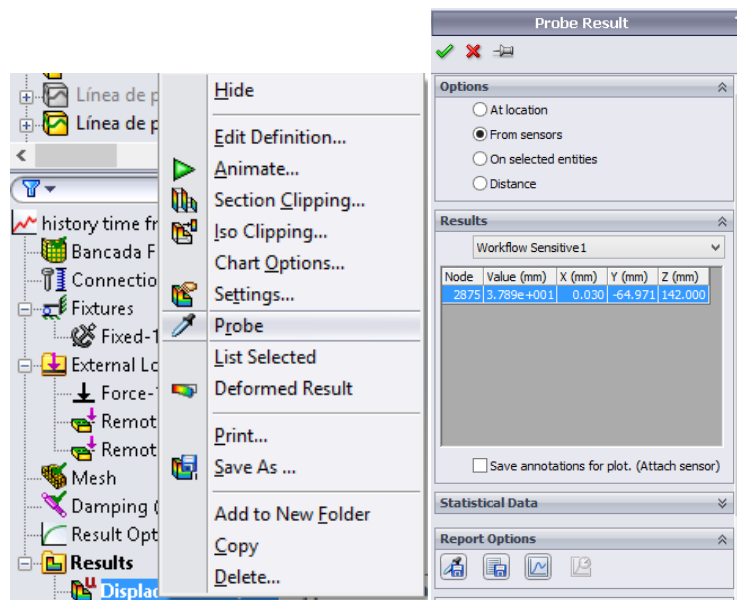


Figura 5.39 Selecció de sensor per a grafica

Com és lògic per a els desplaçaments per a freqüències modals, l'opció de gràfica en el temps està desactivada, ja que cada freqüència modal es dona en un moment del temps concret. Si definim el traçat de desplaçaments totals sí que podem obtenir la gràfica a través del temps dels desplaçaments en mil·límetres en aquell punt.

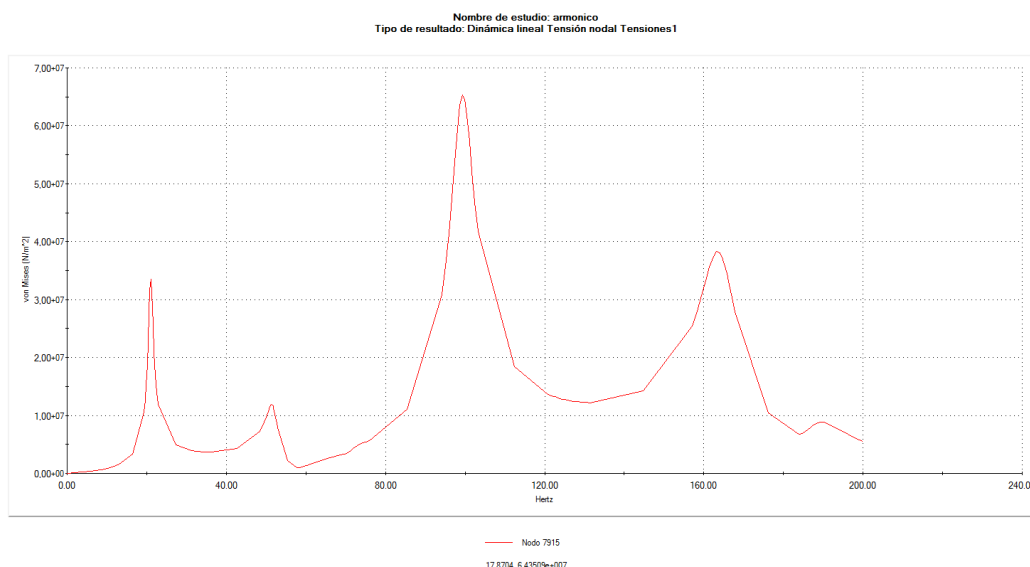


Figura 5.40 Exemple de gràfica en un sensor

5.7 Comparació entre estudi estàtic i estudi historia-temps

Si es comparen els valors dels resultats de freqüències modals tant de l'estudi estàtic com el dinàmic, s'observa que els valors obtinguts són els mateixos (dins d'un marge d'error acceptable).

Material	Cargas		Forma modal	Frecuencia (Hertz)	Desplazamiento (mm)
1.0037 (S235JR)	masa propia	391.8 kg	1	59.5	11.4
	masa <u>dyno</u>	1200.0 kg	2	83.6	25.7
	masa protección	~245.0 kg	3	198.7	55.
	Torque máx. (brida)	560.0 Nm	4	327.3	25.3

Taula 5.3 Resultats estudi estàtic

Material	Cargas		Forma modal	Frecuencia (Hertz)	Desplazamiento (mm)
1.0037 (S235JR)	masa propia	391.8 kg	1	60.15	14.5
	masa <u>dyno</u>	1200.0 kg	2	84.8	25.9
	masa protección	~245.0 kg	3	200.68	55.2
	Torque máx. (brida)	560.0 Nm	4	330.5	25.3

Taula 5.4 Resultats estudi dinàmic

Així doncs tot i que és cert que amb l'estudi estàtic es poden obtenir els valors de freqüències pròpies de la bancada amb els mateixos valors que amb un estudi dinàmic, però sense la necessitat de obtenir el mòdul del Solidworks Simulation Premium. També és cert que l'estudi dinàmic permet un estudi molt més detallat i amb el que

podem observar valors de les reaccions en qualsevol moment i en qualsevol punt particular del sòlid.

Una altre conclusió que es pot extreure de la comparació de tots els estudis que s'ha realitzat fins al moment és que el parell no influeix en els resultats, a diferència de les càrregues estàtiques que representen les masses recolzades sobre l'estructura, que si influeixen considerablement en els resultats de freqüències pròpies. Comparant les freqüències modals dels 3 estudis estàtics amb els diferents valors del parell, efectivament s'observa que els valors són idèntics per a valors de parell nuls i valors de parell màxim. De la mateixa manera, en l'estudi dinàmic d'història temps, tampoc s'han observat diferències en els resultats amb estudis amb i sense parell afegit. És per això que a partir d'ara es pot prescindir d'incloure aquesta càrrega ja que els seus efectes son menyspreables.

A partir d'aquests estudis preliminars ara s'haurà d'incloure en l'estudi les forces generades per la vibració del motor. I també després es realitzarà la introducció en el model de la connexió amb amortidors entre la bancada i el dinamòmetre, i així es podran observar les diferències entre els dos dissenys i es podrà recomanar l'incloure els amortidors o no en el muntatge final de la sala de proves.

5.8 Preparació de l'assemblatge

Fins ara els estudis es realitzaven sobre el model de la bancada i introduint les càrregues del dinamòmetre i la protecció de l'eix de connexió entre el dinamòmetre i els motors.

A partir d'ara, però, realitzarem els estudis sobre un assemblatge que consistirà dels models corresponents a la bancada, el dinamòmetre, la protecció de l'eix i també el propi eix.

Així doncs, començarem per preparar l'esmentat assemblatge. Com ja se sap, els sòlids utilitzats poden ja estar fetes i venir d'un altre enginyer que s'ha dedicat a dibuixar-les. A vegades, aquestes peces dibuixades funcionen perfectament per al seu objectiu, que és la visualització d'aquestes en l'assemblatge en 3D de la sala de proves. Però per algunes raons, com la complexitat de la geometria, les interferències entre sòlids o errors en el modelat; les peces no son òptimes per realitzar amb elles un estudi. És per això que

quan cal tenir en compte algunes consideracions abans de poder incloure aquests models en l'assemblatge que s'utilitzarà per als estudis:

Diferents sòlids. De la mateixa manera que està explicat al apartat per a la preparació del model de la bancada, per als models dels elements restants, també hi ha la possibilitat de que aquest problema hi sigui present, per tant caldrà abordar-lo tal i com està descrit en el punt 5.1.

Interferències. Pot ser que un dels models que s'utilitzin, ja sigui un assemblatge i per tant pot presentar interferències, això significa que part de la geometria d'una peça ocupa el mateix espai que la d'una altra peça. A l'hora de executar un estudi, el software ens advertirà de que hi ha interferències, les calcularà i indicarà on es troben. És del tot imprescindible reparar-les per a poder començar el càlcul de qualsevol estudi. Això es pot fer o be unint les peces en una, o retallant o eliminant una de les dues. És comú trobar interferències en els cargols, donat que molts compten amb diferències de mida amb el forat de trepant que els allotja degut a les toleràncies en les mesures o al fet de que s'obvia la rosca en la geometria, dibuixant-la com un senzill cilindre, i es allà on les dos parts es solapen. Eliminant qualsevol cargol o femella abans del assemblatge s'estalvien interferències a la vegada que se simplifica la peça per a que l'estudi sigui més ràpid.

