



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

- 1. DOKUMENTUA: AURKIBIDE OROKORRA**
- 2. DOKUMENTOA: MEMORIA**
- 3. DOKUMENTUA: KALKULUAK**
- 4. DOKUMENTUA: PLANOAK**
- 5. DOKUMENTUA: BALDINTZEN AGIRIA**
- 6. DOKUMENTUA: AURREKONTUA**
- 7. DOKUMENTUA: CE ZIURTAGIRIA**

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

1. DOKUMENTUA: AURKIBIDEA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIUZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

1. DOKUMENTUA: AURKIBIDE OROKORRA

2. Dokumentua: Memoria.....	4/1
3. Dokumentua: Kalkuluak.....	6/1
4. Dokumentua: Planoak.....	13/1
5. Dokumentua: Baldintzen agiria.....	14/1
6. Dokumentua: Aurrekontua.....	18/1
7. Dokumentua: CE Ziurtagiria.....	19/1

2. Dokumentua: Memoria

2.1. Proiektuaren helburua.....	4/2
2.2. Proiektuaren hedadura	5/2
2.3. Aurrekariak.....	5/2
2.3.1. Autojiroaren definizioa	5/2
2.3.1.1. Sarrera.....	6/2
2.3.1.2. Autojiroaren elementuak	7/2
2.3.2. Disko errotorea eta errotore burua	10/2
2.3.2.1. Disko errotorea	10/2
2.3.2.2. Kontrolerako multzoa	27/2
2.4. Araudiak eta erreferentziak	30/2
2.4.1. Lege-araudiak eta arauak	30/2
2.4.1.1. Dokumentuari buruzko araudia	30/2
2.4.1.2. Errotore- buruko elementuei buruzko araudia.....	30/2
2.4.2. Bibliografia	31/2
2.4.2.1. Liburuak.....	31/2
2.4.2.2. Katalogoak.....	32/2
2.4.2.3. Helbide elektronikoak.....	32/2
2.4.2.4. Kalkulu programak	33/2
2.5. Definizio eta laburdurak	34/2
2.5.1. Definizioak.....	34/2
2.5.2. Laburdurak.....	35/2
2.6. Diseinurako baldintzak	36/2
2.7. Ebatzien azterlanak.....	37/2
2.7.1. Disko errotorea	37/2
2.7.1.1. Disko eta buru-errotore motak.....	38/2
2.7.2. Kontrolerako multzoa	42/2
2.7.2.1. Kontrolerako multzoen aukerak	43/2
2.8. Hartutako ebatzia.....	52/2
2.8.1. Disko errotorea	52/2
2.8.2. Kontrolerako multzoa	53/2
2.8.2.1. Palak	54/2
2.8.2.2. Teeter Stand + Bearing Housing.....	55/2

2.8.2.3. Teeter Block-aren kalkulua.....	58/2
2.8.2.4. Balantzinaren Kalkulua	60/2
2.8.2.5. Xaflen Kalkulua.....	61/2
2.8.2.6. Artikulazio unibertsa eta kontrol barra	61/2
2.8.2.7. Prerrotaziorako engranaia	64/2
2.8.2.8. Prerrotazioa abiarazteko motore hidraulikoa.....	65/2
2.8.2.9. Prerrotaziorako enbragea eta ponpa hidraulikoa	66/2
2.8.2.10. Osagai komertzialak	66/2
2.8.2.10.1. Errodamenduak.....	66/2
2.8.2.10.2. Ardatzak.....	70/2
2.8.2.10.3. Azkoinak.....	71/2
2.8.2.10.4. Zirindolak	72/2
2.8.2.10.5. Poleak	72/2
2.8.2.10.6. Uhal trapezialak	73/2
2.8.2.10.7. Errakorak	74/2
2.8.2.10.8. Hodi hidraulikoak	74/2
2.9. Planifikazioa	77/2
2.10. Proiektuaren kostua	78/2

3. Dokumentua: Kalkuluak

3.1. Sarrera.....	10/3
3.2. Autojiroaren ezaugarri teknikoak	11/3
3.3. Aurre dimentsionamendua.....	12/3
3.3.1. Pisuaren zehaztapena.....	13/3
3.4. Errotore sistemaren dimentsionaketa.....	13/3
3.4.1. Errotorearen diametroa	13/3
3.4.2. Palen soka	15/3
3.4.4. Profil aerodinamikoaren aukeraketa	17/3
3.4.5. Errotore buruaren abiadura zehaztapena	19/3
3.5. Abiaduraren banaketa eta sustentazioa paletan	23/3
3.5.1. Abiaduraren banaketa	27/3
3.5.2. Sustentazioaren banaketa.....	27/3
3.5.2.1. Pala aurrerantz	34/3
3.5.2.2. Kasua atzerantz doan palaren kalkulua	36/3
3.6. Indar zentrifugoaren zehaztapena	57/3
3.7. Koneo zehaztapena abiadura maximoa denean	70/3
3.7.1. Koneo angelua	72/3
3.8. Potentzia eskakizuna.....	72/3
3.8.1. Beharrezko potentzia	74/3
3.8.2.Eskuragarri daukagun potentzia	74/3
3.9. Balantzinaren aurre-dimentsionamendua	76/3
3.9.1. Undersling distantziaren kalkulua	77/3
3.10. Diskoaren errotorearen inertzia	77/3
3.10.1 Palen inertiaren kalkulua.....	80/3
3.10.2. Balantzinaren inertiaren kalkulua	80/3
3.10.3.Teeter Block.....	85/3
3.10.4. Teeter Stand-aren inertiaren kalkulua	86/3
3.10.5. Errotore multzoaren inerti momentuaren kalkulua	87/3
3.11. Palen lotura	88/3
3.11.1. Bernoen kalkulua	89/3

3.11.2. Sustentazio indarra torlojuan	89/3
3.11.3. Indar axiala	92/3
3.11.4. Momentuak sortzen duen indarra	93/3
3.11.5. Palaren nekearen kalkulua	94/3
3.11.6. Azkoinak.....	99/3
3.11.7. Zirindolak.....	100/3
3.11.8. Estutzean eman beharreko pareta.....	101/3
3.11.9. Palen eta bernoaren arteko finkapena	101/3
3.12. Palen lehenengo diseinuaren aukeraketa	102/3
3.12.1. Sustentazio indarra.....	102/3
3.12.2. Bizitza iraupena	106/3
3.12.3. Sustentazioaren maiztasunak	109/3
3.12.4. Maiztasunak	110/3
3.12.5. Drag indarra	112/3
3.12.6. Drag indarraren bizi iraupena	114/3
3.12.7. Drag indarra etakargaren eszitazio maiztasuna	115/3
3.12.8. Indar zentrifugoa.....	115/3
3.12.9. Indar zentrifugoaren bizi iraupena.....	121/3
3.12.10. Maiztasuna	124/3
3.12.11. Palaren pisuaren indarra.....	125/3
3.12.12. Pisuaren bizi iraupena	127/3
3.12.13. Maiztasuna	127/3
3.12.14. Ondorioa	128/3
3.12.15. Palaren multzoaren kalkulua 5G-ak kontutan hartuta.....	129/3
3.12.16. 5G-ko indarra.....	129/3
3.12.17. 5G-ko maiztasuna	129/3
3.13. Errodamendu nagusiaren kalkulua	134/3
3.13.1. Errodamenduak eutsi beharreko kargak	135/3
3.13.2. Errodamenduen propietateak	137/3
3.13.3. FAG enpresaren dimentsionamendu zerbitzuko emaitza	144/3
3.13.4. Errodamenduen lubrikazioa	152/3
3.13.5. Errodamenduen perdoiketa	153/3
3.13.6. Errodamenduen doikuntza	153/3
3.13.7. Errodamenduen finkapen erradiala	153/3

3.13.7.1. Errodamenduen finkapena ardatzarekin.....	153/3
3.13.7.2. Errodamenduen finkapena alojamenduarekin.....	155/3
3.13.8. Errodamenduen finkapen axiala	156/3
3.13.9. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak	157/3
3.14. Teeter Stand-aren kalkulua.....	158/3
3.14.1. Sarrera.....	158/3
3.14.2. Kargak.....	158/3
3.14.2.1. Lehenengo karga: <i>Autojiroaren pisua</i>	158/3
3.14.2.2. Bigarren karga: <i>Indar erradiala</i>	162/3
3.14.2.3. Maiztasunak	164/3
3.14.3. Teeter Stand-aren lehenengo diseinua	166/3
3.14.3.1. 1.go karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: autojiroaren pisua.....	166/3
3.14.3.2. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	166/3
3.14.3.3. Lehenengo karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	168/3
3.14.3.4. Bigarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Indar erradiala	173/3
3.14.3.5. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	176/3
3.14.3.6. Bigarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Indar erradiala eta kargaren eszitazio-maiztasunak	177/3
3.14.3.7. Hirugarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra	179/3
3.14.3.8. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	180/3
3.14.3.9. Hirugarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarraren maiztasuna eta maiztasun naturala.....	181/3
3.14.4. Teeter Stand-aren Bigarren diseinua.....	184/3
3.14.4.1. 1.go karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan:autojiroaren pisua.....	184/3
3.14.4.2. <i>Teeter Stand 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	186/3
3.14.4.3. Lehenengo karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan:autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio-maiztasunak	188/3
3.14.4.4. Bigarren karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: Indar erradiala	192/3
3.14.4.5. <i>Teeter Stand 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	192/3
3.14.4.6. Bigarren karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: indar erradiala eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	195/3

3.14.4.7. Hirugarren karga <i>Teeter Stand</i> 2-engan:Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra	195/3
3.14.4.8. <i>Teeter Stand</i> 2-aren bizi-iraupenaren kalkulua	196/3
3.14.4.9. Hirugarren karga <i>Teeter Stand</i> 2-engan:Prerrotadoreak tortsio indarraren maiztasunak eta maiztasun naturalak	197/3
3.15. <i>Teeter Stand</i> -aren diseinuaren hautaketa	199/3
3.15.1. Ondorioa	200/3
3.16. Jesus Bolt edo <i>Teeter Bolt</i> -aren kalkulua	201/3
3.16.1. Jesus Bolt-aren materiala	201/3
3.16.2. Bernoaren kalkulua	202/3
3.16.3. Jesus Bolt-aren nekearen kalkulua.....	204/3
3.16.4. Azkoinak.....	206/3
3.16.5. Zirindolak.....	209/3
3.16.6. Elementuen arteko muntaia	214/3
3.16.7. Estutzean eman beharreko pareak.....	215/3
3.16.8. <i>Teeter Stand</i> eta bernoaren arteko finkapena.....	216/3
3.17. Jesus Bolt-aren inguruan biratzen duten errodamenduak.....	217/3
3.17.1. Errodamenduen kalkulua	218/3
3.17.2. Errodamenduen gaineko kargak	219/3
3.17.3. Errodamenduen propietateak	219/3
3.17.4. FAG enpresaren dimentsionamenduko emaitza	220/3
3.17.5. Errodamenduaren lubrikazioa.....	221/3
3.17.6. Errodamenduaren bizitzaren kalkulu amplifikatua.....	227/3
3.17.7. Errodamenduen perdoiketa	234/3
3.17.8. Errodamenduaren doikuntza	234/3
3.17.8.1. Errodamenduaren finkapen erradiala	235/3
3.17.8.2. Errodamenduaren finkapena ardtazarekin.....	236/3
3.17.9. Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin	236/3
3.17.10. Errodamenduen finkapen axiala	238/3
3.17.11. Finkapen eraztunak	240/3
3.17.12. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak	240/3
3.18. <i>Teeter Block</i> eta balantzinaren arteko lotura.....	243/3
3.19. <i>Teeter Block</i> -aren kalkulua	246/3
3.19.1. <i>Teeter Block</i> -ak eutsi beharreko karga:autojiroaren pisua	246/3

3.19.2.Maiztasunak	250/3
3.19.3. Teeter Block-aren lehenengo diseinua.....	252/3
3.19.3.1. 1.go karga <i>Teeter Block</i> -engan:autojiroaren pisua.....	253/3
3.19.3.2. <i>Teeter Block 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	257/3
3.19.3.3.Lehenengo karga <i>Teeter Block 1</i> -engan:autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	259/3
3.19.4.Teeter Block-aren bigarren diseinua.....	261/3
3.19.4.1. 1.go karga <i>Teeter Block 2</i> -rengan:autojiroaren pisua	262/3
3.19.4.2. <i>Teeter Block 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	266/3
3.19.4.3.Lehenengo karga <i>Teeter Block 2</i> -rengan:autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	266/3
3.19.5. Ondorioa	267/3
3.20. Balantzinaren kalkulua	268/3
3.20.1.Balantzinaren gain ematen diren kargak.....	269/3
3.20.1.1. Sustentazio indarra	270/3
3.20.1.2. Palen pisua	273/3
3.20.1.3.Erresistentzi indarrak	276/3
3.20.1.4.Paletako indar zentrifugoa.....	276/3
3.20.1.5.Indar erresultanteak	279/3
3.20.2. Maiztasunak	281/3
3.20.3. Balantzinaren lotura.....	283/3
3.20.3.1. Bernoen kalkulua.....	283/3
3.20.4. Balantzinaren lehenengo diseinua	287/3
3.20.4.1. F(goratz).....	287/3
3.20.4.2. F trakziora	289/3
3.20.4.3. Momentuak sortitako indarra	291/3
3.20.5.Balantzinaren bigarrenaren diseinua	292/3
3.20.5.1.Kargak <i>Balantzina 2</i> -rengan	294/3
3.20.5.2. <i>Balantzina 2</i> -ren bizi-iraupena.....	297/3
3.20.5.3. Maiztasunen analisia <i>Balantzin 2</i> -rengan.....	300/3
3.21. Artikulazio unibertsalaren kalkulua	302/3
3.21.1.Artikulazioan eutsi beharreko karga:autojiroaren pisua	304/3
3.22.2.Elementuen kalkulua.....	305/3
3.21.2.1.Kuboaren kalkulua	305/3

3.21.3.X eta Y ardatzen kalkulua.....	310/3
3.21.4.Azkoinak.....	312/3
3.21.5.Errodamenduen kalkulua	313/3
3.21.6.Beheko euskarriaren kalkulua.....	313/3
3.21.7.Elementuen arteko muntaia	317/3
3.22.Kontrol barraren kalkulua.....	326/3
3.22.1.Kontrol barraren gaineko aginduak	329/3
3.22.2.Disko errotorea norabidez aldatzeko kanpo eraginak.....	336/3
3.22.3.Kontrol barraren lehenengo diseinua	340/3
3.22.3.1.Lehenengo konbinazio <i>Kontrol barra 1</i> -ren gain	342/3
3.22.4. Kontrol barraren bigarren diseinua	345/3
3.22.4.1. Lehenengo konbinazio <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	346/3
3.22.4.2.Bigarren konbinazio <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	348/3
3.22.4.3. Hirugarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	350/3
3.22.4.4.Laugarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	352/3
3.22.4.5. Bostgarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	354/3
3.22.4.6.Seigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	357/3
3.22.4.7.Zazpigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	358/3
3.22.4.8.Zortzigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	361/3
3.22.4.9. Oinarrizko modoak eta eszitazio maiztasunak kontrol barrarengan.....	363/3
3.22.4.10. Ondorioa.....	366/3
3.23. Spindle ardatzaren kalkulua.....	367/3
3.23.1. Spindle ardatzaren dimentsionamendua trakzioarentzat.....	367/3
3.23.2.Spindle ardatzaren dimentsionamendua indar ebakitzailarentzat	368/3
3.23.3.Spindle ardatzaren luzeraren kalkulua	381/3
3.23.4. Spindle ardatza eta zorroa	382/3
3.23.5.Azkoina autoblokeantea.....	383/3
3.23.6. Estutze pareta eta aurreteinkaketa indarra	384/3
3.23.7. Estalkia eta torlojuak	384/3
3.24. Prerrotadore engranaiaren kalkulua.....	388/3
3.24.1. Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziarako	396/3
3.24.2. Diskoaren engranaien dimentsionaketa	398/3
3.24.3. Motor hidraulikoaren lotura.....	399/3

3.24.4. Prerrotaziorako enbragea eta ponpa.....	401/3
3.24.5. Ponpa eta enbrage hidraulikoaren lotura	403/3
3.24.6. Korrearen aukeraketa.....	404/3
3.24.7. Polearen aukeraketa	408/3
3.24.8. errakorak	411/3
3.25. Prerrotazio engranaiaren lehenengo diseinuaren aukeraketa.....	405/3
3.25.1.Hortzaren kontaktuko indarra	406/3
3.25.2. Maiztasunak	410/3
3.25.3. Momentuaren indarrak.....	411/3
3.25.4. Ondorioa	413/3
3.26. Xaflaren loturen kalkulua	414/3
3.26.1.Xaflaren lehenengo diseinuaren aukeraketa	415/3
3.26.2. Sustentazio indarra.....	415/3
3.26.3. Bizi iraupenaren kalkulua	417/3
3.26.4. Sustentazio indarra eta karga eszitazio maiztasunak	421/3
3.26.5. Maiztasunak	421/3
3.26.6. Sustentazioak sortutako momento indarra.....	423/3
3.26.7. Indar konbinatua	424/3
3.26.8. Maiztasuna	426/3

4. Dokumentua: Planoak

Plano erreferentzia	Izendapena	Formatua
EB-450-MU	Multzo orokorra	A2
EB-450-PA	Pala	A4
EB-450-BA	Balantzina	A3
EB-450-TB	Teeter Block	A3
EB-450-XA	Xafla	A4
EB-450-TS	Teeter Stand	A3
EB-450-ZO	Zorroa	A4
EB-450-EN	Engranaia	A4
EB-450-BK	Barra kontrola	A3
EB-450-ES	Estalkia	A4
EB-450-KU	Kuboa	A4
EB-450-LU	Lotura unibertsala	A3
EB-450-ZB	Zorro banatzailea	A4