Simplificació de peces. Els models normalment es dibuixen amb totes les seves parts per a que es puguin visualitzar tots els seus elements i mesures, l'espai que ocupen... Però per a un estudi hi ha moltes peces que es poden ignorar, ja que no influeixen estructuralment. Analitzar totes les peces amb tota la seva complexitat és prohibitiu per al software degut als recursos que serien necessaris. A part, en el cas que ocupa aquest projecte, no interessen les reaccions en el dinamòmetre, si no, els efectes que el dinamòmetre causa sobre els altres components, per això s'idealitza aquesta part simplificant-ne al màxim la seva geometria.

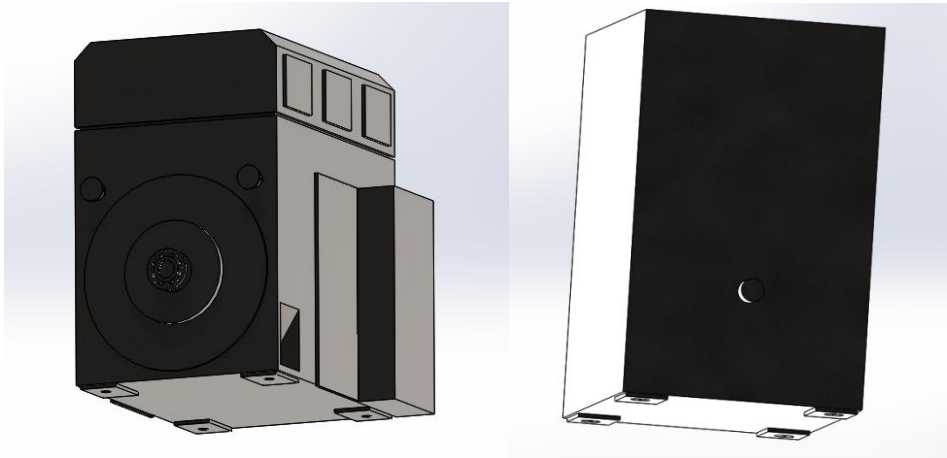


Figura 5.41 Model original i model simplificat

Després caldrà substituir la massa calculada per el software per la massa real de la peça. La massa del dinamòmetre és la que ja s'havia utilitzat a l'hora de substituir-lo per una massa remota i que s'havia trobat a les especificacions tècniques del seu catàleg.

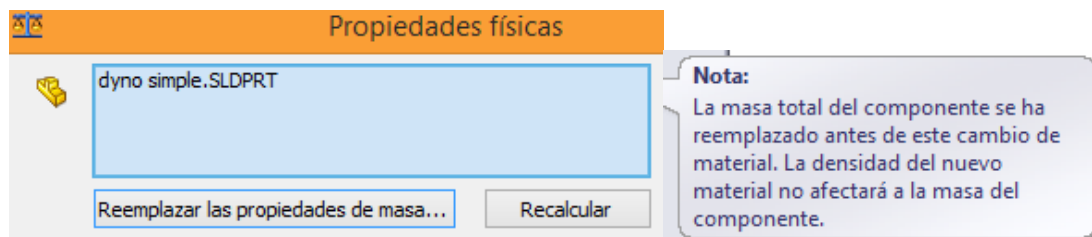


Figura 5.42 Reemplaçament de massa

S'ha de fer el mateix amb els models de la protecció i l'eix.

5.8.1 Modelització de l'eix.

A diferència del dinamòmetre, la bancada i la protecció de l'eix, que son peces immòbils, l'eix de connexió entre dinamòmetre i motor, compta amb diferents peces que permeten moviment entre sí. De manera que el modelat serà diferent.

Cal obrir cada element de l'eix un a un, i simplificar-lo. Després quan tots els elements estan correctament preparats s'afegiran un a un dins l'assemblatge general fins que quedi totalment constituït l'eix.

L'eix que ens ocupa en aquest projecte és un eix sòlid, sense gomes flexibles, però amb Cardan per permetre cert moviment en els eixos de llibertat del motor i dinamòmetre.

Els sòlids dels que està compost l'eix són:

La subjecció. Que una va en contacte amb el dinamòmetre per un extrem, i una altre igual que la primera va en contacte amb el motor per l'altre extrem. Aquestes peces uneixen l'eix de connexió amb l'eix de rotació del motor i del dinamòmetre.

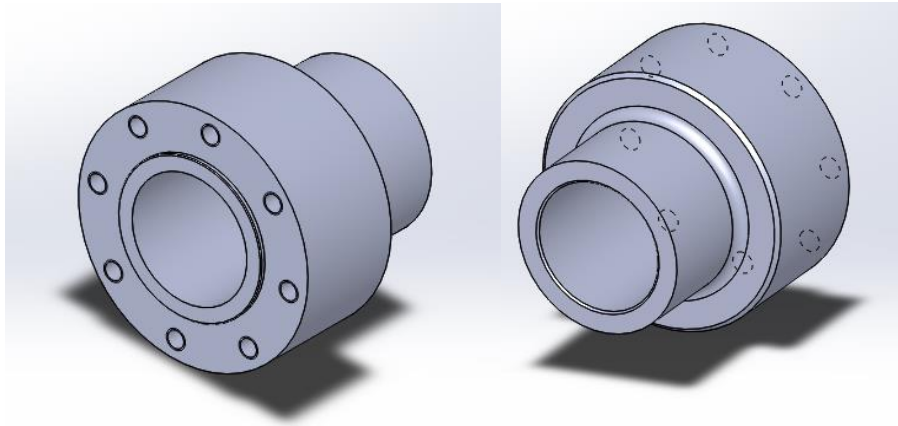


Figura 5.43 Subjecció de l'eix

Cap del Cardan. Unides amb cargols a les subjeccions, trobem els caps del Cardan.

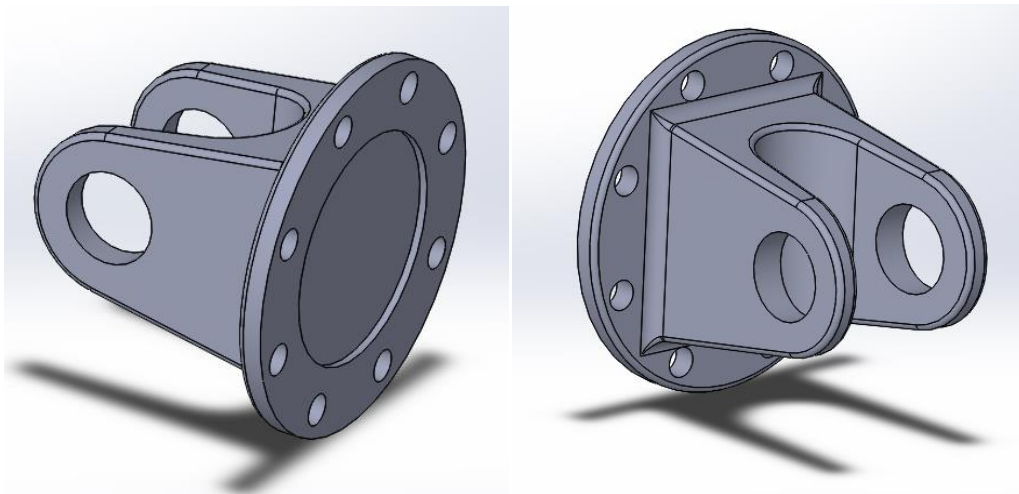


Figura 5.44 Cap del cardan de l'eix

Creu del cardan. Dins dels forats hi encaixa la creu del cardan amb els rodaments que permeten la rotació.

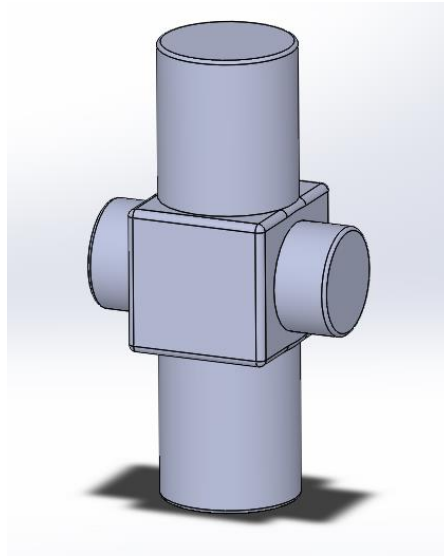


Figura 5.45 Creu del cardan de l'eix

Centre de l'eix. Aquesta és la part més llarga de l'eix i a cada extrem van unides les creus del cardan.

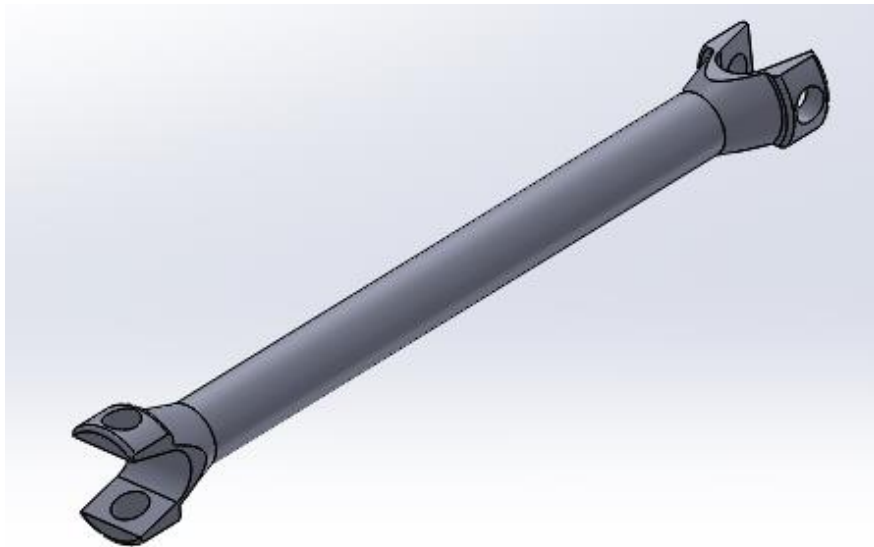


Figura 5.46 Peça central de l'eix

Finalment, acoblant totes les parts, l'eix queda constituït de la següent manera:

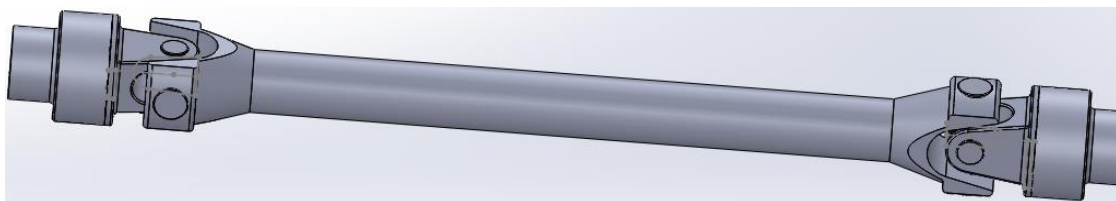


Figura 5.47 Eix assemblet

5.8.2 Acoblament

Finalment es procedeix a acoblar tots els components. Es comença per col·locar la bancada que serà l'element central fix. Després s'introdueix el dinamòmetre fent-ne coincidir els forats de la seva base amb el de la bancada, ja que es on hi aniran els cargols uniran els dos elements. També fem coincidir la part inferior del dinamòmetre amb la part superior de la bancada, de manera que hi quedi recolzat.

El següent element és la protecció de l'eix. En aquest model també s'hi ha inclòs els forats per els cargols que es faran coincidir amb els que també te la cara on va recolzat aquest element sobre la bancada, i també es definiran les dues cares com a coincidents.

Finalment s'introdueixen les diferents peces del que consta el eix, acoblant-les una rere l'altre, començant per la punta que va subjecta a l'eix del dinamòmetre i continuant fins a completar l'assemblatge.

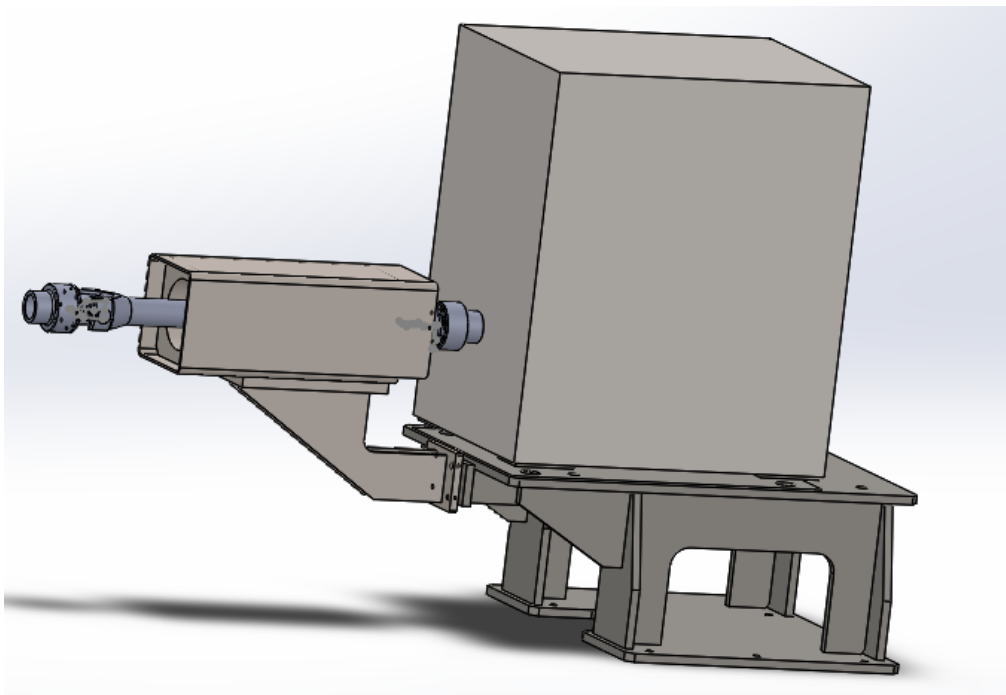


Figura 5.48 Conjunt de sòlids assemblats

5.9 Estudi harmònic sense amortidors

L'estudi harmònic és un altre tipus d'estudi de dinàmica lineal. Molt semblant a l'estudi d'història-temps, amb la diferència que l'estudi no es realitza a través d'un rang de temps, si no a través d'un rang de freqüències.

De la mateixa manera que amb l'anteriorment analitzat estudi de història-temps, es poden copiar les dades en un estudi harmònic des de un estudi de freqüències modals, seleccionant "estudi harmònic" en el menú que es pot visualitzar en la fig. 5.25; o es pot començar des de zero.

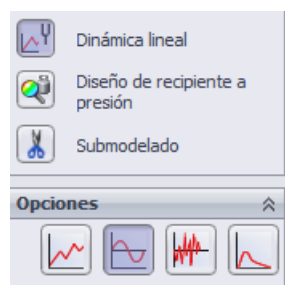


Figura 5.49 Triar estudi harmònic

Començant des de zero, un cop seleccionat el tipus d'estudi, cal realitzar tots els preparatius que ja hem vist fins ara, especificació del material, definició de subjeccions, definir les propietats de la malla. Aquest cop s'està treballant sobre un assemblatge, pel que no introduïrem cap massa remota. I es definirà el mateix amortiment que fins ara.

Al ser un estudi harmònic a través d'un rang de freqüències ja es pot procedir a introduir les forces que representaran l'excitació exterior que produeixen les vibracions dels motors quan la bancada està essent utilitzada.

5.9.1 Introducció de les vibracions a l'estudi

Com s'ha vist en el punt 2.6 de la teòrica, cal resoldre algunes equacions per arribar a calcular una aproximació de la força resultant d'un motor de combustió interna. Encara més, s'ha de comptar amb les especificacions detallades del motor del que volem calcular-ne la força, ja que les dimensions de bieles i pistons son de menester per a la resolució del càlcul.

Això crea un problema, i és que a l'empresa quan es dissenya una sala per a les proves de motors en cap moment se sap quins motors s'hi provaran. De fet ni el mateix client ho sap. Quan un client construeix una instal·lació d'aquest tipus en una planta de fabricació vol que li sigui duradora, de manera que durant tot el temps que la sala estigui en actiu s'hi provin tot tipus de motors. El client no paga tota una sala de proves per només testejar un sol motor.

Per tant ens trobem amb la impossibilitat de predir, i encara menys demanar al client, les especificacions de tots els motors que hi voldran posar a prova. I en cas que això fos possible, s'hauria de calcular un per un cada motor, obtenir-ne les forces i després fer un estudi de vibracions per a cadascun, comprovant que cap compromet l'estructura de la bancada durant el seu funcionament, cosa que portaria masses hores d'enginyeria i una de les condicions d'aquest projecte era que fos suficientment ràpid com per no influir massa en els costos de execució.

Així doncs ens trobem amb un impediment que s'ha solucionat de la següent manera:

Quan es dissenya una bancada per al suport del dinamòmetre se sap quin dinamòmetre portarà i es compta amb totes les especificacions tècniques d'aquest, donat que la maquina prové de la central de l'empresa, és per això que és té informació prèvia sobre aquest producte i inclús es podria arribar a demanar més en cas necessari. Aquest dinamòmetre serà un element fix dels components de la sala, i per molt que es canviïn els motors que s'hi posaran a prova, els tests sempre es duran a terme amb la mateixa bancada i dinamòmetre.