5. Dokumentua: Baldintzen agiria

5.1. Baldintza orokorrak	7/5
5.1.1. Agiriaren helburua.....	7/5
5.1.1.1. Proiektuaren helburua	8/5
5.1.1.2. Proiektuaren argitaratze-data	8/5
5.1.2. Proiektuaren hedadura	8/5
5.1.3. Araudi orokorren aipamen.....	9/5
5.1.4. Baldintza orokorren agiria.....	10/5
5.1.5. Lana definitzen duten dokumentuak	11/5
5.1.6. Proiektuan dauden akatsak eta kontraesanak	11/5
5.1.7. Programaren aldaketa eta proiektuan agertzen ez diren lan gehigarriak	12/5
5.1.8. Deskribapen xumea	12/5
5.1.9. Proiektuaren agiriak	12/5
5.2. Berezko baldintzak.....	13/5
5.2.1. Baldintza teknikoak.....	13/5
5.2.1.1. Materialen ezaugarria	13/5
5.2.1.2. Osagai desberdinak	19/5
5.2.1.2.1. Palak	19/5
5.2.1.2.2. Balantzina	19/5
5.2.1.2.3. Teeter Block.....	20/5

5.2.1.2.4. Teeter Stand	20/5
5.2.1.2.5. Engranaia	20/5
5.2.1.2.6. Barra kontrola	21/5
5.2.1.2.7. Estalkia	21/5
5.2.1.2.8. Kuboa.....	21/5
5.2.1.2.9. Beheko euskarria	22/5
5.2.1.2.10. Zorroa	22/5
5.2.1.2.11. Osagai komertzialak	22/5
5.2.1.2.11.1. Prerrotazioaren motorea.....	22/5
5.2.1.2.11.2. Ponpa eta enbragea	22/5
5.2.1.2.11.3. Errodamenduak.....	23/5
5.2.1.2.11.4. Erastunak	23/5
5.2.1.2.11.5. Lotura elementuak	23/5
5.2.1.2.11.6. Errakoreak eta entzufe arinak	23/5
5.2.1.3. Orokortasunak.....	24/5
5.2.1.3.1. Betepen baldintzak.....	24/5
5.2.1.3.2. Ganazal akaberak	24/5
5.2.1.3.3. Fabrikazio tolerantziak	24/5
5.2.1.3.4. Ejekuzio baldintzak	24/5
5.3. Baldintza ekonomiko-administratiboak.....	29/5
5.3.1. Proiektuaren zuzendaritza, agindu liburua eta lanen erritmoa	29/5
5.3.1.1. Saltailearen zuzendari fakultatiboa tailerrean.....	29/5
5.3.1.2. Eroslearen bitartekaria tailerrean	31/5

5.3.2. Planifikazioa.....	31/5
5.3.3. Ordainketa	33/5
5.3.4. Harrera.....	34/5
5.3.5. Entrega.....	35/5
5.3.6. Komertzializazioa.....	35/5
5.3.7. Agerkizunak eta kexak	37/5
5.3.8. Proiektuaren hasiera. Lanen garapena eta erritmoa.....	38/5
5.3.9. Lanak burutzeko baldintza orokorrak.....	38/5
5.3.10. Adjudikazioa eta instalazioaren abonua	38/5
5.3.11. Zuzendari teknikoaren ahalmen orokorra.....	40/5
5.3.12. Bermearen baldintza orokorra	40/5
5.3.13. Patenteak, lizentziak eta markak	41/5
5.3.14. Sekretu profesionala	41/5
5.3.15. Erantzunkizuna	42/5
5.3.16. Lanen eta proiektuen zenbatekoa	42/5
5.3.17. Kontratuko prezioak	42/5
5.3.17.1. Kontraesanezko prezioak.....	42/5
5.3.17.2. Erreklamazioak.....	43/5
5.3.17.3. Prezioen gainbegiratzea.....	43/5
5.3.17.4. Isunak	44/5
5.3.17.5. Indemnizazioak.....	44/5
5.3.17.6. Aseguruak.....	45/5
5.3.18. Baldintza legalak	46/5

5.3.18.1. Arbitraia.....	46/5
5.3.18.2. Legeria eta foruak.....	46/5
5.3.18.3. Laboral eta segurtasun social arloko egin behar orokorrak.....	46/5
5.3.18.4. Segurtasuna eta higiena lanean	47/5
5.3.18.5. Kontrolatu ezineko kasuak	47/5
5.3.18.6. Erosleak egindako lanen etenaldiak	47/5
5.3.18.7. Erabakia.....	48/5
5.3.18.8. Efektibotasuna.....	49/5

6. Dokumentua: Aurrekontuak

6.1. Prezio koadroa	4/6
6.2. Aurrekontu partzialak	10/6
6.2.1. Lehengaien eta fabrikazio aurrekontua	10/6
6.2.2. Egitearen aurrekontua.....	10/6
6.3. Aurrekontu guztira.....	12/6

7. Dokumentua: CE Ziurtagiria

7.1. Sarrera.....	5/7
7.1.1. Beste aplikazio arau garrantzitsuak.....	5/7
7.1.2. Orokortasunak.....	7/7
7.2. Definizioa.....	7/7
7.3. Definizioa.....	7/7
7.4. Parametroak.....	8/7
7.5. Arriskua.....	8/7
7.5.1. Arrisku mekanikoak.....	9/7
7.5.2. Arrisku elektrikoak.....	9/7
7.5.3. Zarata eta Bibrazio arriskuak.....	9/7
7.5.4. Materialen arriskuak.....	10/7
7.5.5. Makinaren diseinuan ergonomia printzipioak ez errespetatzearen arriskuak.....	10/7
7.5.6. Segurtasun neurrien ezegokitasuna edo faltagatiko arriskuak.....	10/7
7.6. Prebentzio neurriak.....	11/7
7.6.1. Istripu arriskua gutxitzeko jarraibideak.....	11/7
7.7. Arriskuen ebaluazio sistema.....	11/7
7.8. Segurtasun elementuak.....	12/7
7.8.1. Sarrera.....	12/7

7.8.2. Segurtasun baldintzak.....	12/7
7.9. Erabilerarako informazioa.....	13/7
7.9.1. Markaketa.....	13/7
7.10. Prestakuntza.....	13/7
7.11. Instalazioa eta mantenimendua.....	13/7
7.11.1. Instalazioa.....	13/7
7.11.2. Mantenimendua.....	14/7
7.12.CE ziurtagiria.....	15/7
7.12.1. Adostasunaren ebaluazioa.....	15/7
7.12.2.Adostasun deklarazioa.....	16/7
7.12.2.1CE Deklarazioaren azalpena.....	16/7
7.12.2.2.CE Deklarazioa.....	19/7

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

2. DOKUMENTUA: MEMORIA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

AURKIBIDEA

2.1. Proiektuaren helburua.....	4/2
2.2. Proiektuaren hedadura	5/2
2.3. Aurrekariak.....	5/2
2.3.1. Autojiroaren definizioa	5/2
2.3.1.1. Sarrera.....	6/2
2.3.1.2. Autojiroaren elementuak	7/2
2.3.2. Disko errotorea eta errotore burua	10/2
2.3.2.1. Disko errotorea	10/2
2.3.2.2. Kontrolerako multzoa	27/2
2.4. Araudiak eta erreferentziak	30/2
2.4.1. Lege-araudiak eta arauak	30/2
2.4.1.1. Dokumentuari buruzko araudia	30/2
2.4.1.2. Errotore- buruko elementuei buruzko araudia.....	30/2
2.4.2. Bibliografia	31/2
2.4.2.1. Liburuak.....	31/2
2.4.2.2. Katalogoak.....	32/2
2.4.2.3. Helbide elektronikoak.....	32/2
2.4.2.4. Kalkulu programak	33/2
2.5. Definizio eta laburdurak	34/2
2.5.1. Definizioak.....	34/2
2.5.2. Laburdurak.....	35/2
2.6. Diseinurako baldintzak	36/2
2.7. Ebatzien azterlanak.....	37/2
2.7.1. Disko errotorea	37/2
2.7.1.1. Disko eta buru-errotore motak.....	38/2
2.7.2. Kontrolerako multzoa	42/2
2.7.2.1. Kontrolerako multzoen aukerak	43/2
2.8. Hartutako ebatzia.....	52/2
2.8.1. Disko errotorea	52/2
2.8.2. Kontrolerako multzoa	53/2
2.8.2.1. Palak	54/2

2.8.2.2. Teeter Stand + Bearing Housing.....	55/2
2.8.2.3. Teeter Block-aren kalkulua.....	58/2
2.8.2.4. Balantzinaren Kalkulua	60/2
2.8.2.5. Xaflen Kalkulua.....	61/2
2.8.2.6. Artikulazio unibertsala eta kontrol barra	61/2
2.8.2.7. Prerrotaziorako engranaia	64/2
2.8.2.8. Prerrotazioa abiarazteko motore hidraulikoa.....	65/2
2.8.2.9. Prerrotaziorako enbragea eta ponpa hidraulikoa	66/2
2.8.2.10. Osagai komertzialak	66/2
2.8.2.10.1. Errodamenduak.....	66/2
2.8.2.10.2. Ardatzak.....	70/2
2.8.2.10.3. Azkoinak.....	71/2
2.8.2.10.4. Zirindolak	72/2
2.8.2.10.5. Poleak	72/2
2.8.2.10.6. Uhal trapezialak	73/2
2.8.2.10.7. Errakorak	74/2
2.8.2.10.8. Hodi hidraulikoak	74/2
2.9. Planifikazioa	77/2
2.10. Proiektuaren kostua	78/2

2. DOKUMENTUA: MEMORIA

2.1. Proiektuaren helburua

Autojiro baten **palen, errotore-buruaren eta prerrotaziorako mekanismoaren diseinuan datza proiektu honek.**

- Bi pertsonentzako autojiroa
- Autojiroaren pisu maximoa:450kg
- 115 Hp- ko motorraren



2.1 Irudia: Errotore multzoa

- Proiektugilearen izen abizenak:

Jon Odriozola Bilbao

- NAN zenbakia:

72586477-H

- Titulazioa:

Ingeniaritza Mekanikako Gradua

2.2. Proiektuaren hedadura

Autojiroaren palak euste balio onak lortzeko diseinatuko da, ahala nola beste parametro guztiak kontutan izanik. Palak gai izan behar dira izan dezaketen edozein karga eusteko eta sortzen diren indar desberdinak aztertuko dira.

Errotore burua berriz, 450kg-ko autojiro bat eusteko gai izan behar da baita errotorea kontrolatzeko ere, sortu daitezkeen edozein karga egoeretan. Errotore-burua, bere helburua betetzeko gai izan dadin, agertzen diren elementu eta elementu horien guztien gaineko indar eta momentu guztiak zalduko dira, bakoitzarengan diseinurako duten eragina aztertuz.

Prerrotazioari dagokionez, bere helburua betetzeko gai izan dadin bere gain dauden elementuak aztertuko dira.

Errotore-burua zati desberdinetan banatu daiteke, baina nagusiki hiru zatitan banatu ahal da: palak lotzen diren balantzina, errotore-buruaren gorputza eta azkenik artikulazio unibertsalaren sistema. Elementu hauetako bakoitzak elementu desberdinekin osatuta daude.

Hasierako baldintza hauek izanda, autojiroaren diseinua hasi daiteke.

- Autojiroaren pisu maximoa:450kg
- Bi pertsonentzako autojiroa
- Abiarazle hidraulikoa: gehienez 300 rpm
- 115 Hp- ko motorren bultzada eutsi beharko du
- 5G-ra arteko indarrak eutsi behar ditu bera osatzen duten edozein elementuk
- Errotore-buruaren diametroa: 8,4 m
- Palen profila: NACA 8H12
-

Datu hauek abiapuntutzat izanda ekingo zaio diseinu mekaniko honi. Kontutan izan beharreko datu batzuk hurrengo atalean azalduko dira.

Normala den legez, lehenik kalkuluak burutuko dira, zeinak 3. dokumentuan, eranskinean alegia, egongo diren.

Kalkuluak burutu ostean, planoak burutuko dira araudien menpe denak ere. Proiektuaren helburuan gaizki ulertzerik egon ez dadin, baldintza tekniko ekonomiko eta administratiboak finkatuko dira Baldintzen agirian, 5. dokumentuan alegia. Honek proiektuaren gauzapena zehaztuko du eta azkenik, proiektuaren gutxi gorabeherako kostua kalkulatu beharko da.

2.3. Aurrekariak

Autojiro baten errore buruaren zeregina, autojiro baten errore diskoaren kontrola da, autojiroak sustentazioa izan dezan geroago ikusiko den bezala, baina lehenago autojiroa zer den eta nola funtzionatzen duen ulertu behar da.

2.3.1. Autojiroaren definizioa

2.3.1.1. Sarrera

Autojiroa edo ingelesez *Gyrocopter*, hego birakorrak dituen aerontzia bat da. Itxuraz, autojiroa hegazkin eta helikopteroaren hibridotzat jo daiteke, baina aerontzi honek berebiziko nortasuna du. Izenak berak, bereizten du beste bi aerontziengandik, izan ere, bere funtzionamenduaren oinarrian du jatorria izenak, alegia, *autoerrotazio* fenomenoan.

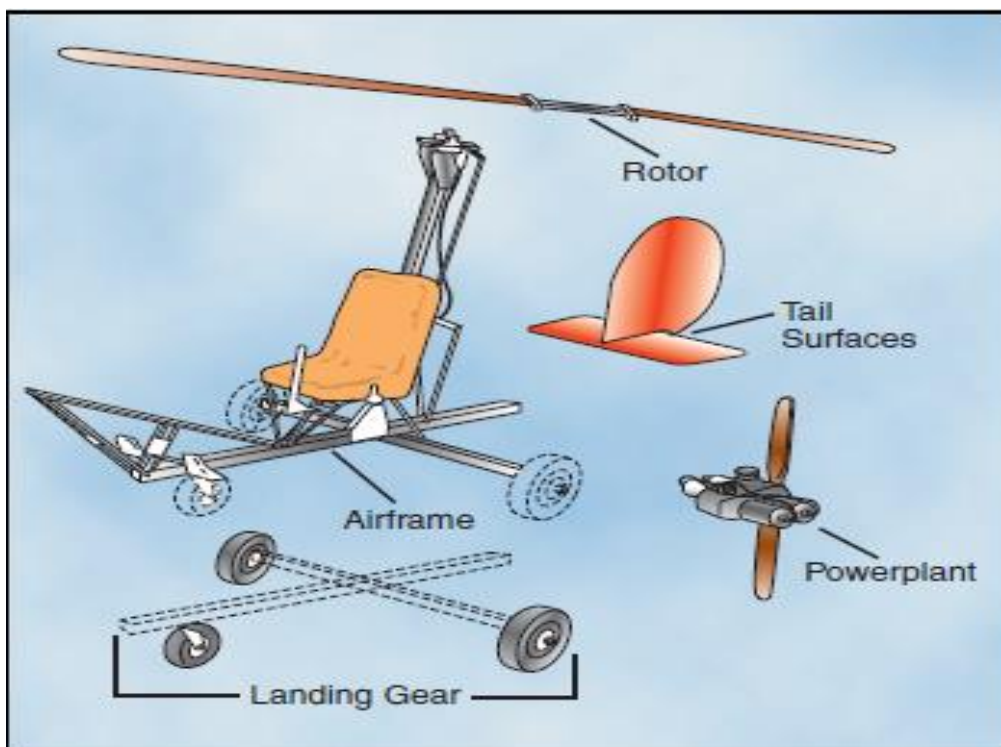


2.2Irudia: Autojiroa

2.3.1.2. Autojiroaren elementuak

Autojiro bat, bost zati nagusitan bana daiteke, (nahiz eta proiektu honetan eurentariko bat soilik landuko den, non prerrotazio mekanismoa barruan sartuko den) beste elementu asko badituen arren, hegalak, karenatuak, kontrol eta aginte sistemak, prerrotaziorako sistemak... baina oinarrian eta gutxienez bost zati izaten dituzte: lurreratze trenak (landing gear), propulzio sistema (powerplant), errotore-sistema (rotor eta rotor head), zati estrukturala (airframe) eta isatseko sustentazio azalerak (egonkortzaile horizontala, lema,...).

Hurrengoa izan daiteke oinarri-oinarrizko autojiro baten oinarrizko konfigurazioa:



2.3. Irudia: Autojiro baten oinarrizko elementuak

- Autojiroaren estruktura (Airframe) -

Elementu honeri lotzen zaizkio gainontzeko elementu guztiak. Bera ere elementu desberdinek osatzen dute, hala nola, mastilak, lurreratze-trenak,...

Autojiroen estruktura, askotan, sekzio laukia duten aluminio aleaziozko hodiez egina izaten da, gutxi gorabehera 5m-ko aldea izaten dutelarik. Ez da batere arraroa, distantzia bereko diametrodun hodi zirkularrekaz egindako estrukturak aurkitzea ere. Bietan ere, hormen lodiera 3m ingurukoa izaten da.

Aeronautikan, soilik aleazio berezi eta homogeenak erabiltzen dira. Horregatik, aluminio aleazioak sarritan erabiltzen dira, 2024-T3-a, 7075-T6-a,... Halere, gehien erabiltzen den aluminio aleazioa, 6061-T6-a izaten da, zeina erresistentzi handiko materialea den. Dena den, ez da inondik inora ere, aluminioa erabiltzen den materiale bakarra, altzairuak ere erabiltzen dira (1024-a, 4130-a,...), baita material konpositek ere... Aspaldian, karbono fibraz eginiko estrukturak ere agertu izan dira, hauek baitute pisu-erresistentzi erlazio onena baita welded tube-ek ere.

- Propulzio sistema (powerplant) -

Propulzio sistemak autojiroak hegaz egin dezan behar duen aurreranzko bultzada sortzen du eta errore sistemarekiko independentea da hegaldian. Autojiroa lurrian denean gainera, geroago azalduko den prerrotazio fenomenoaren abiarazteko indar iturria ere ematen du motoreak. Urteak igaro ahala, gauzatutako autojiroen garapenean, motore mota asko moldatu izan dira autojiroetan erabiltzeko: autoetarako motoreak,



2.4. Irudia: Helize bipala

abiadura angeluar handiagatik, baina abiadura honek limitazioak ditu, erregimen azpisonikoetan mantendu behar baita, bestela, euren efizientzia maila jaisten da.

itsas motoreak, zertifikaziodun beste aerountzien motoreak,...

Autojiroen sorkuntza amateur-an autoen motoreak dira gehien erabiltzen direnak, hori dela eta, beti behar izaten da motorearen r.p.m.-ak jaitsiko dituen erreduktoreen bat, helizeak errendimendu ona izan dezan beharrezkoa izango dena. Halere, aurretiaz aipatu bezala, badira oraindik beste aerountzien motoreak erabiltzen dituztenak ere, legediak zertifikatutakoak edo ez.