Analitzant les especificacions tècniques del dinamòmetres s'observa que hi ha un apartat on s'indiquen les vibracions màximes a les que es pot sotmetre durant el seu funcionament. En cas que es superessin aquestes vibracions màximes es posaria en perill la integritat de l'aparell i es podria espatllar amb el trencament d'alguna de les seves parts.

Per tant, quan se sap que mentre la bancada estigui suportant el dinamòmetre en funcionament, les vibracions màximes que haurà de suportar el conjunt són les vibracions màximes que aguantaria el dinamòmetre. Ja que si es superen, no caldria patir tant per la bancada com per el trencament del dinamòmetre D'aquesta manera, si es dissenya una bancada que sigui capaç de suportar aquest límit de vibracions se sap que no hi haurà cap problema. Donat que en el cas extrem de que es poses a prova un motor massa gran o desequilibrat, abans trencaria el dinamòmetre i s'hauria de canviar.

D'altra banda, el client pot veure a les especificacions quines son aquestes vibracions màximes que pot resistir la instal·lació, i se suposa que amb l'ajut d'aparells de mesurament de vibracions físiques, no sobrepassarà mai aquest límit.

En el cas que ocupa aquest projecte el dinamòmetre que sostindrà la bancada és un DynoDur APA 202/12. Les vibracions màximes que suporta aquest model són 7mm/s de velocitat màxima durant l'oscil·lació.

Un cop trobat el valor de les vibracions que volem comprovar que suporta la bancada, cal introduir-les dins l'estudi. Per fer això, dins del property manager de l'estudi harmònic, cal afegir una càrrega externa en forma de "excitació de base uniforme".

Dins de les opcions de l'excitació base es selecciona una de els cares horitzontals del dinamòmetre i perpendicularment s'estableix un valor de de 7, seleccionant "velocitat" en el tipus de vibració. Finalment es comprova que la velocitat serà linear durant tot el rang de freqüències observant la gràfica de variació amb la freqüència. Amb tot això la vibració ja estarà introduïda correctament.

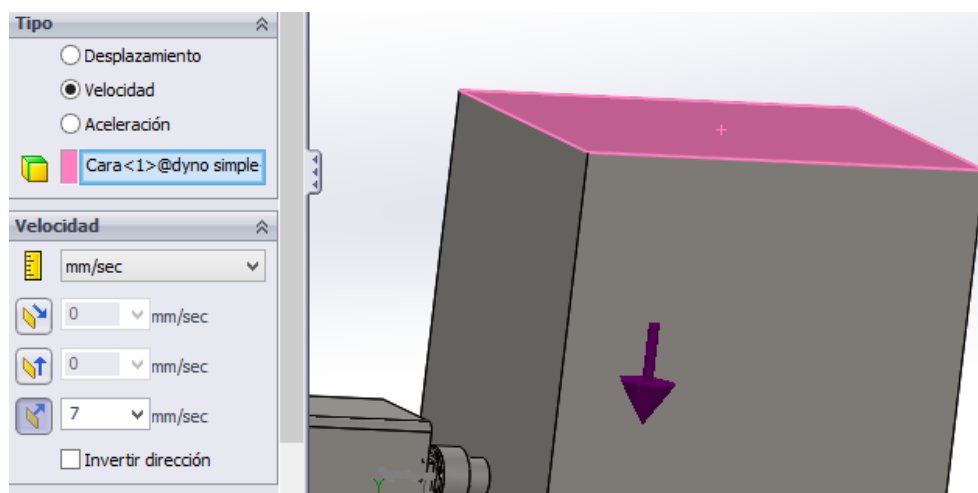


Figura 5.50 Introducció vibracions

5.9.2 Propietats de l'estudi harmònic

Fent clic secundari sobre el títol de l'estudi en el property manager, es pot accedir a les propietats de l'estudi.

A l'apartat d'opcions de freqüència s'escolliran el nombre de freqüències modals a analitzar, a no ser que s'hagi copiat l'estudi des de un altre estudi de freqüències modals, en aquest cas el valor també s'haurà copiat a l'estudi harmònic. També es seleccionarà l'opció automàtica en el tipus de solver.

Opciones

Número de frecuencias: 15

Calcular frecuencias más cercanas a: (desplazamiento de frecuencia) 0 Hertz

Límite superior de frecuencia: 0 Hertz

Usar un muelle blando para estabilizar el modelo

Opciones de unión rígida incompatibles

Automática

Simplificada

Más precisa (más lenta)

Solver

Automatic

Direct sparse

FFEPlus

Figura 5.51 Propietats de l'estudi

En l'apartat de propietats harmòniques s'ha de modificar el rang de freqüències que analitzarà l'estudi. De forma predeterminada el software analitzarà el rang de freqüències entre 0 i 1000Hz, però en el nostre cas no serà necessari un rang tant ampli, ja que com hem vist abans el rang de funcionament del dinamòmetre arriba a 12.000 revolucions per minut, o el que és el mateix, 200Hz. Per tant es modificarà el límit superior per limitar-lo a 200.

Límites de frecuencia en funcionamiento

Unidades: Ciclos/seg (Hz)

Límite inferior: 0

Límite superior: 200

Figura 5.52 Límits de freqüència de l'estudi

5.9.3 Malla

Un cop modificats els paràmetres de l'estudi ja es podria executar. En condicions normals, el software crearia una malla per a tots els elements i començaria a resoldre. En el cas d'aquest assemblatge, però, no pot ser així. Degut a la complexitat geomètrica d'algunes peces no es pot utilitzar el mateix tipus de malla per a tots els sòlids. Quan

s'intenta crear una malla de curvatura, sorgirà un missatge d'error anunciant que algunes peces no s'han mallat satisfactòriament, el que cal fer és realitzar un control de mallat sobre aquestes peces tal i com s'explica en l'apartat 2.8.2 d'aquest projecte. És tracta, doncs, de crear una malla més fina en els sòlids que ens donen problemes fins que tots els elements de l'assemblatge estiguin llestos per poder executar la simulació.

5.9.4 Resultats

Al ser un estudi dinàmic, podem visualitzar tots els tipus de resultats que ens permetia visualitzar l'estudi d'historia-temps. Qualsevol de les 15 formes modals que hem analitzat i qualsevol dels traçats que ha calculat el software i que podem escollir mostrar en pantalla mitjançant el menú de la fig. 5.34.

Per exemple podem visualitzar les tensions màximes a les que serà sotmès el model:

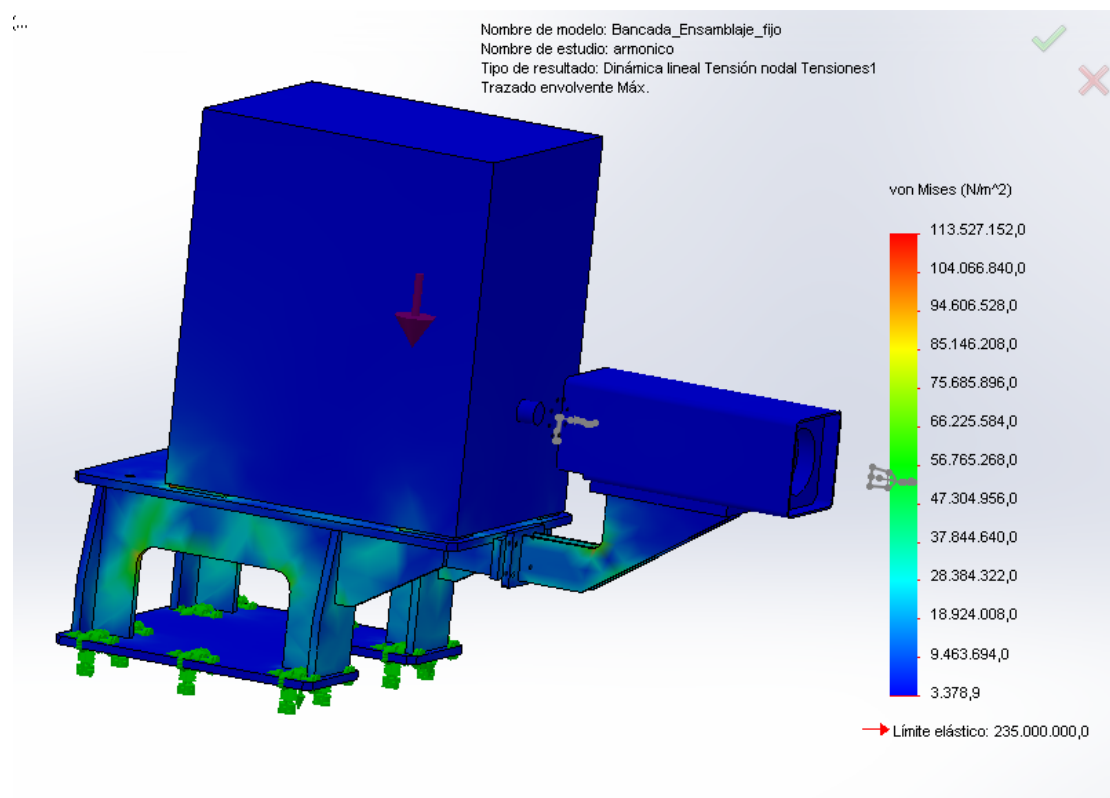


Figura 5.53 Tensions màximes sense amortidors

De la mateixa manera que amb l'altre estudi dinàmic, també podem dibuixar gràfiques de tensions o desplaçaments en punts de la malla o en sensors prèviament definits.

5.10 Estudi harmònic amb amortidors

Aquest estudi és el mateix tipus d'estudi dinàmic que hem realitzat amb l'assemblatge sense amortidors, la única cosa que canvia és la posició del dinamòmetre en l'assemblatge i el fet que s'introduiran uns amortidors virtuals entre la bancada i el dinamòmetre.

5.10.1 Tria de l'amortidor

Primer de tot s'ha de saber quin amortidor es muntaria, en el cas que fos necessària, en la bancada d'aquesta instal·lació.

Tal i com es menciona en les especificacions tècniques d'aquest document es compten amb dos proveïdors d'amortidors i amb els seus catàlegs.

Donat que les forces que sofrirà l'amortidor durant el seu ús seran bàsicament en el seu eix vertical, cal buscar-ne un que sigui especialment dur en aquest sentit. També cal que entri en els forats amb els que compta la base del dinamòmetre, per tant ha de tenir el certes mides; i per últim ha de poder suportar la càrrega del dinamòmetre sobre seu.

Després de fer una tria d'entre l'extens rang d'opcions s'ha arribat a la conclusió de que l'amortidor de goma de Schwingmetall No.3911117000 serà adequat per al ús que se li vol donar:

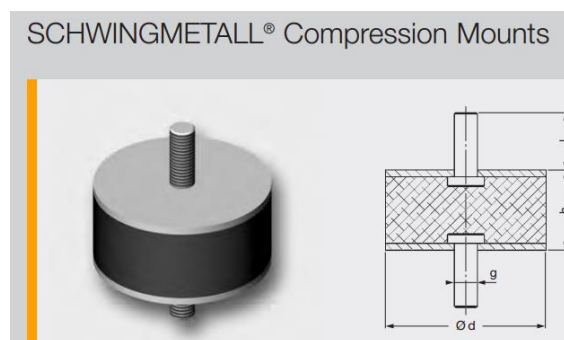


Figura 5.54 Model i vista de l'amortidor

Compression Mounts A Type													
Dimensions				Spring Stiffness			Max. Loads			Mass Piece [kg]	Elas- tomer Hardness [Shore A]	Mould No.	Part No.
d [mm]	h [mm]	l [mm]	g	C _x [N/mm]	C _y [N/mm]	C _z [N/mm]	F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]				
50	20	28	M10	60	60	467	400	400	1000	0.140	40	25332/A	3911417000
50	20	28	M10	110	110	858	420	420	1450	0.140	55	25332/A	3911217000
50	20	28	M10	170	170	1321	440	440	2300	0.140	65	25332/A	3911117000
50	30	34	M10	34	34	177	400	400	950	0.165	40	25333/A	3911418000

Figura 5.55 Especificacions de l'amortidor

Tal com es pot comprovar observant les imatges extretes del catàleg de Schwingmetall, l'amortidor escollit té una rigidesa destacable en el eix Z que serà el seu eix vertical segons la seva posició en el assemblatge un cop instal·lat, té el mètric M10 adequat i un màxim de càrrega suficientment alt.

5.10.2 Canvis en l'assemblatge

Donat que ja es compta amb la informació referent a l'amortidor que cal incloure en l'assemblatge, es pot procedir a modificar-lo per tal d'encabir-hi la peça.

Fins ara el dinamòmetre estava en contacte amb la bancada, ara però s'ha de deixar un espai suficient per a que els amortidors quedin encaixats. Hi haurà 4 amortidors, un a cada cantonada del dinamòmetre, que és on té els recolzaments i forats per a aquesta finalitat.

Observant les fig. 5.54 i 5.55 es pot veure que l'altura (h) entre els recolzaments de l'amortidor amb el dinamòmetre i bancada és de 20mm, per tant és aquest l'espai en buit que deixarem en l'assemblatge desplaçant el dinamòmetre 20mm cap amunt.

A més, se sap el diàmetre de la goma de l'amortidor. Cal dividir la superfície que ocuparia aquest diàmetre, tant el la base del dinamòmetre com a la cara superior de la bancada, dibuixant-hi una circumferència. Aquesta operació serà necessària per al següent pas.



Figura 5.56 Divisió de les superfícies

5.10.3 Introducció de l'amortidor

Un cop a l'assemblatge hi ha l'espai suficient per aplicar-hi els amortidors, s'han de introduir les propietats del mateix a través del menú de simulació. Aquesta virtualització de l'amortidor, substitueix la part de goma de la peça física que actua com una molla amb una certa rigidesa.

Dins de connexions s'escull la opció de "vinclé" del tipus molla i s'introdueixen els paràmetres necessaris.

En aquest cas utilitzarem la opció de cares planes paral·leles, això fa que de les cares que es triïn, s'uniran amb una molla les seccions d'aquestes que es projectin entre sí. S'escullen les cares que prèviament s'han dividit de les superfícies de recolzament, per una banda les 4 en la base del dinamòmetre i en l'altre les 4 circumferències de la cara superior de la bancada.

També s'aplica la rigidesa vertical i horitzontal que podem trobar dins les mateixes especificacions de l'amortidor en el seu catàleg.

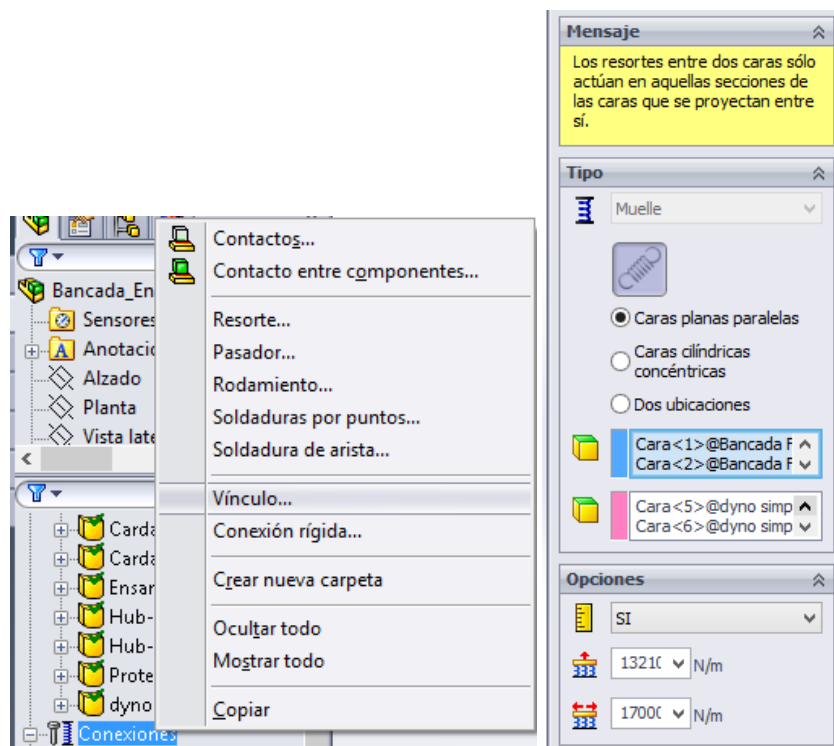


Figura 5.57 Propietats del vinclé molla

5.10.4 Resultats

Igual que amb els altres estudis, es poden observar les formes modals del sistema.

En la fig. 5.58 es troba representada la primera forma modal del sistema, l'escala de colors indica la quantitat de moviment, els punts de color vermell es desplacen més espai que els de color blau.

Així doncs, es comprova que, així com fins ara les formes modals que s'observaven en sistemes estudiats sense cap tipus d'amortidor feien que l'estructura rígida es deformés, en el sistema amb antivibradors integrats, l'estructura no pateix les primeres formes modals, si no que el moviment de vaivé que es genera en el dinamòmetre l'absorbeixen els amortidors de manera que no es deforma l'estructura rígida de la bancada i per tant no s'arriba a tensions massa altes que puguin generar trencament d'aquesta.