Bestalde, helizea mutipala izan daiteke eta motoreak birarazten du. Oso zaratatsuak izaten dira, daramaten

-Lurreratze tren (Landing Gear)-

Lurreratze-trenak, lurreratzeko balio ez ezik, mugikortasuna ematen dio autojiroari lurlean dagoenean eta bi gurpil edo triziklo konfigurazioa izaten dute (hiru gurpil). Orokorrean, bi gurpileko autojiroek gurpil nagusi bi izaten dituzte erdiko aldean, eta hirugarren txiki bat izaten dute atzeko aldean. Triziklo osaketa dutenek berriz, gurpil nagusi biak erdiko aldean dituzte baita, baina hirugarren gurpila aurreko mustur edo sudurraren azpian izaten dute. Orain arteko autojiroek bi gurpileko sistema erabili izan dute, baina azken urteetan denak pasatu dira triziklo konfiguraziora.

Gaur egun, gurpil batzuek balaztatze sistemak ere integraturik izaten dituzte.



2.5. Irudia: Balaztadun gurpil nagusi bat

- Isatseko sustentazio azalerak (Tail surfaces) -

Isatseko sustentazio azalerek elementu nagusi bi dituzte: lema (rudder) eta egonkortzaile horizontala (horizontal tail). Lema aurreko pedalen bitartez akzionatzen da eta berebiziko garrantzia du autojiroan, izan ere, hau gabe autojiroa ezin izango litzateke kontrolatu, ez norabidearen kontrol faltarengatik (lemarik gabe autojiroa erabili bait daiteke), hegaldian egonkortasun oso txarra izango lukeelako baizik.

Autojiro guztiek ez dute egonkortzaile horizontalik, baina hauen erabilera oso gomendagarria izaten da, autojiroek duten gainbultzada (push-over) arrisku egoera ekiditen laguntzen baitute. Batzuek izaten dituzte autojiroen egonkortasunean lagungarri diren elementu gehiago ere, baina nagusiki hauek erabiltzen dira.

-Autojiroaren errotorea (rotor & rotor head) -

Proiektu hau azken elementu hauen diseinuan zentratuko da, izan ere, elementu guztien artean, errotorea eta errotore-sistema nabarmendu daitezke, izan ere, autojiroetan aditu den Edgardo Maffiak dioen bezala *“autojiro baten bihotza bere errotorea da, gainontzeko guztia hura gobernatzeko, desplazatzeko edota eusteko dago”*.



2.6. Irudia: Errotore erdi-zurrun baten adibidea

Autojiroaren errotorearen funtzionamendua da autojiroa hain berezi egiten duena. Errotoreak edo zehatzago esanda, errotore/errotore buru konfigurazioak, berez funtzionatzen du, aerountziak berak duen aurrerapen abiadurarekin, nahiz eta aurretik laguntza txiki bat eman behar zaion, prerrotazio deritzona hain zuzen ere; prozesua has dadin. Errotoreak autojiroa sustentazioz eta kontrolaz hornitzen du.

Esan bezala, azken atal hau aztertuko da, eta hau ere zati bitan bana daiteke: batetik autojiroaren disko errotorean eta bestetik, autojiroaren errotore buruaaren kontrolen multzoan.

2.3.2. Disko errotorea eta errotore burua

2.3.2.1. Disko errotorea

Hemen gauzatuko dira autojiroaren sustentazioaren inguruan ematen diren aldagai guztiak. Hasieran disko honengan emango dira autojiro batek hegaz egitea ahalbidetzen duten aldagai guztiak, gero transmitituko direlarik gainontzeko elementuetara. Balantzin, Teeter Block-ak eta palek osatzen dute, eta palak diseinatuko dira.



2.7. Irudia: Disko errotorea balantzin eta palekin

Autojiro baten funtzionamendua ulertzeko, disko errotorearen inguruko aldagaiak ezagutu behar dira. Hurrengo orrietan, hauen inguruko azalpenak emango dira. Autojiroaren funtzionamenduan, indar estatiko, dinamiko eta aerodinamikoek parte hartzen duten karga egoeraren arabera.

- Autojiroa lurrean-

Autojiro bat lurrean denean, disko-errotorea geldi delarik, inongo biraketa-abiadurarik gabe, palak beheko alderantza flexionatuta izaten dira, euren malgutasuna eta pisu propioa direla medio, hots, elementu erresistente baina malguak dira era berean. Hurrengo irudian antzeman daitezke palak beheantza flexionaturik:



2.8. Irudia: Lurrean geldia, autojiroaren palak flexionatuta

Karga-egoera hau autojiroarentzat guztiz jasangarria da, soilik elementuen grabitazio indarrak baitaude jokoan eta autojiroa horiek jasateko prestatuta izaten da, benetan egoera latza, hegaz dagoeneko delarik.

-Autojiroa hegaz-

Autojiroak, beste edozein aerontzik bezala, sustentazio indar bat izan behar du aireratu ahal izateko. Autojiroak *autoerrotazio* fenomenoan oinarritzen du bere hegaldia, baina aurretiaz sortu edo eragin egin behar zaio egoera hori. Hegaldiaren barnean egoera desberdinak kontsideratu daitezke.

-Autojiroa aireratzan-

Autojiroak, *autoerrotazio* fenomeno hasteko laguntza txiki bat behar izaten du, alegia, bere palak biraka has daitezen prerrotazioa ematen zaio. Laguntza hau, *prerrotadore* deritzon elementuak ematen dio, engranai baten bitartez transmititzen delarik mugimendua errotore-buruari lotuta dagoen engranai plater bati. Prerrotazio mekanismoa diseinatu eta kalkulatu da proiektu honetan.



2.9. Irudia: Prerrotadore hidrauliko bat, motorrera eta engranai platerera lotuta

Engranai plater hau, errotore-buruaren gorputzera lotuta dago torlojuen bitartez eta berarekin batera errotore-buruaren gorputza birarazi egiten du, ondorioz palak ere biratzen hasten direlarik.

Behin errotorea biratzen hasita dagoenean, gutxi gorabehera 220-250 rpm ingurutan, prerrotadorea askatu egiten da engranaitik eta atzean kokatuta dagoen propulsio-sistemak aurrerapena ematen dio autojiroari, errotorea biraka duela, aurreraka hasten delarik.

Orduan, aurrerapen abiadura handitu ahala, kontrako aire fluxuak, palen gainazaleatik igarotzean, are gehiago azeleratuko du errotorea, biraketa-abiadura haziz, eta hala joango da hazten, aerodinamikako legeek mugatutako abiadura muga batera heldu arte.



2.10. Irudia: Autojiroaren gaineko aire-fluxua aireratzean

Lehenago beherantz flexionatuta zeuden palak, eurengan ematen den indar konbinazioari esker, zuzentzen eta zurruntzen hasten dira hasiera batean, azkenean bien

artean konizitate-angelu bat eraikitzen direlarik. Une horretan hasi daiteke autojiroa aireratzeko, jada konizitate-angelu jakin bat duenean, sustentazio indar eta indar zentrifugoaren agerpenaren seinale bait da konizitate-angelu hori.



2.11.Irudia: Palak, goranzko konizitate-angelua sortuta

-Autojiroa hegaz-

Behin autojiroa hegaz dela, bere ezaugarri nagusienatza jo daitekeen fenomeno gertatzen da, alegia, autoerrotazio fenomeno.

Helikoptero eta autojiroek, biek ere, gainazal aerodinamikoaren erabilerari esker lortzen dute sustentazioa, ondorioz sustentazioaren lorpena gobernatzen duten aerodinamikaren oinarriko lege askok parte hartzen dute euren funtzionamenduan.

Honetan datza, helikoptero eta autojiroen arteko desberdintasun haundienak, izan ere, helikopteroetan, motorren bitartez transmititzen zaio mugimendua errotoreari, bere palak biraraziz. Aitzitik, autojiro batean, palak ez dute inongo transmisioaren bitartez jasoten mugimendurik, (hasierako prerrotadorearen laguntza txikia ez ezik). Honela, motore baten energia palak mugitzen xahutu beharrean, autojiro

baten errotoreak aske biratzen duela esan daiteke, paletatik gorantza igarotzen den aire-fluxuari erlatiboari esker.

Esan daiteke, auto errotazioa, errotore batek sustentazioa lortzeko, bere palak paso positiboarekin birarazteko duen ahalmena dela, hauek beheko aldetik gorantza datorren aire fluxu erlatiboak gurutzatzen dituenean. Halere, auto errotazioa eman ahal izateko, badira funtzionamendu baldintza batzuk:

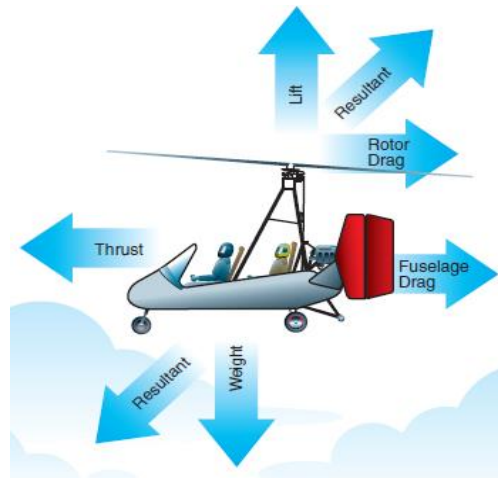
- Beharrezko sustentazioa lortzeko, errotoreak behar den bezain arin biratuko du.
- Biraketa-abiadura errotorearen diametroarekiko alderantziz proportzionala da.
- Biraketa-abiadura pasoarekiko alderantziz proportzionala da.
- Biraketa-abiadurak autojiroaren pisuarekin erlazio zuzena du.
- Biraketa-abiadurak alderantzizko erlazioa du airearen tenperatura eta dentsitatearekin.
- Autojiroak beti egin behar du lan grabitate-positiboarekin.

Horrela, baldin eta autojiroak pisu gehiago badu, errotoreak arinago biratuko du sustentazio indar handiagoa lortzeko, bera bakarrik moldatuko delarik hori lortzeko, baldin eta biraketa latzen bat egiten bada, errotorea bera moldatuko da bai errotorearen biraketa-abiadura aldatuz edota bai palen eraso-angelua aldatuz, beharrezko sustentazio egoera lortzeko. Hauek dira autojiroak hain berezi egiten dituzten ezaugarriak.

Esan bezala, auto errotazioan, palak biraka mantentzen dituzten indarrak sortzen dira beraietatik igarotzen den aire-fluxuari esker. Aire-fluxu hau zati bitan bana daiteke, batetik, beheko aldetik datorren aire gorakorraren fluxua dago, zeina konstante mantentzen den hegaldi baldintza jakin batzuetarako, eta bestetik errotazioaren ondoriozko aire-fluxua dago. Azken hau, haizearen abiadura da paletan zehar igarotzean hauek biratzen duten heinean, eta nabarmen aldatzen da errotorearen zentroarekiko distantziaren arabera.

Autojiroaren hegaldian sustentazioa ez da agertzen den indar bakarra, indar desberdinek hartzen dute parte: esandako sustentazioak (lift), erresistentziak (drag), autojiroaren pisuak (weight) eta aurrerapeneko bultzadak (thrust). Indar guzti hauek, indar erresultante bitan batu daitezke, azkenean bi hauek determinatzen dutelarik

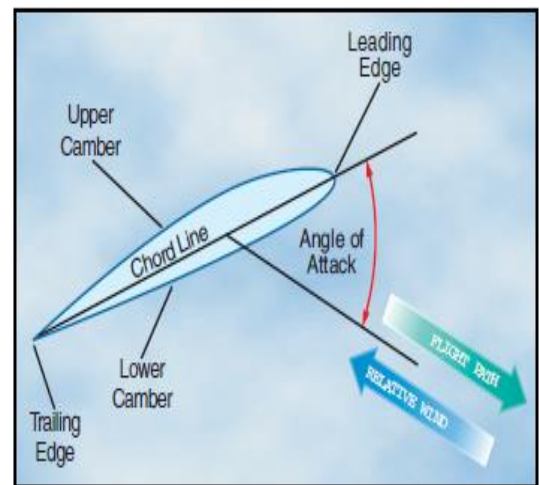
autojiroak hegan egitea edo ez. Beraien artean ere, geroago azalduko diren deskonposaketak egin daitezke.



2.12. Irudia: Autojiro baten gaineko indarrak

-Palen profilen gaineko indarrak-

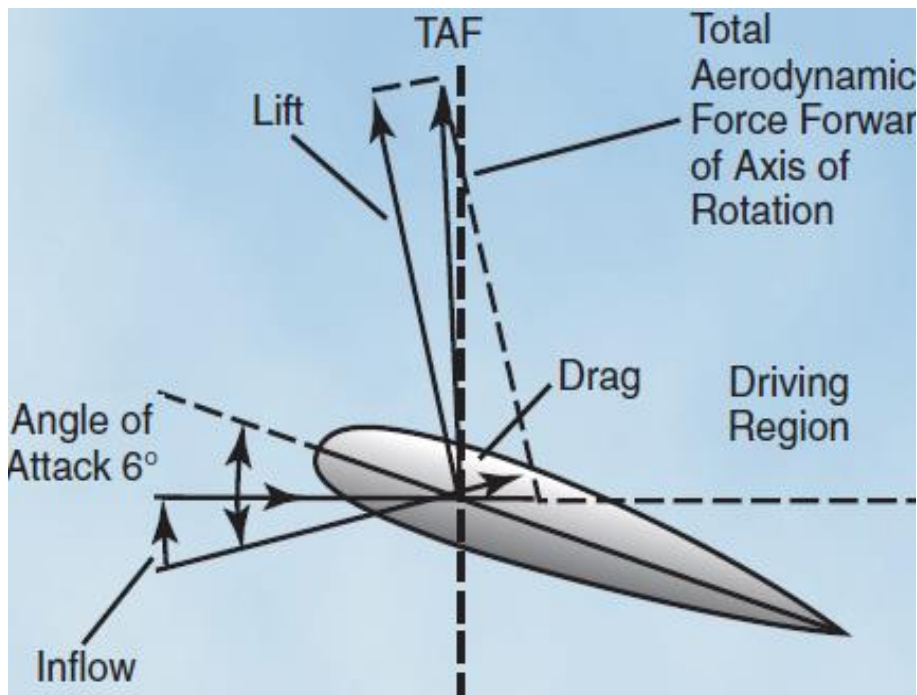
Autojiroaren gain ematen diren indar guztiak eragiten dute autojiroaren errotorearengan, eta zehazki bere palen gain. Palek aurrez esan bezala, profil aerodinamikoak dituzte, profilaren gaineko eta beheko gainazalengan ematen den presio-diferentziaren bitartez sustentazioa lortzeko berebizikoak. Beraiek dituzten zenbait parametroren aldaketak eta indarren permutazio konbinazioek ahalbidetzen dute autojiroak hegaz egitea.



2.13. Irudia: Pala profila

Hauen parametroen artean, zenbait nabarmendu daitezke, adibidez goiko gainazal aerodinamiko (upper camber) non presio baxuagoa dagoen, beheko gainazal aerodinamiko (lower camber) presio handiagoarekin, palaren eraso-angelua (angle of attack) zeinaren arabera aldatzen diren errotorearen sustentazio eta abiadura...

Bestalde, profil hauek indar desberdinen menpe daude, gero hauek direlarik errotore-burura transmititu beharrekoak:



2.14. Irudia: Pala profil batean dauden indarrak

Irudi honetan lehenago aipatutako autojiroaren gaineko indar guztiak agertzen dira, pisuarena ez ezik, hori errotore-buruaren erdiko ardatzean aplikatzen baita geroago ikusiko den lez. Irudi honetan dauenak:

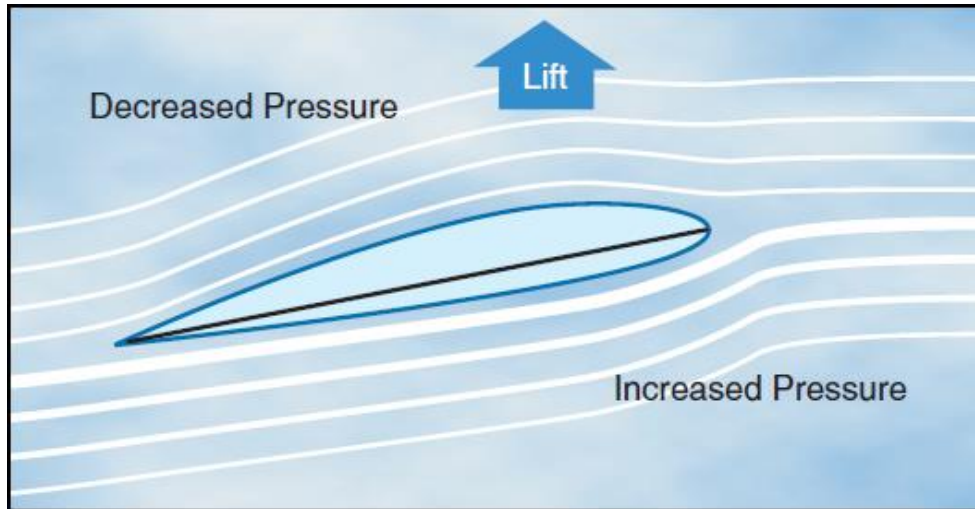
a) **Sustentazio-indarra (lift)**

Sustentazio-indarra autojiroaren pisua eusteko beharrezkoa den indarra bezala kontsidera daiteke. Profilaren eraso-angeluaren arabera, sustentazioaren balioak aldatu egiten dira. Profil jakin baterako, eraso-angelu efizienteenak, sustentazio handiena ematen du erresistentzi txikienarentzat.

Hala ere, errotoreak ez du gisa honetara lan egiten denbora guztian bira bakoitzean gertatzen diren aldaketa guztiak direla eta.

Sustentazioa, gainazal aerodinamikoetan Bernouilli-ren printzipioaren ondorioz ematen da, lehenago aipatutako gainazalen arteko presio-diferentziaren ondorioz.