A més, així com la primera forma modal en el sistema sense antivibradors es trobava al voltant dels 65 Hz, ara aquesta freqüència s'ha vist disminuïda dràsticament a 1.7 Hz.

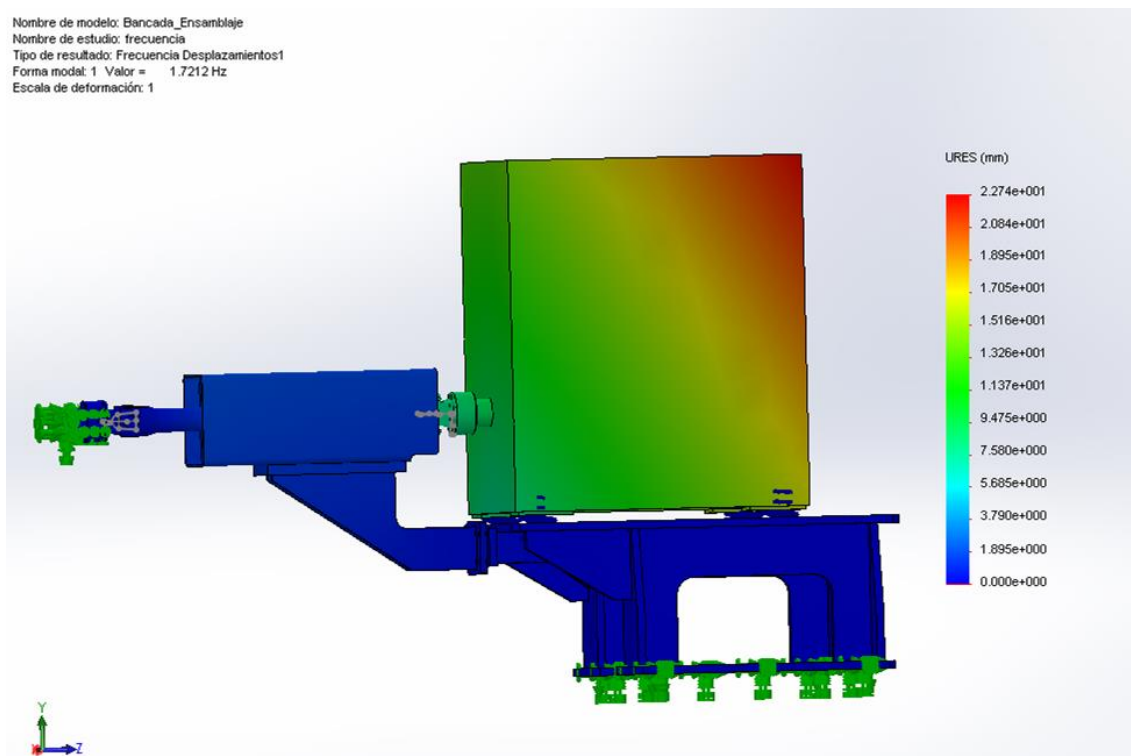


Figura 5.58 Forma modal 1 amb antivibradors

5.11 Comparació entre estudis harmònics amb i sense amortidors

Si es comparen les tensions màximes d'un estudi dinàmic harmònic realitzat sobre el mateix sistema, amb l'única diferència que un té contacte directe entre el dinamòmetre i la bancada i que l'altre té amortidors entre ells, s'obtenen els següents resultats.

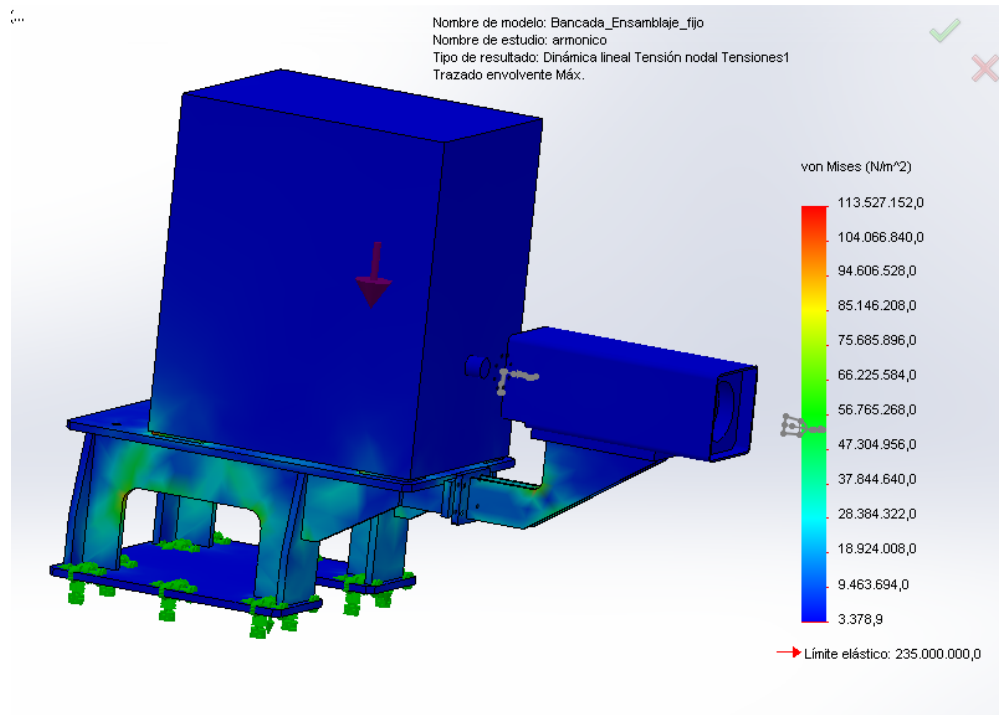


Figura 5.59 Tensions màximes sense amortidors

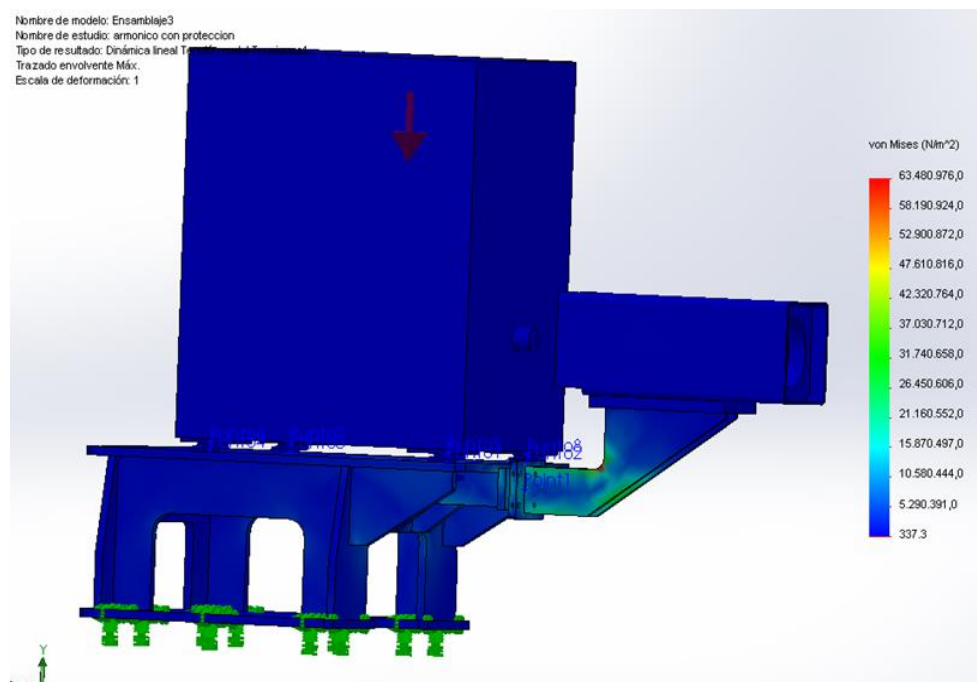


Figura 5.60 Tensions màximes amb amortidors

Comparant les dues imatges anteriors es veuen clarament les diferències de tensions que pateix l'estructura. Mentre que en la primera la bancada pateix molt i s'emporta grans quantitats d'esforços en tota la seva estructura; en la segona la bancada ja no pateix tant en tota ella, si no que hi ha certs punts de l'estructura, que per la geometria suporten punts de tensió més alts.

De la mateixa manera, tant en la primera com en la segona, s'observa que la peça més delicada del conjunt és la unió de la protecció de l'eix amb la bancada, aquí és on s'acumulen les tensions més altes.

De totes maneres, si es comparen les escales de colors dels dos estudis, es pot comprovar que a l'estudi amb amortidors, les tensions màximes són gairebé la meitat de les tensions màximes sense amortidor. Tot i que en cap dels dos casos s'arriba a superar el límit elàstic.

Igual que amb la resta d'estudis, hi ha la possibilitat de obtenir una gràfica dels resultats en relació a les freqüències. Donat que el punt més fràgil de l'estructura és troba en la connexió de la bancada amb la protecció de l'eix, es realitzaran gràfiques dels resultats en aquest punt i s'extrauran les conclusions pertinents.

Així doncs, s'escull un node de la malla dins de la regió que interessa examinar, ja que amb anterioritat no se sabia que aquest punt seria d'interès i no s'hi va col·locar cap sensor.

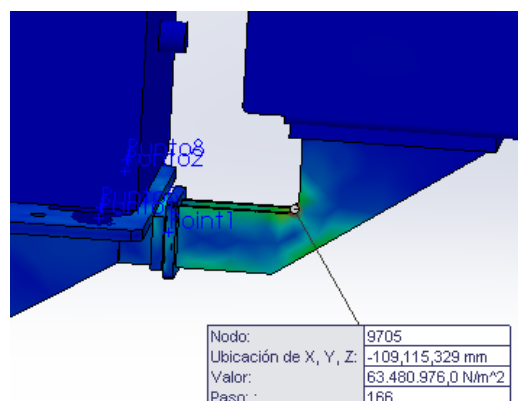


Figura 5.61 Selecció de node per gràfica

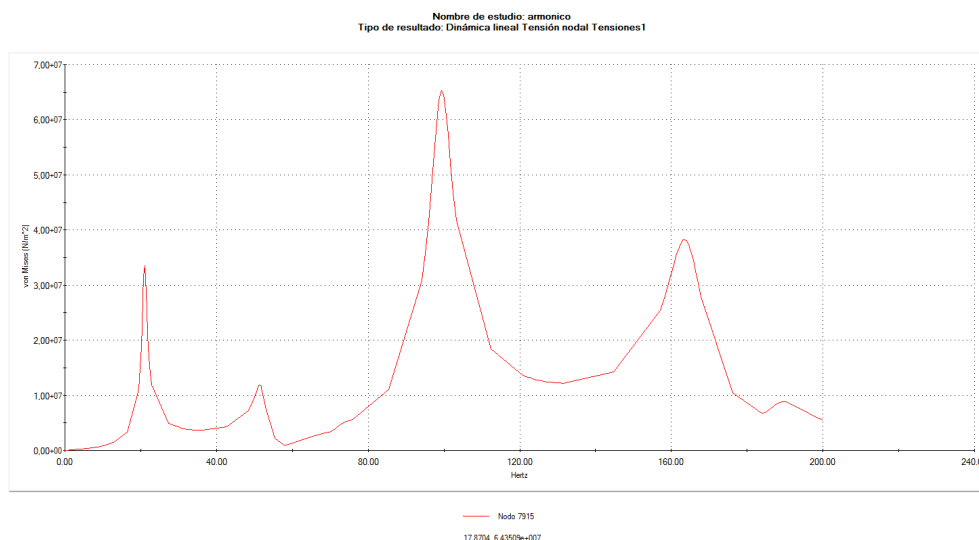


Figura 5.62 Gràfica d'estudi sense amortidors

Com es pot veure en la següent imatge, s'ha obtingut la gràfica de tensions en el rang de freqüències de l'estudi, de 0 a 200 Hz, en el node de la fig. 5.61 de l'estudi sense antivibradors integrats en el disseny.

Es pot veure com hi ha molts pics durant el rang de freqüències on les tensions s'incrementen considerablement, això és degut a que les freqüències on es troben aquests pics són freqüències modals, i per tant quan l'excitació coincideix amb una d'elles es crea l'efecte de ressonància pel qual les tensions es veuen amplificades.

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	73.664	11.724	0.085295
2	131.97	21.004	0.04761
3	210.86	33.559	0.029798
4	325.07	51.736	0.019329
5	371.61	59.143	0.016908
6	450.58	71.712	0.013945
7	623.79	99.279	0.010073
8	788.82	125.54	0.0079653
9	1031	164.09	0.0060943
10	1183.7	188.39	0.0053082
11	1346.9	214.37	0.0046649
12	2168.6	345.14	0.0028974
13	2492.7	396.72	0.0025207
14	2833.8	451.01	0.0022172

Taula 5.3 Llistat de freq. modals

Si es llisten les freqüències modals, s'observa que hi ha freqüències modals que no dibuixen un pic en la gràfica obtinguda. Això és perquè aquestes freqüències modals no influeixen en moviment i tensionat del punt en concret de l'assemblatge on s'ha

representat la gràfica. Aquestes freqüències modals afecten a altres llocs del conjunt d'elements.

D'altra banda, la freqüència que més influeix en l'ampliació de tensions en aquest punt, és la número 7 de 99'2 Hz. Si s'obté el traçat de desplaçaments per a aquesta freqüència en concret, es veu que, efectivament, és la freqüència modal que més desplaçament provoca sobre aquest punt.

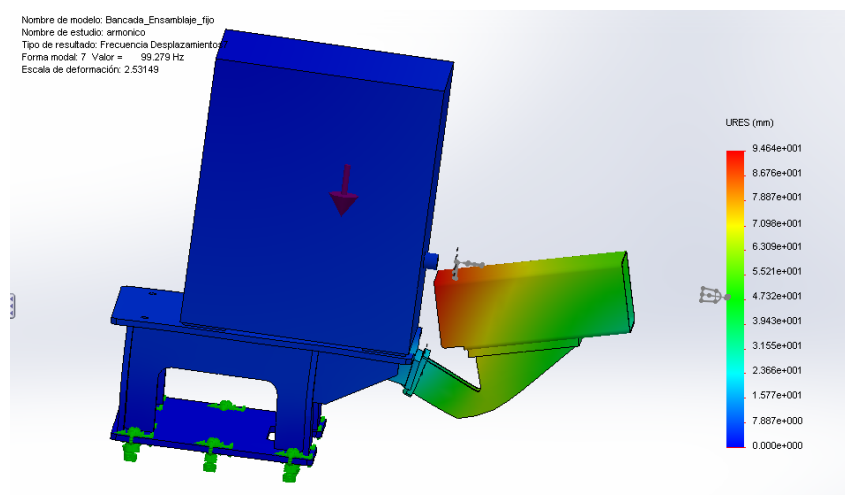


Figura 5.63 Traçat de desplaçaments freq. modal 7

De la mateixa manera, si es s'obté el traçat de desplaçaments per una freqüència, el pic del qual no apareix en la gràfica del punt, com per exemple la freqüència modal número 5 de 59 Hz, es comprova que el moviment en aquella forma modal es concentra en altres llocs del conjunt.

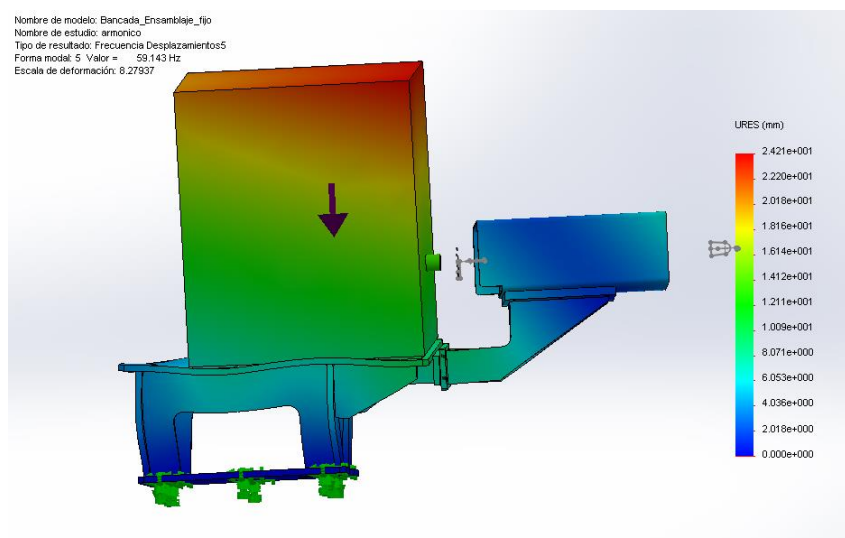


Figura 5.64 Traçat de desplaçaments freq. modal 5

Si tot seguit es fa una gràfica en un punt de la mateixa regió del conjunt, s'obté el següent resultat:

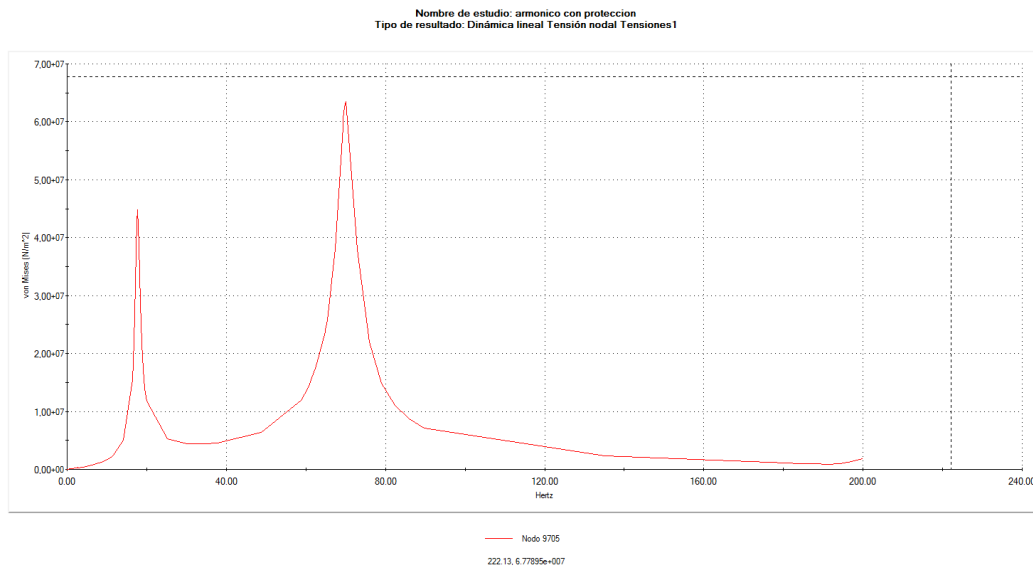


Figura 5.65 Gràfica d'estudi amb amortidors

Si es compara aquesta última gràfica amb la de la Fig. 5.62 que correspon a un estudi sense antivibradors, s'observa perfectament el dràstic canvi en la quantitat de pics, és a dir en la quantitat de freqüències de ressonància que fan que les tensions siguin més altes.

De la mateixa manera també s'observa com el pic que abans era a 99Hz, és a dir, a unes 6000 revolucions per minut, ara es troba en un rang de freqüències molt més baix, mentre que a rangs alts no hi ha gairebé tensions.

6. Impacte mediambiental

En aquest projecte no s'utilitzen matèries primeres, ja que es tracta d'un projecte completament digital realitzat amb software.

Ben al contrari, aquest projecte va enfocat a estalviar el malbaratament de matèries primeres, ja que al fer la fase de disseny amb CAD i després estudiar-ne les seves característiques fa que no s'hagi de crear un prototip físic del model que s'està dissenyant, i per tant, no s'han d'utilitzar recursos per a la creació de models amb els que experimentar posant-los a prova. Antigament per fer el desenvolupament d'un producte, com per exemple la bancada que ha ocupat els estudis d'aquest treball, s'haguessin hagut de fabricar diversos prototips per a realitzar tots els tipus de proves necessàries per confirmar que el seu disseny és satisfactori, invertint en el procés matèries, temps i diners. Avui en dia però, gràcies als programes de CAD i a les seves, cada cop més amplies possibilitats, moltes proves es poden realitzar amb menys temps i sense malbaratar recursos.

Així doncs, durant tot aquest projecte, la única energia que s'ha utilitzat és l'electricitat que ha gastat l'ordinador per estar encès durant tot el temps de disseny i computació. I per tant, no s'han creat directament emissions de CO₂ durant el desenvolupament de tot aquest projecte.

7. Conclusions

Durant la realització d'aquest projecte s'ha intentat trobar una manera de preveure el comportament de les bancades de suport sota la influència d'una excitació en forma de vibracions com les que causen els motors de combustió alterna, sense haver de fabricar prototips per a tests i sense consumir gaires recursos i temps en el procés.

Donada l'alta complexitat del càlcul matemàtic de les vibracions produïdes per un motor, i pel fet que la bancada ha de respondre davant d'un ampli ventall de motors, es va haver de trobar una altre manera de preveure les vibracions que haurien d'aguantar les bancades posades a estudi. La solució a la que es va arribar respecte aquesta problemàtica, fa que el temps d'implementació d'aquest mètode en el procés de disseny del producte final, sigui molt més baix i senzill, per tant un dels punts forts d'aquest mètode és la seva polivalència.

Després d'haver provat els diferents tipus d'estudi del Solidworks s'ha arribat a la conclusió de que la millor manera de realitzar un estudi de vibracions en una peça d'aquest tipus es resumeix en tres passos dels descrits en aquest projecte:

- 1- Realització/Preparació del model o assemblatge amb el que s'ha de treballar.
- 2- Estudi de freqüències pròpies del model.
- 3- Còpia a estudi dinàmic harmònic del qual s'obtindran els resultats finals.

Així doncs un cop realitzat els tres passos anteriors s'obtenen les reaccions de les bancades estudiades sota les vibracions introduïdes en l'estudi i d'aquesta manera es pot escollir si fer la instal·lació amb antivibradors, o per el contrari no són necessaris.

Pel cas que ocupa aquest projecte, s'ha observat que tant en l'estudi sense antivibradors com amb antivibradors, la bancada no arriba a sobrepassar el límit elàstic del material del que està compost, per tant, en aquest cas es podria prescindir del sobrecost que implica la compra i instal·lació dels amortidors. De totes maneres s'ha comprovat el gran canvi que suposa en les reaccions de la bancada el fet d'incloure o no uns antivibradors, de manera que es pot valorar l'opció d'incloure'ls reduint així el risc de trencament i allargant la vida útil de la bancada. També s'hauria de considerar un canvi

de geometria en la peça de connexió de la protecció de l'eix, que resulta ser la part més fràgil de l'assemblatge

Finalment es pot dir que s'ha complert l'objectiu d'aquest projecte, que era desenvolupar un mètode d'anàlisi de vibracions per qualsevol bancada amb el que poder obtenir resultats i extreure'n les conclusions pertinents. A partir d'aquí els enginyers de disseny de l'empresa tenen suficient informació per prendre les accions necessàries en l'etapa de disseny i posterior fabricació i instal·lació dels equips de proves per a motors.

En quant al compliment de l'objectiu d'aquest projecte dins del temps establert en l'avantprojecte, es pot afirmar que durant tot el desenvolupament del treball es va seguir la planificació inicial, i que les tasques establertes en la planificació del projecte es van realitzar en l'ordre i dins el temps definit per a cadascuna. Ara bé, en la part de redacció hi va haver contratemps que van fer que aquesta part s'allargués més del necessari i que van causar que s'hagués de posposar la data d'entrega del projecte.

8. Referències

- [1] Maurice Petyt. Introduction to Finite Element Vibration Analysis. 2ª edició 2010
- [2] Commtest Instruments Ltd. Begginer's Guide To Vibration.
- [3] Tech Products Corporation. Technical Section: Vibration and Shock
- [4] D.J. Dunn. Solid Mechanics Dynamics: Damped Vibrations.
- [5] Ing. Raúl Isaías. Trabajo final Metodología de la Investigación Científica. Vibraciones mecánicas en motores de combustión interna.
- [6] M. Inagaki; A. Kawamoto; T. Aoyama; K. Yamamoto. Toyota Motor Corp. Prediction of Structural and Kinematic Coupled Vibration on Internal Combustion Engine.
- [7] A. J. Martyr ; M. A. Plint. *Engine Testing: Theory and practice*. 3ª edició 2007
- [8] M. Guerrero; S. Valderrabano; R. Campos. Aplicación del método de elementos finitos al anàlisis nodal.
- [9] Sergio Gomez Gonzalez. *Elgran libro de Solidworks*, Marcombo 2ª edició 2015
- [10] Sergio Gomez Gonzalez. *Solidworks Simulation*. Ra-Ma 2010
- [11] Web oficial del software Solidworks.
http://help.solidworks.com/2013/spanish/SolidWorks/cworks/c_Analysis_Solvers.htm#
- [12] Web oficial del software Solidworks.
http://help.solidworks.com/2014/Spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Static_Analysis.htm
- [13] Web oficial del software Solidworks.
http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cosmosxpresshelp/AllContent/SolidWorks/NonCore/SimulationXpress/c_Dynamic_Analysis.html
- [14] Web oficial del software Solidworks.
<http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/matrix.htm>
- [15] Aceros estructurales no aleados. Según norma europea EN 10025-2:2004
- [16] Bancos de ensayos de motores. <http://www.ehu.es/mmtde/bancomot.htm>
- [17] AVL. Característiques DynoRoad APA 202

- [18] Tejasa T.C., S.L.L. Suspensiones elásticas, catálogo azul.
- [19] Continental Contitech. Schwingmetall catalog.
- [20] Web oficial del software Solidworks.
[http://help.solidworks.com/2014/Spanish/SolidWorks/cosmosxpresshelp/c_Frequency_Analysis.
htm](http://help.solidworks.com/2014/Spanish/SolidWorks/cosmosxpresshelp/c_Frequency_Analysis.htm)