Profilaren beheko aldean, aire-fluxuaren ondorioz presioa goiko aldekoa baino handiagoa egiten da, eta horrela agertzen da goranzko bultzada bertikala. Hurrengo irudian hobekiago antzeman daiteke:



2.15. Irudia: Profilaren gaineko sustentazioa

Errotorearen konizitate-angelua, sustentazioaren araberakoa izaten da, eta sustentazio indarrak etengabe aldatzen ari direnez, konizitate-angelua ere horregaitik etengabe aldatzen da, hegaldiko une bakoitzean desberdina izan daitekeelarik. Aldakortasun horrek, palengan momentu makurtzaile handiak eragiten ditu, eta hauek meheak direnez exijitzen den arintasuna dela eta, aurrerago ikusiko den moduan, gomendagarria izaten da balantzin luze baten erabilera; berak jasan ditzan karga mekanikoak.

Pala biek ez diote sustentazio indar berdina eskeintzen autojiroari. Gertakari hau, sustentazio-asimetria deritzon fenomenoaren ondorioz gertatzen da. Aurreratzen den palak, atzeratzen denak baino sustentazio handiagoa ematen dio autojiroari, izan ere aurreratzen den palak, errotazio-abiadura ez ezik, aurrerapen abiadura ere gehituta izaten du, eta atzeratzen denak aurrerapen abiadura hau kenduta izaten du. Dena dela, geroago azalduko da modu hobean sustentazio-asimetriaren fenomeno eta autojiroan duen eragina.

Beste alde batetik, sustentazio indarraren norabideari dagokionez, esan behar da, aire-fluxu erlatiboaren norabidearekiko perpendikularra dela beti. Errotorearen sustentazio-indarra, goitik ikusita errotoreak osatzen duen zirkunferentziaren erradioaren %75-ra ematen da, zirkunferentzia azalera zati berdinetan banatuz goitik, hots:

autojiroa pendulu moduan ibiltzera eramaten du, aurretik datorkion kontrako aire-fluxuak jota.

Hala ere, pendulu joera hori, autojiroak errotore-buruan duen artikulazio unibertsean edo errotorean edota errotore-buruko elementuek eutsiz, konpentsatuko da.

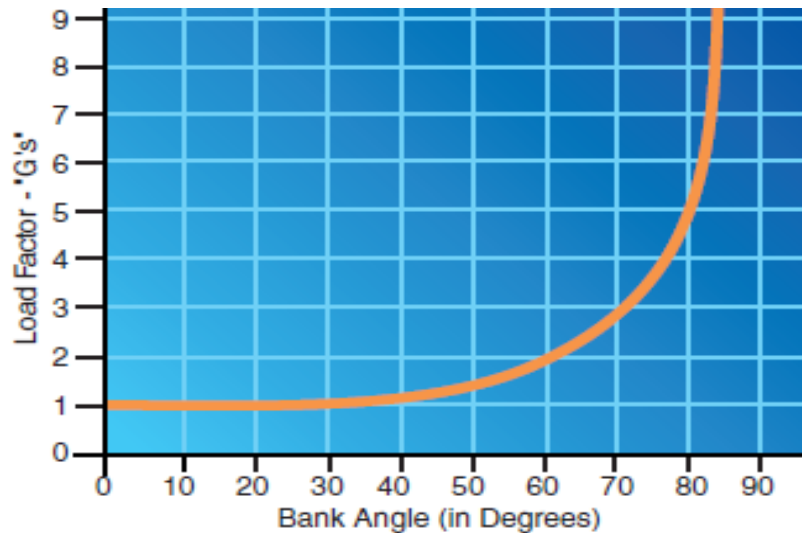
Errotorearen gaineko erresistentzi indarraren norabidea, aire fluxu erlatiboarekiko paraleloa da, eta sustentazio indarrarekiko elkartzuta. Azken finean, indar honen balioa ez da oso handia izaten eta autojiroko errotorearen r.p.m.-ak gutxitzen dituen arren, askotan mesprezatu ere egiten da.

c) **Autojiroaren pisua**

Autojiroaren pisu guztia, hegaz, bere errotoreak eutsi behar izaten du. Autojiroko pisuaren ia ehuneko ehunena, errotorearen behetik dauden elementuek osatzen dute, izan ere, errotore-multzoak soilik 50-70 kg inguru pisatu ohi ditu, eta autojiroaren gorputzak, kasu honetan gainera pertsona birentzakoa izanda, biak montatuta direlarik, 450 kg-rarte irits daiteke.

Hegaz autojiroaren pisua, mastiletik behera eskegita dagoela suposa daiteke. Pisua aldagai ezaguna izaten omen da, halere, aldaketa aerodinamikoekin pisuaren balioa ere aldatu daiteke. Hegaldi motaren norako edo norabidearen arabera, G-ren balioak aldatu egiten dira, pisua hainbesteko G kopurutan handituz.

Biraketa itxi edo zatarrak egin ezker edota bapateko norabide aldaketak, eraso-angelua aldatzearen ondorioz pisuaren balioak nabarmen alda daitezke G-en kopuruaren arabera; ondoko irudian ikus daitekeen lez:



2.16. Irudia: Eraso-angelu eta G-en arteko erlazioa

Autojiroaren pisuak, *disakoaren gaineko karga* determinatzen du, eta honen arabera aukeratu behar duen diametroa. Disko karga hau, ez da besterik, autojiroaren pisu guztia, errotoreak osatzen duen azaleraz zatituta baino. Horrela, karga jakin bat lortu nahi izanez gero, errotorearen diametroa aldatzea baino ez dago karga horretara iristeko:

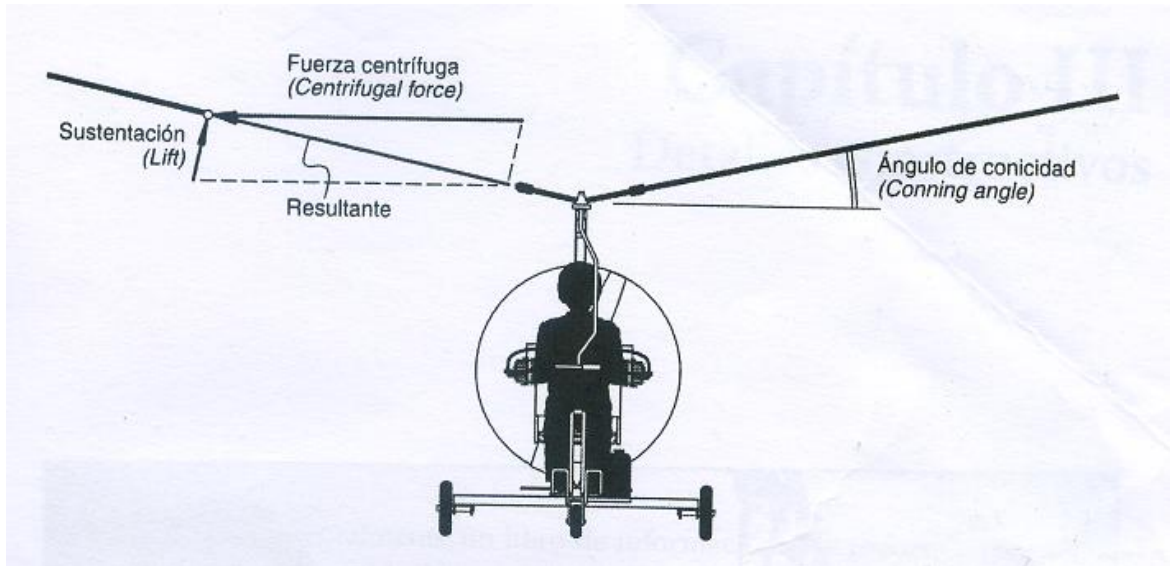
$$C = \frac{W}{A} \quad \left\{ \begin{array}{l} W: \text{Autojiroaren pisua} \\ A: \text{Errotorearen azalera fiktizioa} \\ C: \text{Disko karga} \end{array} \right.$$

2.1. Ekuazioa

Normalean, 6 eta 10 kg/m² bitarteko karga ontzat ematen da, onena 8 kg/m² omen delarik.

d) Indar zentrifugoak

Indar zentrifugoak ere parte hartzen dute autojiroarengan, zehazki hegoetako palengan. Errotorearen biraketaren ondorioz, errotorearen palengan indar zentrifugoak agertzen dira, zeintzuek palak kanporantza trakzionatzen dituzten; eta ondorioz, baita errotore-buruan dagoen balantzina ere.



2.18. Irudia: Autojiro baten gaineko sustentazio eta indar zentrifugoak

Indar zentrifugoa, sustentazio indarra ematen den puntu berean ematen da, $0,75 \cdot R$ -tara errotorearen erdigunetik, distantzia hau delarik palen grabitate zentrua, geroago ikusi ahal izango den moduan. Indar zentrifugoa, moldatutako ondoko formulak kalkulatu daitezke:

$$\text{Indar zentrifugoa} = m \cdot r \cdot w^2 \left[\begin{array}{l} m: \text{palen pisua kg} - \text{tan} \\ r: \text{palen CGrako distantzia m} - \text{tan} \\ w: \text{abiadura angeluarra rad/s} - \text{tan} \end{array} \right]$$

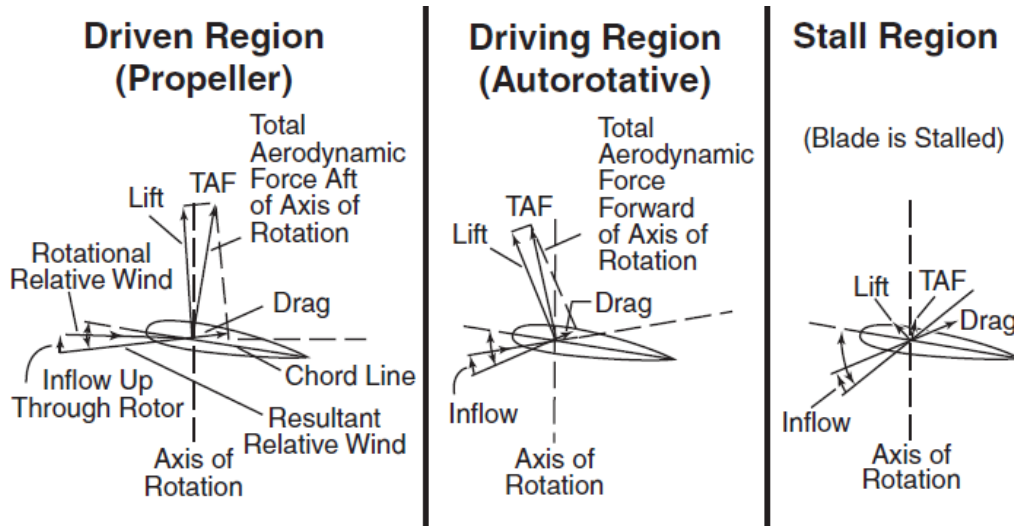
2.2. Ekuazioa

Kontuan hartu behar da, gomendioek diotenez, 5G-ra arteko indarrak eusteko prestatu behar direla palak, eta beraiei atxikita doanez, balantzina baita ere.

- Hegaldiko fenomenoak -

Autojiroa hegaz denean, bere paletan, duten biraketa-abiadura handia dela eta, begi bistaz antzeman ezin daitezkeen zenbait fenomeno gertatzen dira, hegaldia baldintzatzen dutenak, eta ondorioz errotore-diskoaren konfigurazioa baita ere; hori dela eta kontuan hartu behar dira.

Sustentazioa desberdina izaten da fenomeno hauek direla eta, eta ondorioz errotore buru guztiarengan izaten dute eragina fenomeno hauek.



2.20. Irudia: Gune desberdinen araberako indarren deskonposaketa

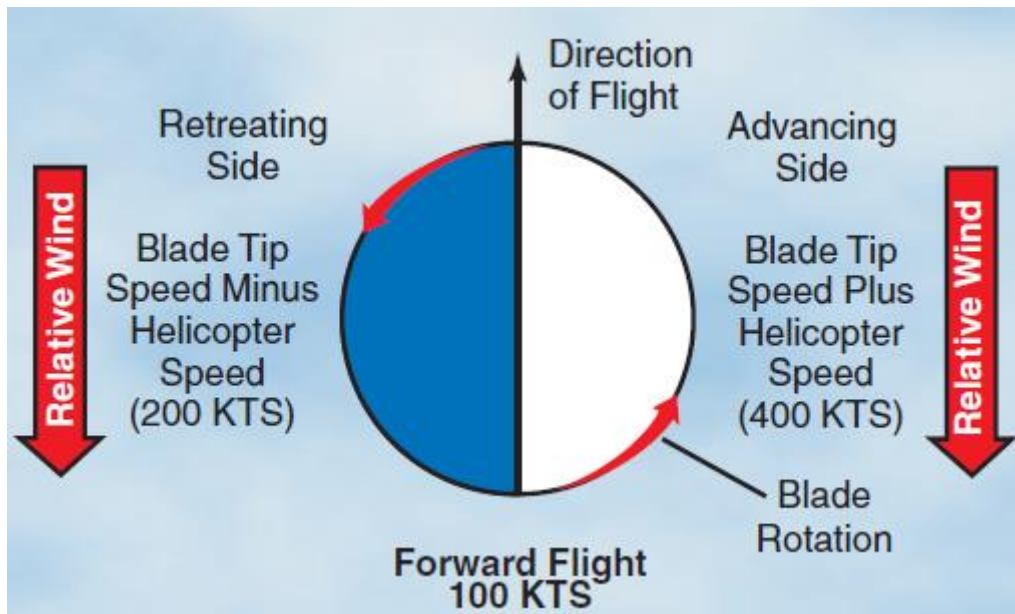
Arlo autoerrotatibo edo zati gidariak (driving region), indar aerodinamiko total bat sortzen du, zeinean aurreko aldeko osagaiak, atzealdean ematen diren erresistentzi indar guztiak gainditzen dituen eta palak biratzen mantentzen ditu. Aitzitik, zati gidatuak (driven region) sortzen duen indar aerodinamikoak, osagai bertikal bat du, zeinak autojiroa goian mantendu ahal izatea ahalbidetzen duen. Errotore diskoaren erdiko aldean (Stall region), aire-fluxuaren osagaia oso baxua da eta eraso angulu erresultantea gainazal aerodinamikoaren azpitik dago, horrela zati honek ez du ia sustentaziorik sortzen, eta errotazioaren aurkako erresistentzi indarra sortzen du.

Zati honen ondorioz erabiltzen da balantzin edo (hub bar-a), ez baita sustentaziorik emango, eta lotura modura erabiltzen da balantzina.

b) Sustentazio asimetria

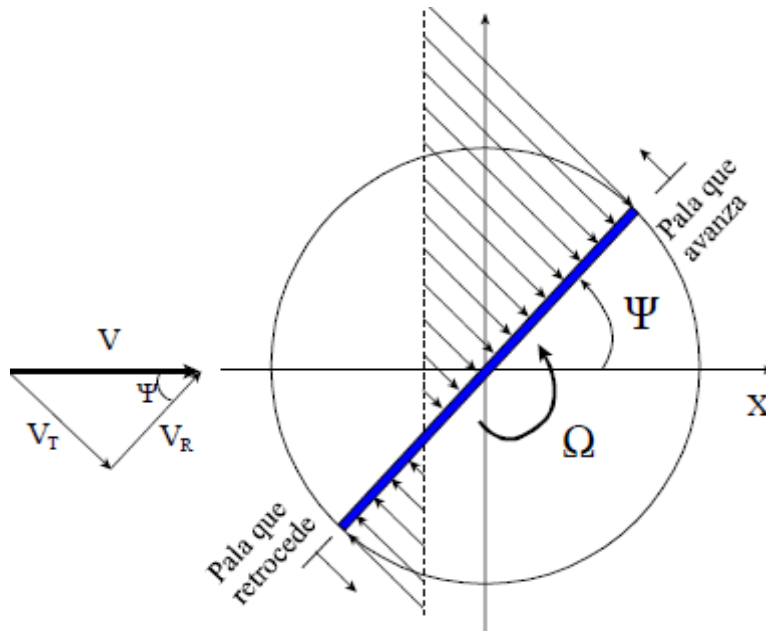
Errotorea osatzen duten pala biek, biraka daudenean ez dute biek sustentazio berbera lortzen autojiroarentzat, aurreratzen den palak gehiago sustentatzen du atzeratzen den palak baino. Hegaldian, aurreratzen den palak errotazio abiadura ez ezik, aurrerapen abiadura ere gehituta izaten du, aldiz, atzeratzen den palak, aurrerapen abiadura kenduta izaten du. Aurretiaz esan bezala, sustentazioa abiaduraren karratuarekiko proportzionala da eta aurreratzen den palak abiadura handiagoa izaten duenez, gehiago sustentatzen du atzeratzen denak baino. Kontrakoa gertatzen da palen

eraso-angeluarekin, aurreratzen den palaren eraso-angelua, 1° -takoia izaten da, eta atzeratzen denarena 10° -takoia.



2.21. Irudia: Errotore diskoaren abiadura-banaketa

Horrela, sustentazio indarren erresultantea, beti egongo da aurreratzen den palaren alderantz desplazaturik eta errotorea, atzeratzen den palaren alderantza inklinatzera eramaten duen pare bat agertuko da.



2.22. Irudia: Sustentazio asimetriaren ondorioz agertzen den parearen, ψ

Asimetria honek daraman parearen efektua deusezteko, hegoen batimentua erabili behar da. Fenomeno honetan, helburua atzeratzen den palaren sustentazioa handitzea izaten da, eta aurreratzen den palarena txikitzea. Horretarako, atzeratzen den palaren eraso-angelua txikitu behar da, eta aurreratzen denarena handitu.

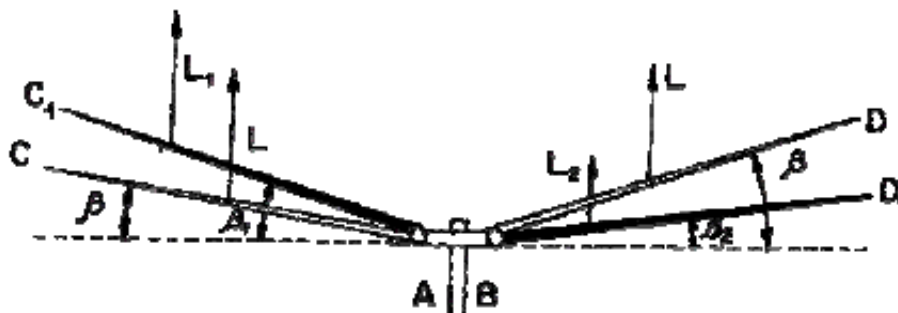
Honela, palaren sustentazio balore bakoitzerako errotoak, erroto-buruan kokatuta dagoen artikulazioari esker, β konizitate-angeluak ematen duen oreka posizio bat lortzen du.

Aurrerapen abiadura bat dagoen momentuan, berehala agertuko da sustentazio asimetria hori, aurreratzen den palan oreka-angelua $\beta_1 > \beta$ eginez, eta atzeratzen den palan $\beta_2 > \beta$ eginez.

Aurreratzen den palaren elementu batek, mugimendu gorakor bat hasiko du, β_1 etik β -ra pasatzeko, horrela bere eraso-angelu aerodinamiko zertxobait txikiagoa izango da eta ondorioz sustentazioa gutxitu egingo da.

Aldiz, atzeratzen den palan, gertatzen den fenomeno antzekoa da, baina sustentazioa pixka bat handiagotuz. Alegia, sustentazio-asimetriaren konpentsazio automatiko bat gertatzen da.

Dena dela, batimentu hau, palen deflexio elastikoaren bitartez ere lor daiteke, non pala eta balantzin arteko enkastreak, artikulazio bezala jokatu behar duen.



2.23. Irudia: Palen batimentua

2.3.2.2. Kontrolerako multzoa

Kontrolerako multzoan disko errotorea kontrolatzea ahalbidetzen duten elementuak daude, disko errotorean ematen diren indarrak hauei transmititzen zaizkiolarik. Multzo hau autojiroaren gainontzeko elementuetara lotzen da. Elementu desberdinez osatuta dago:

- Artikulazio unibertsala
- Kontrol barra
- Spindle ardatza
- Teeter Stand-a
- Errodamendu nagusia
- Jesus Bolt-a



2.24. Irudia: Kontrol multzoa

- Teeter Stand-a-

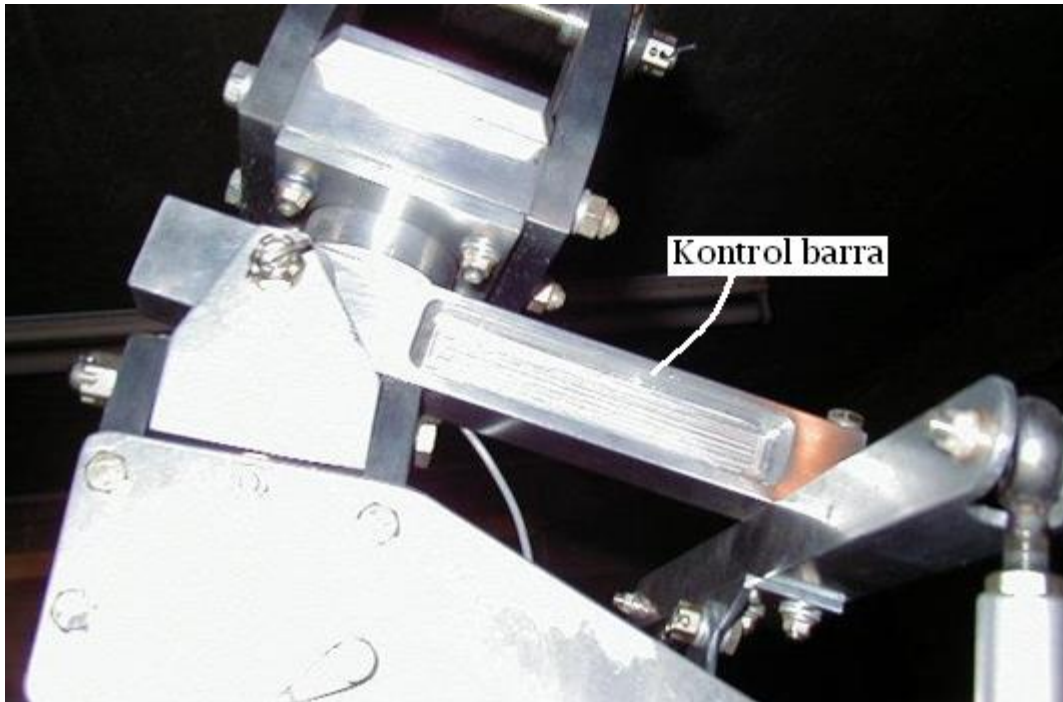
Teeter Stand-ak edo Tower Plates-ak disko errotoreak artikulatzeko erabiltzen duen ardatza eusten dute, geroago ikusiko den Jesus Bolt-a alegia. Dorre biek altuera jakin bat izaten dute, Undersling distantzia bermatzeko. Dorre bi hauek Bearing Block-era lotzen dira torlojuen edo soldadura bitartez.

Teeter Stand-ek ardatzaren inguruan biratzen dute disko errotorearekin batera, eta aluminiozkoak izaten omen dira.

-Kontrol barra-

Kontrol barra, disko errotorea kontrolatzeko kontrol elementu nagusia da, beraren bitartez iristen zaizkiolarik autojiro gidariaren aginduak disko errotoreari.

Ardatz bertikalak zeharkatzen du eta kontrol ziklikodun barretara lotuta izaten da:



2.25.Irudia: Kontrol barra

Muturretako barretara iristen dira gidariak emandako aginduak eta hauen izatearen arabera, disko errotorea alde batera edo bestera inklinatuko da, azkenean autojiro guztiaren kontrola edukitzen delarik. Hauek ere aluminio aleaziozkoak izaten dira eta, kasu batzutan irudikoa ez bezala, zirkularrak edo hodiak izan daitezke.

-Spindle ardatza eta Jesus Bolt ardatza-

Jesus Bolt-a eta Spindle ardatza, errotore buruko ardatz kritikoenak dira, hil ala biziko piezak direlarik. Euren kalkulua ona izan behar da, C.S. altuak erabiliz gauzatu behar delarik. Jesus Bolt-ak ebakitzailerik hutsean egiten du lan eta Spindle ardatzak trakziora. Spindle ardatzaren inguruan biratzen du disko errotore guztiak eta Jesus Bolt-aren inguruan artikulatzen du balantzinak.

Aeronautikako aplikazioetarako bereziak diren materialeak erabiltzen dira ardatzok eratzeko, eta normalean bernoak izaten dira.

-Artikulazio unibertsala-

Errotore buruaren beheko aldean kokatzen den elementua da eta disko errotoreak alde batera edo bestera bira dezan ahalbidetzen du. Mugimendu aukera bi horiek, ardatz bik eskeintzen dituzte, euren baitan artikulatuz lortzen direlarik nahi diren mugimenduak.



2.26. Irudia:Artikulazio unibertsala

-Errodamendu nagusia-

Errodamendua Bearing Block-aren barnean kokatzen da eta bere barneko eraztuna Spindle ardatzari finkatzen zaio, bere kanpoko eraztunak disko errotorearekin batera biratzen duelarik. Karga axial eta erradialak jasan behar izaten dituzte euren funtzionamenduan.

2.4. Araudiak eta erreferentziak

2.4.1. Lege araudiak eta arauak

Atal honetan dokumentuak egiteko erabilitako arau desberdinak eta autojiroaren errore-burua diseinatzeko erabilitako arauak desberdindu daitezke:

2.4.1.1. Dokumentuari buruzko araudia

Dokumentuen ezaugarriak.....	UNE 157001-2002
Dokumentuen aurkezpen ereduak.....	UNE 50132
Planoaren formatua.....	UNE 1-026-83/2
Planoen errotulazio-kutxa.....	UNE 1-035-95
Planoaren eskala.....	UNE 1-026-83/1
Planoen osagaien zerrenda.....	UNE 1-135-89
Planoen idazkera.....	UNE 1-034-71/1
Planoen osagaiekiko erreferentziak.....	UNE 1-100-83
Planoen tolestea.....	UNE 1-027-95
Tolerantzia dimentsional orokorrak.....	ISO 2768-1:1989

2.4.1.2. Errore buruko elementuei buruzko araudia

-Elementu komertzialak-

Errodamenduen bizitza nominala.....	DIN ISO 281
Errodamenduen ahalmen estatikoa.....	DIN ISO 76-1988
Errodamenduen ahalmen dinamikoa.....	DIN ISO 281-1993
Errodamenduen tolerantziak.....	DIN ISO 620
Ardatz eta alojamenduen tolerantziak.....	DIN ISO 286
Errodamenduen lubrikazioa koipez.....	DIN 51825
Arrabola zilindrikodun errodamenduak.....	DIN 5412
Arrabola konikodun errodamenduak.....	DIN ISO 355
Ixte-eraztunak.....	DIN 472

Bernoen erabilera.....	DIN 931
Azkoina autoblokeanteen erabilera.....	DIN 985
Zirindolen erabilera.....	DIN 125
Embrage eta pompa hidraulikoa.....	DIN 5482
Errakoreak.....	DIN 2353
Poleak.....	DIN2211-1
Korreak.....	DIN 2215
Hodiak.....	EN 982

-Materialak-

Materialen izendapena.....	UNE EN 38 231 85
Forjarako aluminio aleazioen konposizio kimikoa.....	UNE-EN 573-3:2008
Titanio aleazioen konposizio kimikoa.....	DIN 18850/51

2.4.2. Bibliografia

2.4.2.1. Liburuak

- MECÁNICA DE MATERIALES. Ferdinand P. Beer, E.Russel Johnston, Jr., John T. Dewolf . McGrawHill. 2006
- DISEÑO DE MAQUINAS. Robert L. Norton. Prentice Hall. 1999
- VIBRACIONES MECÁNICAS EN INGENIERIA. Santamarina Pol, Pastor. Universidad politecnica de Valencia
- FISICA GENERAL. MECÁNICA (TOMO I). Carlos Dehesa Martinez. Universidad politecnica de Madrid
- FISIKA OROKORRA. UEUko fisika saila.1992
- RESISTENCIA DE MATERIALES. Timoshenko.James M.Gere. 2002
- DIBUJO TÉCNICO. EUITI Bilbao
- FISICA UNIVERSITARIA.VOL. I Addison , Wesley,Longman
- PROIEKTUAREN TEORIA OROKORRA.DOKUMENTAZIO ARAUTUA ETA KUDEAKETA. Santos J.A. Arte Kopi Bilbao 2008
- ELEMENTOS DE MAQUINAS. Viguier J.M. McGrawHill
- DISEÑO ELEMENTOS MAQUINAS. Robert L. Mott. 1995
- LA BIBLIA DE LOS AUTOGIROS. Edgardo Maffia
- EL AUTOGIRO Y SU VUELO. Roselló, Ferrán

- ANALISIS DE FATIGA EN MAQUINAS. Rafael Aviles. Paraninfo 2005
- MECHANICAL BEHAVIOR OF MATERIALS. Norman E. Dowling. Prentice Hall
- ROTORCRAFT FLYING HANDBOOK. U.S. Department of Transportation
- ALEACIONES INDUSTRIALES DE ALUMINIO. Esteban Terradas. Instituto nacional de tecnica aerospacial
- DIBUJO TÉCNICO.NORMAS BASICAS. Aenor
- CIENCIA E INGENIERIA DE LOS MATERIALES. VOL I. William D. Callister. Editorial Reverté. 1995

2.4.2.2. Katalogoak

- FAG
- ARFISA
- LLS VITERIE
- POLTRAP
- CORREAS DUNLOP
- KOCSIS-CMA

2.4.2.3. Helbide elektronikoak

- www.giroaventura.es
- www.magnigyro.com
- www.elaaviación.com
- www.vortechinternational.com
- www.aunaocio.zonaweb.giroferetro.com
- www.vc.ehu.es/Dtecnico
- www.lowdetitanium.com
- www.lls.it
- www.pra.org
- www.schaeffler.es
- www.arfisa.com
- www.ingenieriademateriales.wordpress.com
- www.wikipedia.org
- www.skf.com

-www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys

-www.autogiros.net

-www.construmatica.net

-www.autogirosargentinos.com

2.4.2.4. Kalkulu-programak

CATIA V5 → Elementu finituen programa (FEM), piezen optimizazio eta kalkulurako

AUTOCAD 2008 eta CATIA V5 → Planoen adierazpenerako programa

CATIA V5 → Piezen diseinurako programa

2.5. Definizio eta laburdurak

2.5.1. Definizioak

- **Luzera (m):** Luzetasunaren neurria, hiru naiz bi dimentsioko gorputzetan, dimentsioa handienaren neurria.
- **Azalera(m²):** m²-tan neurtzen den distantzi bat. Luze zabalerako neurria.
- **Masa(Kg):** Gorputz batek lurrarekiko jasaten duen indarra. Egoeraren arabera indarraren balioa ezberdina izan daiteke.
- **Indarra:** Zerbait egiteko edo zerbaitetan aritzeko gaitasun edo ahalmen fisikoa.
- **Presioa:** Azalera unitateko jasan behar den indarra.
- **Parea edo momentua:** Puntu batengan distantzia jakin batera aplikatzen den indarra.
- **Tentsio axiala:** Gorputz bat luzatzen ala laburtzen diharduten kanpo indarrei kontra jartzen zaizkien indar elastikoaren batura den indarra.
- **Tentsio ebakitzailea:** Gorputz bat banatzen diharduten kanpo indarrei kontrajartzen zaizkien indar elastikoaren batura den indarra.
- **Modulu elastikoa:** Materialaren propietatea. Zenbat eta handiagoa izan honen balioa materiala gutxiago deformatuko da.
- **Zizailadura modulua:** Materialaren propietatea. Zenbat eta handiagoa izan honen balioa materiala gutxiago deformatuko da.
- **Tortsioa:** Elementu baten ardatz longitudinalaren baitan ematen den pareta.
- **Lerdentasuna:** Materialaren lerdentasuna adierazten duen propietatea.
- **Potentzia:** Makina batek denbora tarte batean lan bat egiteko duen gaitasuna.
- **Errendimendua:** Edozein unitatetan ematen eta hartzen den energiaren arteko erlazioa (1 baino gutxiagoa izaten da).
- **Diametroa (m):** Zirkuluaren erditik pasatu eta zirkunferentziaren bi puntu elkartzen dituen lerro zuzena.
- **Metrika:** Adibidez torlojuetan erabiltzen den diametroa esateko beste modu bat.
- **Sustentazioa:** Elementu edo gailu batek airean mantentzeko duen gaitasuna, aplikaturiko indarraren arabera.
- **Deformazioa:** Gorputz batek indar bat jasaten ari dela edo jasan ondoren duen itxura aldaketa.

2.5.2. Laburdurak

LABURDURA	DEFINIZIOA
W [N]	Pisua
η [-]	Errendimendua
E [MPa]	Modulu elastikoa
n [rpm]	Bira minutuko
f [Hz]	Maiztasuna
C.S.	Segurtasun Koefizientea
G [MPa]	Zizailadura Modulua
P [MPa]	Presioa
σ [MPa]	Tentsioa
σ_{yp} [MPa]	Fluentzia tentsioa
σ_u [MPa]	Haustura tentsioa
Ω [rad/s]	Prezesio abiadura
β [°]	Konikotasun angelua
ω [rad/s]	Abiadura angeluarra
M [N·mm]	Momentua edo parea
F_r [N]	Indar radiala
F_a [N]	Indar axiala
F [N]	Indarra
ν [-]	Poisson-en koefizientea
η	Errendimendua
σ_{VM} [MPa]	Von Mises tentsioa
τ [MPa]	Tentsio ebakitzaila
I [kg·m ²]	Inertzi momentua
ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	Dentsitatea
v [m/s]	Abiadura lineala
g [m/s ²]	Grabitatearen azelerazioa

ϕ [mm]	Diametroa
R [mm]	Erradioa
t [s]	Denbora
L_h [h]	Errodamenduen Bizi iraupena ordutan
L [10^6 rev.]	Errodamenduen bizi iraupena milioi ordutan
C_0 [Kn]	Errodamenduen ahalmen estatikoa
C [Kn]	Errodamenduen ahalmen dinamikoa
$\sigma_{adm.}$ [MPa]	Tentsio onargarria
HRC	Rockwell gogortasuna
f [-]	Errodamenduen ahalmen estatikoa
α [°]	Angelua
G [-]	Azelerazio faktorea
L_b	Sustentazio indarra
D_r	Erresistentzia indarra
F_c	Indar zentrifugoa
z	Hortz kopurua

2.6. Diseinurako baldintzak

Lehenago aipatu zen bezala, hasiera batetik aintzat hartu beharreko diseinurako baldintzak hurrengoak dira:

- Autojiroa biplaza
- Autojiroaren pisu maximoa: 450 kg
- Abiarazle hidraulikoa, eta gehienez 300 rpm-ra arteko biraketa-abiadura
- 115 HP-ko motorraren bultzada eutsi beharko du
- 5G-ra arteko indarrak eutsi behar ditu bera osatzen duen edozein elementuk
- Palen profila NACA 8H12

2.7. Ebatzien azterlanak

Planteatutako arazoari aurre egiteko ezinbestekoa da ahalik eta irtenbide gehien planteatzea.

Horretarako aurrez aipaturiko aldagai bakoitzari dagozkion abantaila eta desabantailak aztertuko dira, bai baldintza teknikoei dagokienez eta bai muga ekonomikoei dagokienez, azkenik, ebatzi bat hartuko delarik, ebatzi horrek suposatzen duen konponbideak ahalik eta kostu txikienak eta erabilgarritasun handiena izango duelarik.

Puntu honetan autojiroaren palen, errotore-buruaren eta prerrotazio mekanismoaren diseinuaren oinarriak ezarri behar dira, horrela aurrekariak atalean oinarrituz ebazpide onena hartu beharko da. Errotore-burua zati bitan bana daitekeela aipatu zen, horrela disko errotoretik hasi daiteke.

2.7.1 Disko errotorea

Dagoeneko jakina den bezala, disko errotorea autojiroa airean sostengatzea ahalbidetzen duen elementua da autojiroaren barnean, pilotuak kontrolatzen duelarik.

Bere baitan ematen dira autojiroak hegaz egitea ahalbidetzen duten indar eta pare guztiak eta autojiroaren bihotza dela esan daiteke.



2.27. Irudia: Disko errotorea kontrolerako multzoarekin

Disko errotorea balantzinak eta palek osatzen dute. Palak esan bezala, profil aerodinamikoak dira, beraien geometriaren ondorioz sortzen dutelarik beharrezko sustentazioa. Proiektu honetan, palen kalkuluak eta diseinatu burutuko dira.

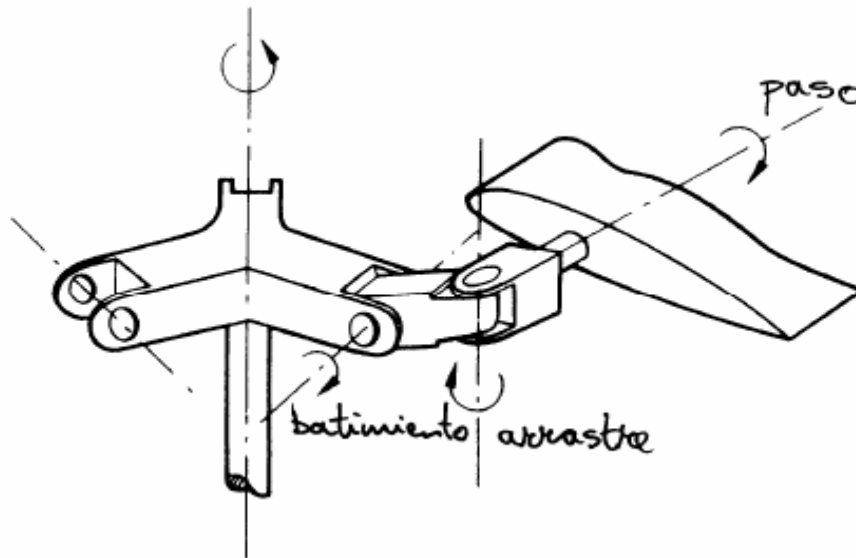
2.7.1.1. Disko eta buru-errotore motak

Ikusi ahal izan den moduan, errotore-buru sistemak indar, pare,.. desberdinak jasan behar ditu, eta horiek jasateaz gain, autojiroa kontrolez hornitu behar du, hegaldiko egoera guztiak kontrolatu ahal izateko. Errotore-sistema mota desberdinak daude, euren konstituzioaren arabera, baina bai autojiro eta bai helikopteroentzako hiru nabarmendu daitezke: errotore artikulatua, errotore zurruna eta errotore erdizurruna.

Bakoitzak bere abantaila eta desabantailak ditu besteekin alderatuz.

- Errotore artikulatua -

Helikopteroetan ohiko errotore mota den arren, autojiro eraikitzaileen artean ez da erabiliena, konplexuena ere badelako.



2.28. Irudia: Errotore guztiz artikulatua bere mugimendu aukerekin

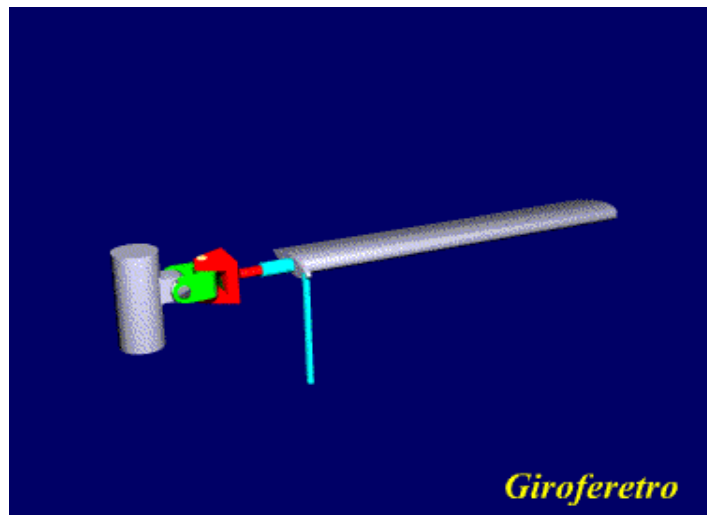
Bere ezaugarri nagusiena, errotore buruarekiko mugimendu ardatz 2 edukitzea da, bata, mugimendu bertikalarentzat batimendua izatea, eta bestea mugimendu

horizontalaren arrastrea izatea. Artikulazio bi hauek, errodamendu edo elastomeroen bitartez eratu daitezke.

Artikulazio hauekin, palek eutsi beharreko esfortzuak jasangarriagoak egiten dira eta errotore buruari era desegokian transmititu ahal zaizkion esfortzuak ere xamurtu egiten dira.

Diseinuaren arabera, artikulazioen ordena aldatu egiten da, bata edo bestea lehenago jarritz, ez dago finkaturiko patroirik.

Batimendurako artikulazioa da garrantzitsuena, izan ere, palen batimendurako beharrezkoa den artikulazioaren agerpena gertatu ez balitz, helikopteroen garapena askosaz ere zailagoa izango zen. Juan de La Cierva-ren ekarpena da batimenduko artikulazioarena, eta sustentazio asimetriari gailentzeko, diskoaren alderdi biek euren kabuz indarren (pisua, indar aerodinamikoak, inertzi-indarrak) oreka lor zezaten burutu zuen diseinua. Horrela, palak soilik indar zentrifugoak eragindako trakziara egiten dute lan, indar aerodinamiko eta pisuak eragiten dituen flexioak jasan gabe.

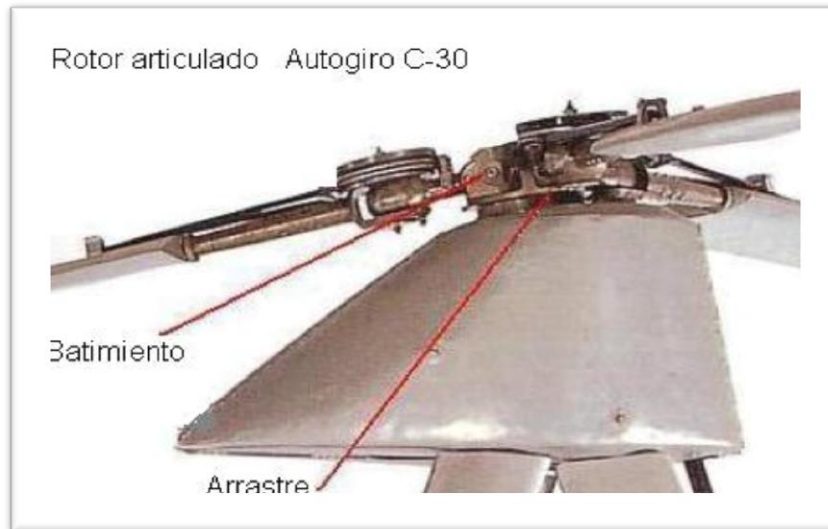


2.29. Irudia: Errotore guztiz artikulatua

Hala ere, errotore mota honek baditu bere desabantailak ere, horietan garrantzitsuena arrastrerako artikulazioaren existentzia delarik. Palek batimendua era librean egin dezakete, eta sortzen den mugimendu erlatiboaren ondorioz, Coriolisen indarrak agertzen dira, zeintzuek palak euren plano propioan flexatzera eramaten dituzten. Gainera, palaren gain ematen den erresistentzi indarren banaketak, efektu hauek latzago egin ditzake. Horrela, esfortzuak minimizatzeke, errotazio ardatzari

paralelo izango den arrastrerako artikulazioa erabiltzen da eta honek palari atzeraka edo aurreraka mugitzea ahalbidetuko dio.

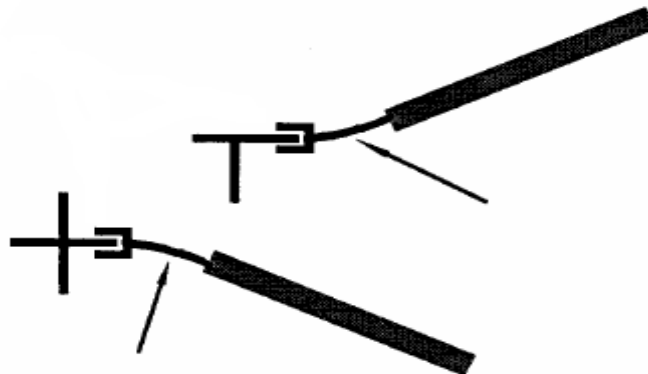
Dena dela, errotore-buruan arrastrerako erabiltzen den artikulazio honen sarrerak beste arazo batzuk sortuko ditu, hala nola, erresonantzia zoruan edota pasaketa angeluaren aldaketa kontrolatu gabeak.



2.30. Irudia: Errotore artikulatua

-Errotore zurruna -

Errotore guztiz zurrunaren ezaugarri esanguratsuenak, palak errotore buruari era solidarioan lotuta daudela da, eta flexio edo torsio karga guztiak eurek propioki jasan behar dituzte, soilik euren luzera longitudinalean dutelarik biratzeko askatasuna pasaketa aldaketak eusteko.



2.31. Irudia: Errotore zurruna

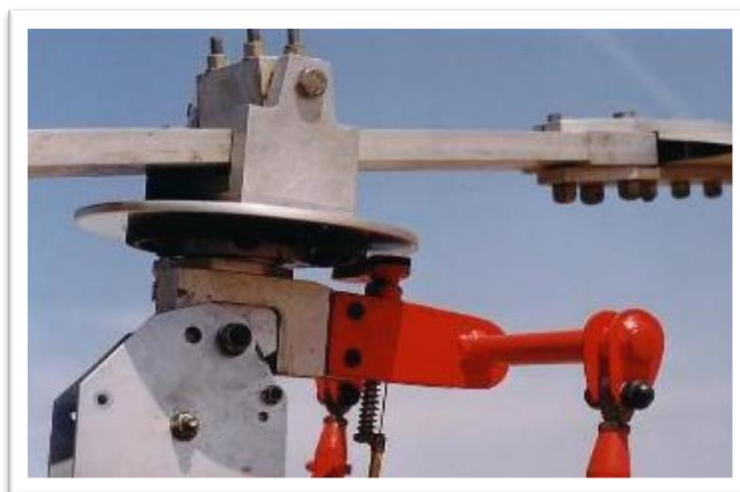
Aldiz, errotore-buru mota hauek sinpletasun handia daukate eta mekanikoki oso zurrunak dira.



2.32. Irudia: Errotore-buru zurruna

-Errotore-erdi zurruna-

Esan daiteke, errotore-buru mota hau gabe, ia autojiro guztiek ezingo zutela hegaldirik egin, hau bait da gehien erabiltzen den errotore-buru mota. Izatez, errotore-buru mota honekin alderatuz gero, beste errotore-buru motak, garestiak, pisutsuak eta euren funtzionamendu onena lortzeko neketsuak dira. Bell enpresako ingeniari burua zen Arthur Young-i zor zaio honen ekarpena, nahiz eta gerora, autojiro batean lehen erabilpena, Igor Bensenek gauzatu zuen, Sikorski enpresako ingeniaria zenak. Errotore-buru mota honen abantailak, arrastrerako artikulazio eza eta bere sortze prozesua erraza dela dira. Errotore hauetan, batimendurako artikulazio bakarra da eta balantzinaren erdiko gunean kokatzen da.



2.33. Irudia: Errotore erdi-zurruna

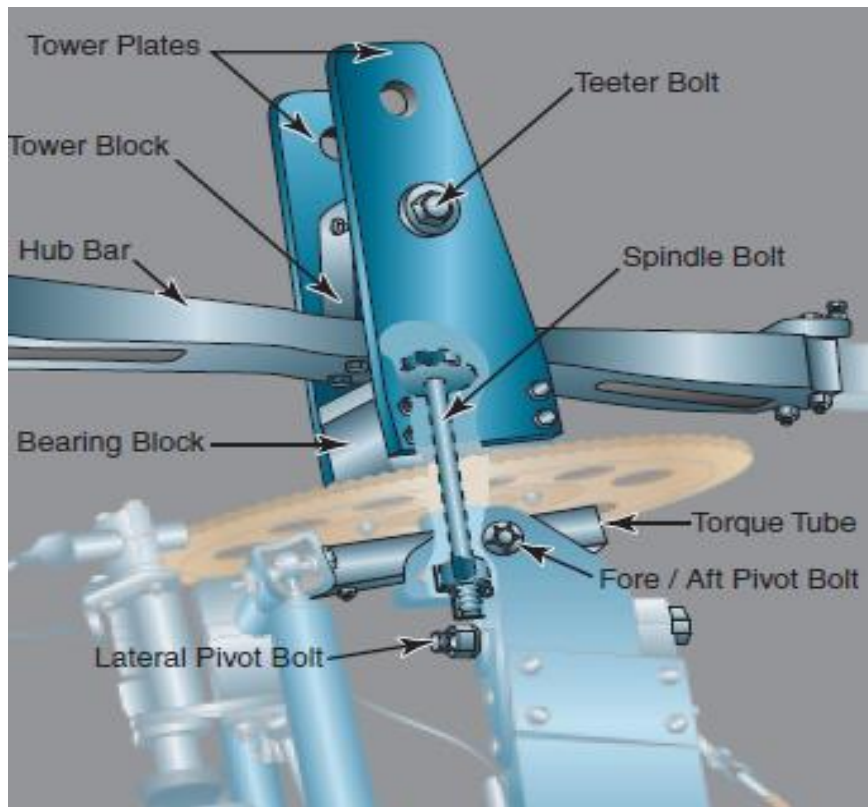
Autojiro egile “amateur” gehienek erabiltzen den errotore-buru mota da hau bere simplizitatea dela eta.

Errotorearen hegoak, “Hub bar” deitutako barra batetara lotzen dira, zeinak balantzin bezala jokatzen duen eta palen pasaketa angelua aldatzeko ahalmena izan dezakeen edo ez. Hub bar-ak, sarritan jada konizitate-angelu bat izaten du, palen pisuak, errotore abiadurak eta eraman beharreko kargak determinatzen dutena, horrela, palen flexioak leuntzea lortzen da.

2.7.2. Kontrolerako multzoa

Kontrolerako multzoan hainbat piezak hartzen duten parte eta beraien akoplamendu eta lan egiteko motaren arabera, mota desberdinak daude. Sistema zaharragoak sinpleagoak eta pisu gehiagokoak izaten dira berriagoekin alderatuta, baina denetan ere funtzionamendu printzipioa berbera da.

Oinarrian kontrolerako multzoak hurrengo osagaiak izaten ditu:



2.34. Irudia: Errotore erdi zurruna eta kontrol multzoa

Lehenago azaldutako disko erroorea “ Teeter Bolt” edo “Jesus Bolt “ deritzon elementu batez lotzen zaio kontrol multzoari, honen baitan artikulaturik biratuko duelarik “Hub bar” edo balantzinak.

Jesus Bolt honek alderik alde, “Teeter Stand” edo “Tower Plates” -a zeharkatzen du, zeintzuk Undersling distantzia ematen duten dorre bi izaten diren. Dorre edo plaka hauek beheko aldean beste elementu bati atxikitzen dira, “Bearing Block”-ari, zeinak bere barnean errota ardatzaren baitan biratzen duen errodamendua alojatzen duen. Alojamentu hau tapa batez estaltzen da errodamendua ahalik eta garbien mantentzeko.

Errota ardatza, “ Spindle Bolt” deitutakoa Bearing Block-aren erdialdetik igarotzen da, goiko aldean azkoinen bitartez eusten delarik. Beheko aldean “Torque Tube”-a zeharkatzen du, zeina kontrolerako erabiltzen den elementu nagusia den. Barra hau, gidariaren kontrolerako bastoiari lotuta egoten da, eta disko errorea norabidez aldatzeko barra honi ezartzen zaizkio pilotuak egindako indarrak.

Torque Tube hau, beste ardatz batek zeharkatzen du perpendikularki, era horretan hiru ardatzetako beste batean ere mugimendu aukera agertzen delarik. Ardatz hau beheago artikulazio unibertsal batengan ezartzen da, zeinak beste ardatz bat duen aurreko ardatzarekiko norabide perpendikularrean eta horrela hiru mugimendu aukerak ematen dira jada autojiroaren kontrol multzoan.

Azkenean, artikulazio unibertsal hau, bai soldaduraz edota bai torlojuak erabiliz, beheko mastilera lotzen da.

2.7.2.1. Kontrolerako multzoen aukerak

Esan bezala, kontrolerako multzoetan den funtzionamendu oinarria berbera den arren, konfigurazio desberdinak eman daitezke elementuen arteko akoplamentuen arabera.

Aukera sinpleena goian azaldutakoa da, hainbat elementu zatituta agertzen direlarik eta euren artean finkatze elementuez finkatuta.

- Ardatzak -

Bai palak, Jesus Bolt, bai Spindle ardatza eta bai artikulazio unibertsaleko ardatzak ere luzera, materiale, posizio... desberdinetan eman daitezke baina azkenean karga eta eragin berdinak jasan behar dituzte.

Luzerei dagokienez, baldin eta DIN 931 arauditik atera ezker ez dira normalizatuak izango eta ekoizleari neurria eskatu beharko zaizkio baina hau gainontzeko elementuek ere definitzen dute.

Elementu aeronautikoa izaki, segurtasuna lehendabiziko faktorea da eta horregaitik, berno hauek propietate jakin batzuk bete behar dituzte, bai erresistentziaren ikuspuntutik, baita deformazioenetik ere eta horregaitik C.S. altuekin dimentsionatu behar dira.

Aukeratzeko materialeen artean, AN araudia errespetatzen duten materialeak aukeratu behar dira. Aukeren artean, SAE 2330 nikeldun altzairua erabiltzea ohikoa izaten da, aleazio honek badituelako aurrez esandako propietateak.

Beste materiale aukera bat, “grado 5” duten materialeena izan daiteke, zeintzuen propietateak AN-dunen baliokideak diren. Hauen artean titaniozko aleazioak edota 1040 karbono altzairua daude.



2.35. Irudia: “5. Mailako” berno

- Errodamenduak -

Errodamenduen artean ematen diren indarrak ikusita karga konbinatua jasateko gai izan behar direnak hautatu behar dira, modu horretan egingo baitute lan.

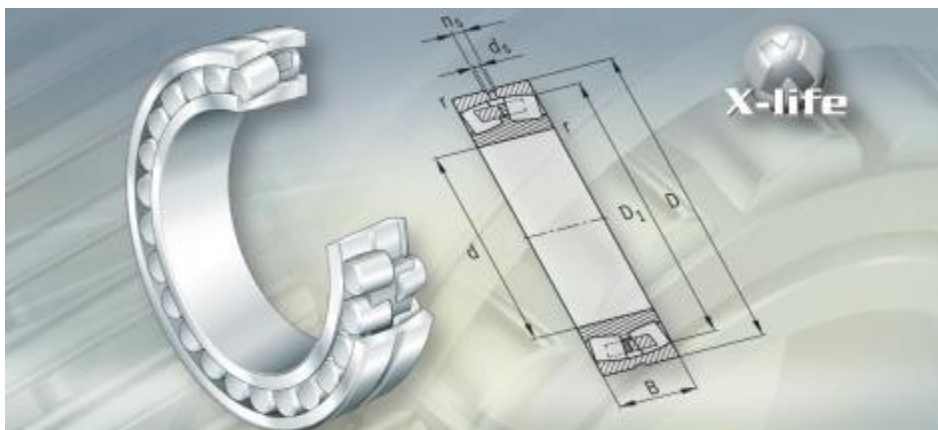
Bearing block-en barnean alojatzeko den errodamendua da berebiziko garrantzia duena eta disko errotorea biratzea ahalbidetuko duena, beraz ondo aukeratu beharrekoa da. Batzutan errodamendu bi ere jartzen dira lan egokia burutu dezaten errodamendu hauek. Aukeren artean, hurrengoak egon daitezke:

-Arrabola konikodun errodamendu doitua, lerro bikoizduna



2.36. Irudia: Arrabola konikodun errodamendua

-Arrabola koniko oszilantedun errodamendua

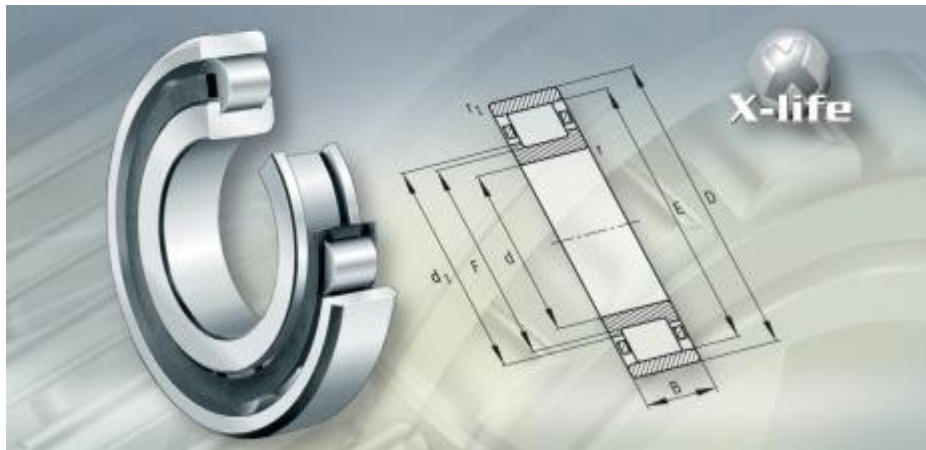


2.37. Irudia: Arrabola koniko oszilantedun errodamendua

Denak ere karga konbinatuak jasateko gai dira, eta denekin probak egin beharko dira. Ondoren lan baldintzekin parametro onenak eta bizi-iraupen luzeenak eskeintzen dituenak hautatuko dira.

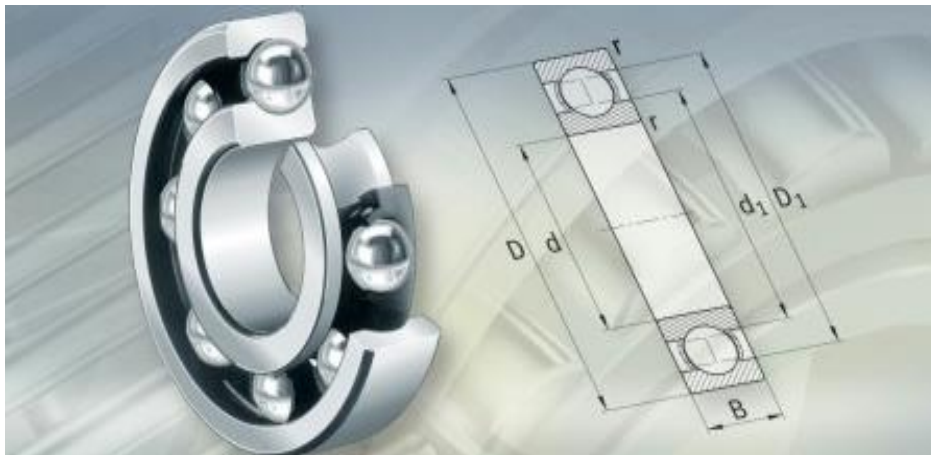
Hori errodamendu nagusiari dagokionean. Izan ere, beste ardatzei ezer ere ez, edota kojinetek jarri beharrean bada errodamenduak jartzeko aukera ere, nahiz eta ez den ohizkoena izaten. Baldin eta hau gauzatzen bada, ardatz horiek karga erradialak transmitituko dizkiete errodamenduei, ondorioz, karga erradialak jasateko errodamenduak beharko lirateke. Horien artean:

-Arrabola zilindrikodun errodamenduak



2.38. Irudia: Arrabola zilindrikodun errodamenduak

-Boladun errodamenduak



2.39. Irudia: Boladun errodamenduak

-Teeter Stand-Bearing Block Konfigurazioak -

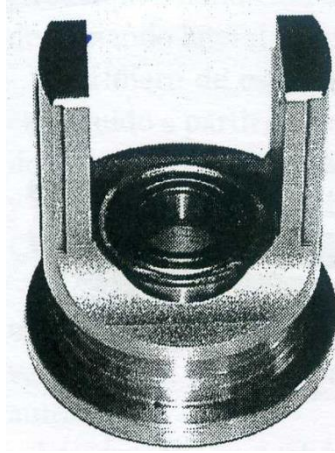
Piezak elkarlotzeko eta akoplatzeko modu ugari daude eta horien artean ere aukera egin beharko da, baita euren materialengan ere.

Kontrol multzoa osatzen duten piezen akoplamedurako aurrez azaldutako modua Bearing Block, Teeter Stand edo Tower Plates, Spindle ardatza, Torque Tubea ...akoplatzeko modu sinpleena izango litzatekeen, alegia pieza bakoitza bete behar duen funtziorako prestatu eta gero besteekin akoplatu indibidualki. Ondoko irudietan ikus daitekeen bezala:



2.40 eta 2.41. Irudiak: Kontrol barrako piezak despiezatuta

Bestalde, badira beste diseinu posible batzuk ere, Bearing Block eta Tower plates-ak pieza batean uztartzen direnak adibidez:



2.42. eta 2.43. Irudiak: Teeter Stand eta Bearing Block-a barneraturik

Prerrotadorearentzako engranai koroa ere aintzat hartutako diseinuak ere badira:



2.44. Irudia: Engranaiak barneraturik

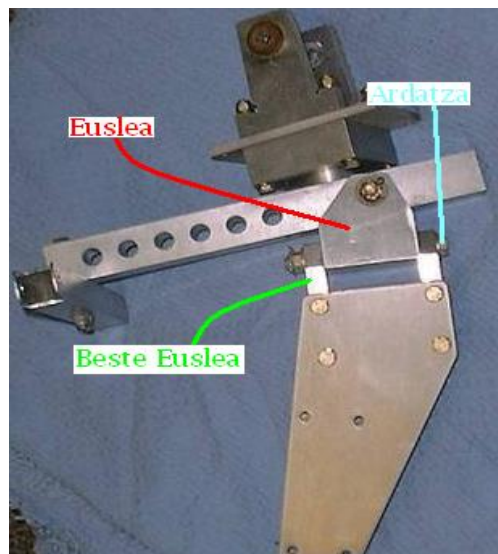
Materialei dagokienez, hegaz egiteko elementuak izaki, pisua aldagai garrantzitsua da. Pieza hauetariko gehienak aleazio arinez osatuta egoten dira pisua murrizteko. Erabilienak aluminio aleazioak dira, zeintzuen dentsitatea altzairuenaren herena izaten den, hala ere erresistentzia maila ia modu beretsuan murrizten da.

Aluminio aleazioei alternatiba titanio aleazioek eman dezakete, altzairu eta aluminioaren arteko propietateak uztartzen dituztelarik. Nahiko arinak dira eta euren erresistentzia ez da aluminioenaren beste murrizten.

Zenbait aplikaziotan, engranai koroan adibidez, ezinbestekoa izango da altzairua erabiltzea, horrela exijitzen baitute indarren transmisio baldintzek.

-Artikulazio unibertsala-

Artikulazio unibertsala ere era desberdinetan eman daiteke. Hau ere modu sinpleagoan eman daiteke edota konplexuagoan. Honen oinarria oso sinplea da, norabide bitan errotatzeko ardatz bi dituen elementu a da, euren artean eusleen bidez lotzen direlarik; ardatzak eusleak zeharkatzen dituztelarik. Ardatzak, lehenago azaldutako berno bereziak izaten dira eta eusleak normalean aluminiozkoak izaten dira. Hona adibide batzuk:



2.45. Irudia: Artikulazio unibertsala

Beste konfigurazio aukera hurrengoa litzateke, non ardatz biek kubo bat zeharkatzen duten. Kubo hori bien eraginak jasateko prestatu behar da. Normalean kuboak ere aluminiozkoa jartzen da, baina exijentzi handiagoak badaude, altzairuzkoa ere jar daiteke.



2.46. Irudia: Kuboa Teeter Stand-arekin

-Prerrotazio mekanismoa

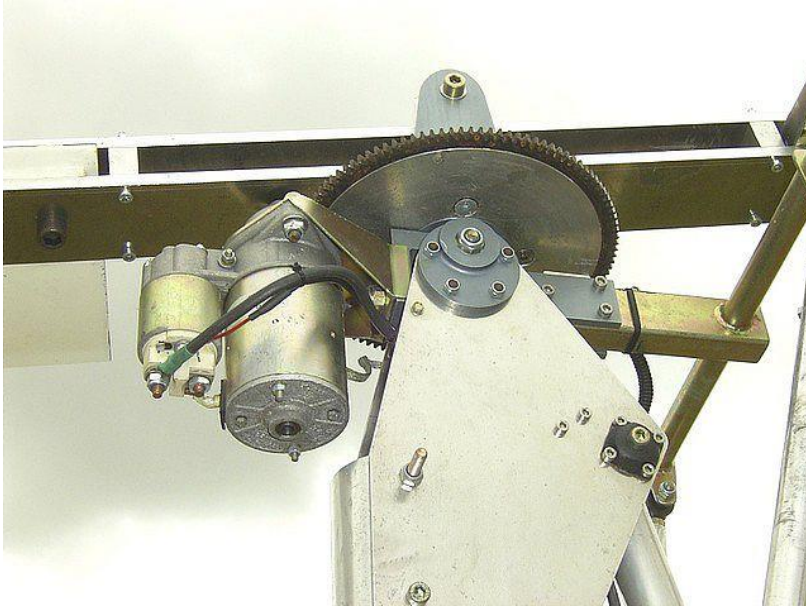
Prerrotazioarako mekanismo ezberdinak daude. Normalean mekanikoa erabiltzen da baina denborarekin hidraulikoak eta baita elektrikoak erabiltzen hasi dira.

Prerrotadore mekanikoetan energia motorretik kardan bitartez edo kable flexible batekin transmititzen da errotore burura. Horretarako polea, korrea eta egranaiei beharko dira.



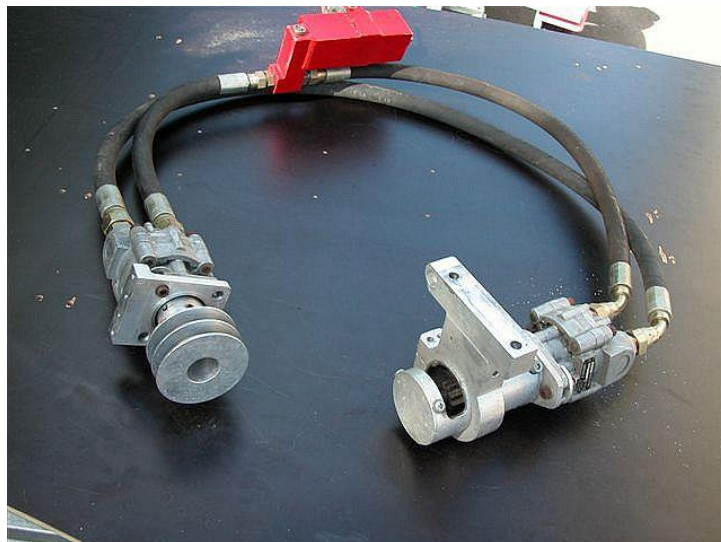
2.47. Irudia: kardan bidezko abiarazte mekanismoa

Beste prerrotazio mekanismo bat elektrikoa da, mekanismo hau ez da asko erabiltzen pisu asko izatera behartzen duen bateriak erabili behar direnez. Baita ere arrankea gauzatzeko 10s-tako pizte denborak eman behar dira errore burua martxan jarri arte, gain karga ez izateko.



2.48.Irudia: motore elektrikodun prerrotazio mekanismoa

Prerrotazio hidraulikoa berriz errore buruari energia gehien ematen dion mekanismoa da. Biraketa abiadura 300rpm-no iritsi daikekelarik eta autojiroak hegaldi bertikal bat izan.



2.49.Irudia:Prerrotazio hidraulikoa

2.8. Hartutako ebatzia

Dauden diseinu aukera eta mugaketak ikusita eta abantaila eta desabantailak ere kontuan hartuz, hurrengo ebazpideak hartu dira, azterlanean jarritako orden berebean.

2.8.1. Disko errotorea

Disko errotorea balantzin edo Hub bar eta palek osatzen dute, eta esan bezala, konfiguraketa desberdinak hauta daitezke berarentzat. Azaldutakoen artean, dudarik gabe, errotore erdizurruna hautatu da, besteekin alderatuz abantaila gehien aurkezten baititu: ez du arrastrerako artikulaziorik, hegaldi parametro onak eskeintzen ditu...

Gainera besteen aldean merkeena da eta ezta hiru aukeren artean pisutsuena ere.

Oso egitura eta funtzionamendu sinplea ditu: balantzinak Jesus Bolt-aren inguruan artikulatzen du, sustentazio asimetria konpentsatzeko, berak aurkituko duelarik bere oreka hegaldian zehar aurrekarien atalean aipatutako indarrekin. Multzo guztiak, kontroleko multzoan dagoen errodamenduari esker ardatz bertikal baten inguruan biratuko du, Spindle ardatza alegia.

Helizeak autojiroari emango dion bultzadaren ondoren jada auto-errotazio fenomenoarekin, baldin eta kanpo eraginik ez bazaio aplikatzen oreka erlatibo batean egingo du hegaz autojiroak. Auto-errotazio fenomeno hau disko errotoreak lortzen du.

Balantzin edo Hub Bar-a paletara lotu behar da torlojuen bitartez.

Errotore erdi-zurruna aukeratzeak disko errotorearentzako, mugatu egiten du neurri batean hurrengo kontrolerako multzoaren diseinua, egingo den diseinu ahalegina aurreko 2.34. irudikoa izango delarik.

Palak aluminio aleazioazkoak izango dira, Al 6061T6 aleaziozkoa.

Balantzina aluminio aleaziozkoa izango da, Al 7075 T6 aleaziozkoa, “abioien aluminioa” deritzena alegia. Altzairuzkoa errore buruan doan engranaia izango da ST 50, gainontzerako baztertu egiten da tentsioak piezan onargarriak diren bitartean, oso pisutsua izango baita pieza.

Azaldutakoaren artean prerrotazio mekanismoa dudarik gabe hidraulikoa izango da. Bultzada sortzen duen motorraren energia aprobetxatuz, embrage baten pitartez potentzia motorreko ardatzetik ponpa embrague mekanismoko ardatzera transmitituko da eta pomparen bitartez errore buruan lotutik dagoen bendix tipoko pizte motorrera.

Horretarako uhalak eta poleak erabiliko dira eta errore multzoan dagoen engranaia diseinatuko da.

2.8.2. Kontrolerako multzoa

Kontrolerako multzoan, pieza desberdinak elementu baten baitan ezartzea erabaki da, materialen kostua txikiagoa izango baita, finkapen piezak ere gutxiago izango dira, elementuen pisua ere murriztu egingo da...

Baina guzti honek segurtasunean izango du eragin kaltegarria, horregaitik ondo dimentsionatu beharko da dena. Elementu batzuk beste batzuk baino kritikoagoak izango dira eta C.S. desberdinak erabili dira euren kalkulurako, C.S. altuenak ardatzengan aplikatu direlarik, batez ere ebakitzailerak hutsean lanean diharduten ardatzengan.

2.8.2.1.Palak

Aukeratu den profila NACA 8H12 da, sustentzaio eta arrastre koefiziente egokiak dituelako mota honetako makina batentzat.

Baita autojiroetan gehien erabiltzen den profila delako. Hauen luzera 4,2m-takoa , soka 0,25m eta 18,9kg pisua dutelarik.

Materiala:

Erabilitako materiala aluminioa da 6061T6 aleazioako.



2.50.Irudia: Naca 8H12 perfila

2. Normas involucradas:	ASTM B 221
3. Propiedades mecánicas:	Resistencia a la fluencia 255 MPa (37 KSI) Resistencia máxima 290 MPa (42 KSI) Elongación 12% (en 50mm, espesor 1.6mm)) Módulo de elasticidad 69 GPa (10000 KSI)
4. Propiedades físicas:	Densidad 2.7 g/cm ³ (0.0975 lb/in ³)
5. Propiedades químicas:	0.8 – 1.2 % Mg 0.40 – 0.80 % Si 0.15 – 0.40 % Cu 0.04 – 0.35 % Cr 0.70 % Fe máx 0.15 % Mn máx 0.15 % Ti máx

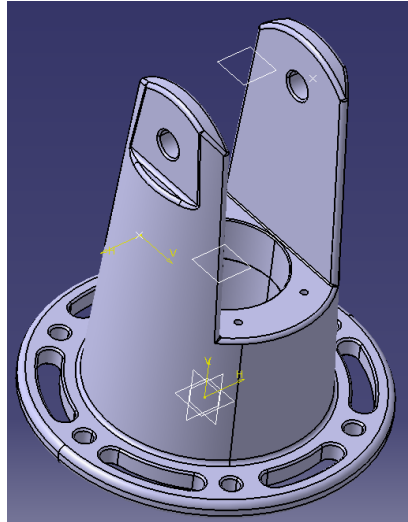
2.51.Irudia: 6061T6 aluminioaren propietateak

Palen lotura xaflekin titaniozko torlojuen bitartez egingo da, bost torloju M14x70 erabiltiko dira guzti hauek zirindola eta blokeoko azkoinez.

Palen xehetasunak eta neurriak ikusteko EB-450-Pa planora jo.

2.8.2.2. Teeter Stand+Bearing Housing

Diseinu honetan, Teeter Stand eta Bearing Housing-a uztartu dira emaitza finala ondokoa delarik:



2.52. Irudia: Teeter Stand + Bearing Housing-a

Teeter Stand-a errotore buruaren nukleoa edo gorputza dela esan daiteke. Errodamenduari lotuta, errotore buruarekin batera biratzen du eta aurretik aipatu bezala, hainbat konfigurazio desberdin izan ditzake, diseinurako aukera desberdinak eskeiniz.

Aeronautikako elementu guztietan bezala, pisua aldagai garrantzitsua da, eta ahal den neurrian murriztu egin behar da, baina pisua murriztu eta murriztu aritzeak ez du ezertarako balio izango baldin eta emango diren karga guztiak jasateko ez bada prestatzen.

Teeter Stand-aren diseinu honek guztira 5,6Kg inguru ditu eta bere gain emango diren kargak 3-eko segurtasun koefiziente baino handiagoarekin eusten ditu. Ez da oso pisutsua, sarritan bananduta azaltzen diren hiru elementu barneratzen bait ditu: errodamenduarentzako alojamendua, Teeter Block-arentzako dorreak eta engranai-koroa ezartzeko oinarri zirkularra. Prerrotadoreak esleituko dizkion tortzioak ere ondo eusten dituelarik piezak.

Errodamendu nagusia alojatuko da bere barnean, errodamenduaren kanpoko eraztunarekin finkapen finkoa izango duelarik, batera bira dezaten. Errodamenduaren

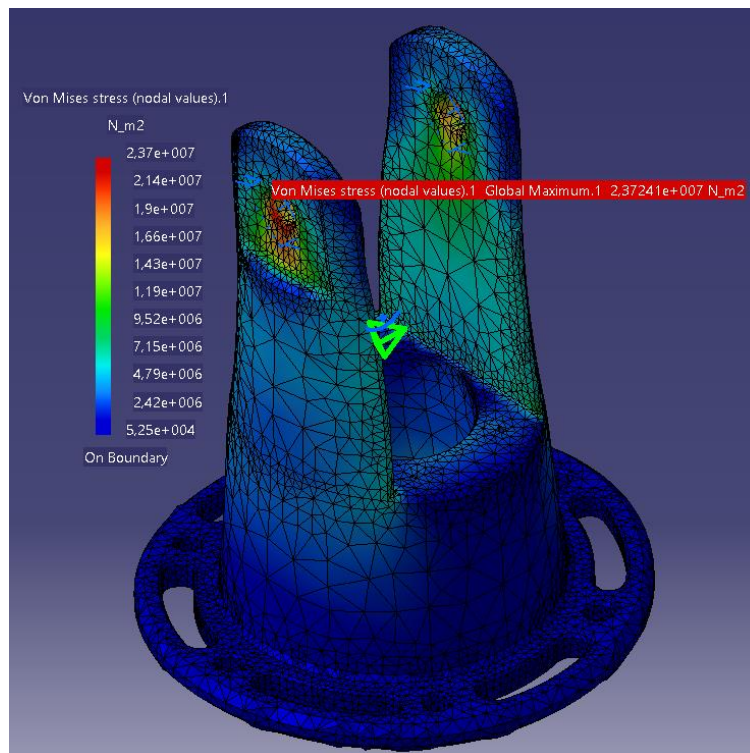
barneko eraztuna ordea, zorro batekin batera, pieza osoa zeharkatuko duen Spindle ardatzarekin finkatuko da.

Piezak, errodamenduaren alojamenduaren beheko aldean, errodamenduak exijitzen dizkion errebaje eta geometriak barneratuta ditu, diseinuan errodamenduaren funtzionamendu optimorako aldagaiak aintzat hartu direlarik.

Dorreen altuera, disko errotoreak biraketa eta funtzionamendu optimoa izan ditzan aukeraturik daude, Undersling distantzia errespetatuz. Honez gain, balantzinaren batimendua ahalbidetzeko, distantzia gehigarria ere ezarrita dute dorreek.

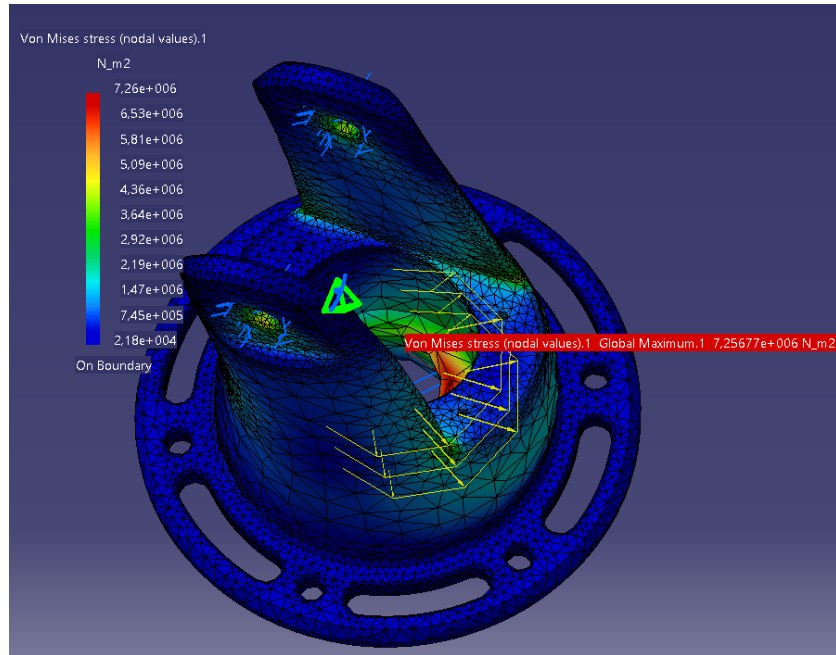
Pieza guztia Al 7075 T6 aleaziozkoa da, tratamendu termikoa jasan ondoren bere fluentzia tentsioa 500 MPa-koa delarik.

Esan bezala, Catia V5-ean egindako analisisien arabera kargak ondo eusten ditu:



2.53. Irudia: Teeter Stand-a eta karga bertikala

Indar erradiala ere modu beretsuan ondo eusten du piezak:



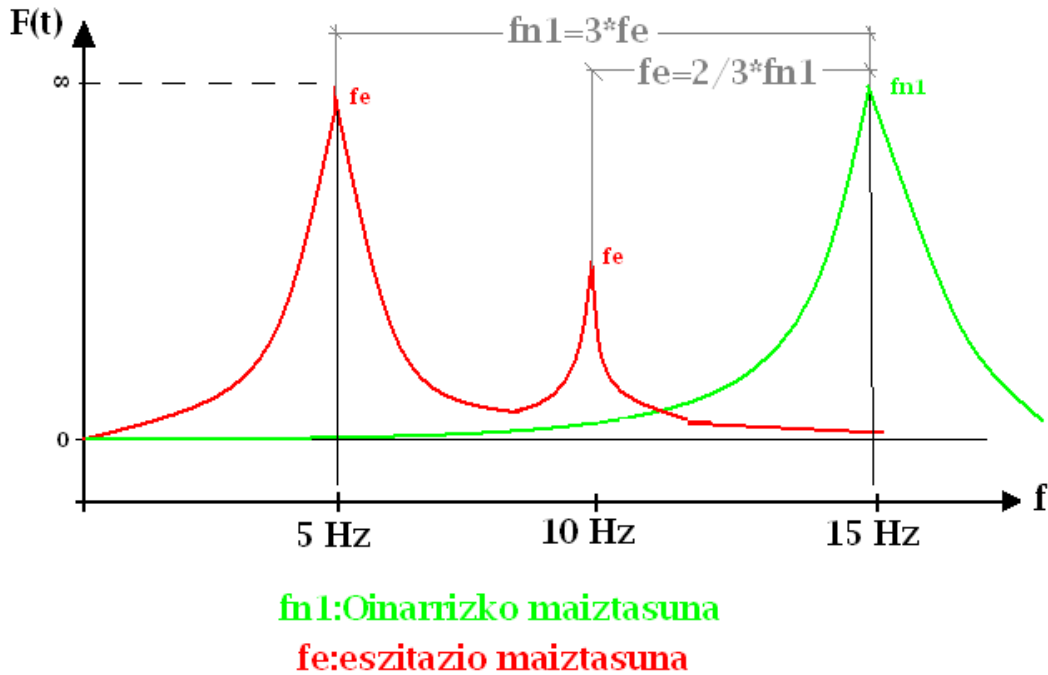
2.54. Irudia: Teeter Stand eta karga erradiala

Dorreek goiko aldean dituzten dituzten zuloak Jesus Bolt-a rentzako alojamenduak dira, M20-koak, bien artean finkapena finkoa izango delarik. Era horretan, Teeter Block-a izan beharko da bernoarekiko biratuko dena. Nekea ere aztertu da eta emaitzek bizitza infinitua izango duela adierazten dute.

Oinarriaren baitan dauden zuloak materiala aurrezteko eta pisua gutxitzeko egin dira, optimizazio prozesuaren barnean.

Errodamenduaren Bearing Housing-a izango zen elementuan, lau zulotxo daude, tapa finkatu ahal izateko. Bestalde, engranai koroa finkatzeko modua ere bernoekin da, eta zuloak aurreikusita daude, Teeter Stand-aren oinarrian, 6 zulo M12x45 kokatu direlarik, ebakitzailer sinplean lan egin dezaten.

Erresonantziaren fenomenoak ere aztertu da eta piezaren diseinuarengan eta ezarri ziren segurtasun kriterioak betetzen dira, %60-ko baino gehiagoko segurtasun tartearrekin.



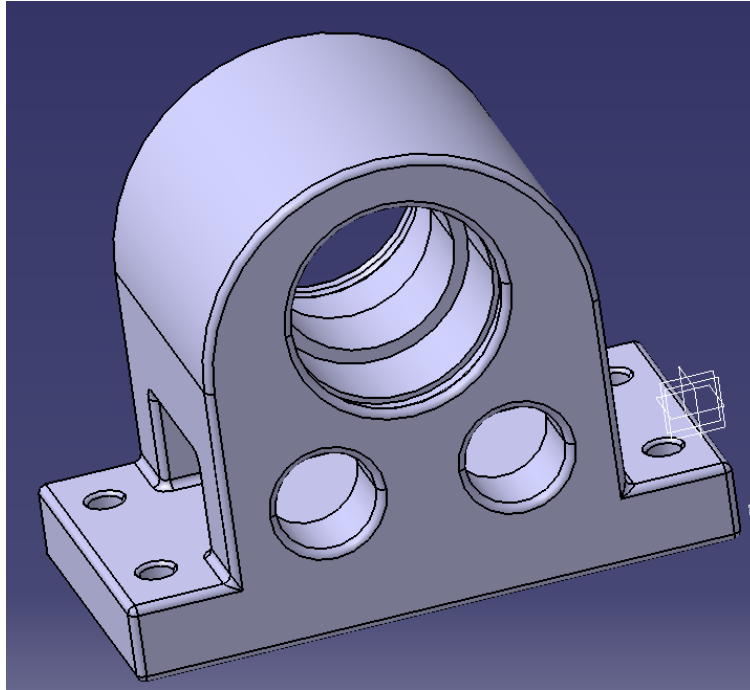
2.55. Irudia: Teeter Stand 4-aren oinarrizko maiztasunak

Teeter Stand-aren xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-TS planora jo.

2.8.2.3. Teeter Block-aren kalkulua

Teeter Block-a Jesus Bolt-ak zeharkatzen du, errodamenduak alojatzeko ditu, balantzinera lotzen da eta Undersling distantziaren erantzule da eta kuboarekin batera diseinu sinpleenetako duen elementua da.

Hasierako diseinuetan kubo izaera eman baldin bazitzaion ere, gerora, lan egiten ez zuten zatiak zituela ohartaraztean, zeintzuek soilik pisu gehitzen zioten elementuari, goiko hegala borobiltzen hasi, eta pisu asko murriztu zitzaion, honako itxura lortu arte:



2.55. Teeter Block-a

Azkeneko diseinuak 1,97 kg ditu eta 80 mm-ko altuera, Jesus Bolt-aren zentrotik bere oinarriaraino. Al 7075 T6 aluminio aleazioa erabili da pieza honentzako ere oso egokia baita.

Hori sahiesteko egin zaizkio zulo nagusitik behera dauzkan zuloak, pisua galtzeko, nahiz eta honek zurruntasuna galdu eragin egingo dion arren. Dena dela ondo eusten ditu kargak, tentsio onargarriak ematen direlarik berarengan.

Alojamenduak ditu errodamenduentzat, eta hauen desplazamendu axiala mugatzeko ere eraztun elastikoentzako tokiak ezarri zaizkio.

Bestalde, balantzinari atxikitzen zaio M8-ko berno biren bitartez. Hauek trakzio eta konpresio indarrak jasan beharko dituzte, baina kalkuluen arabera baliagarriak dira.

80 mm-ko lodiera du, Teeter Stand-aren dorre batetik besterakoa ia-ia, eta horren arrazoia Jesus Bolt-a da. Baldin eta lodiera txikiagoko blokea jartzen bada, Jesus Bolt-ak momentu makurtzaile handiagoak jasoko lituzke eta kalkulatu beharko lirateke, kalkulua zailduz. Era honetan bernoak soilik ebakitzailerik hutsera lan egiten duela suposa daiteke.

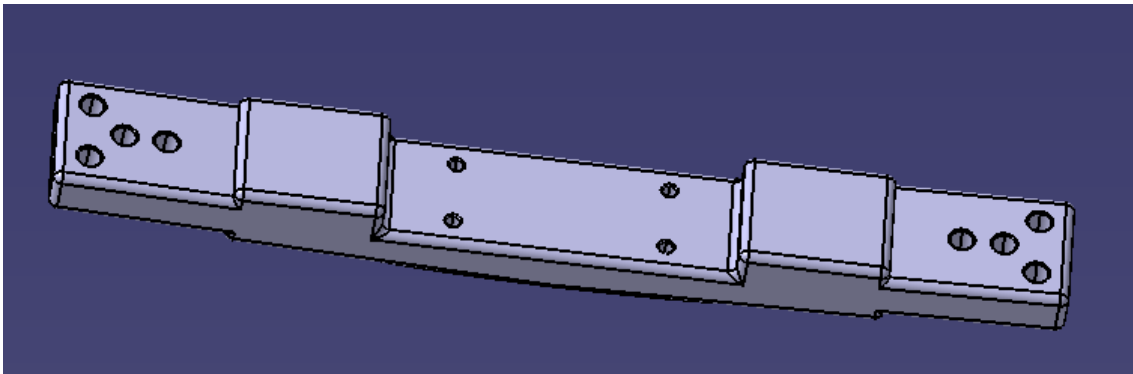
Errodamenduek transmititutako kargak modu egokian jasaten dituzte eta berarengan ez da erresonantzia fenomenorik agertzen, bere oinarritzko maiztasunak oso handiak baitira duen zurruntasun handiaren ondorioz.

Balantzinera irmoki lotuta dagoenez, honen karga alferno eta medio berberak suposatu zaizkio eta ez du nekera huts egiten, soilik huts egingo du karga estatiko maximoa gaitzen bada berarengan.

Teeter Block-aren xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-TB planora jo.

2.8.2.4. Balantzinaren kalkulua

Hasiera batean burutu zen balantzinaren aurre-diseinuak ez zuen balio, ez baitzuten hegaldiko kargak eusten eta bere geometria aldatu egin behar izan zen, muturretako kargak eutsi ahal izateko. Al 7075 T6 aluminio aleazioa erabili da pieza honentzako ere oso egokia baita.



2.56. Teeter Block-a

Undersling distantzia mantentzeko teeter block-a lotuta doan lekuan lodiera berbera mantendu da. M8-ko lau torlojurekin lotuta doa teeter blokerak eta balantzenaren muturretan lau zulo egin dira xaflak lotzeko hauekin palak lotu ahal izateko, hauek M14-ko torlojuen bitartez lotuko dira.

Balantzinari 2º-tako pre-konizitate alngelua eman zaio, sustentazio indarrak sortzen dituen flexioak paletan murrizteko.

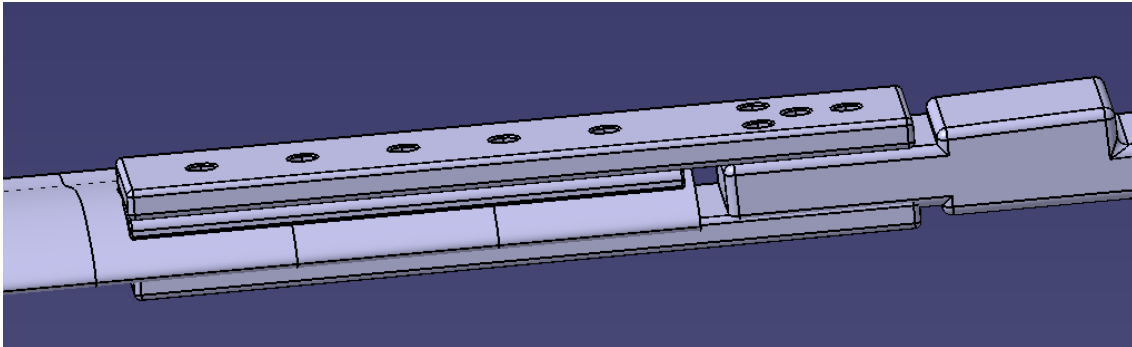
Horrela, zurrundu egin behar izanda norabide bertikalean, karga eta nekearen aurrean karga egoerak jasan ahal izateko.

Balantzinaren xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-BA planora jo.

2.8.2.5. Xaflen kalkulua

Palak balantzinarekin lotzeko bi xafla erabili dira. Hasiara batetan xaflak 10mm-takoak izan dira baina tentsioak oso handiak zirenez lodiera handitu zitzaien 15mm. Al 7075 T6 aluminio aleazioa erabili da pieza honentzako ere oso egokia baita.

Erabili den lotura:



2.57. Xaflaren lotura

Lotura hau, alde batetik palara 5 torlojuz gauzatuta dago, erabili diren torlojuak Titaniozko Ti 6 Al 4 V aleazioazkoak dira M14-koak. Balantzinera berriz M14-ko lau torlojuren bitartez lotuko da.

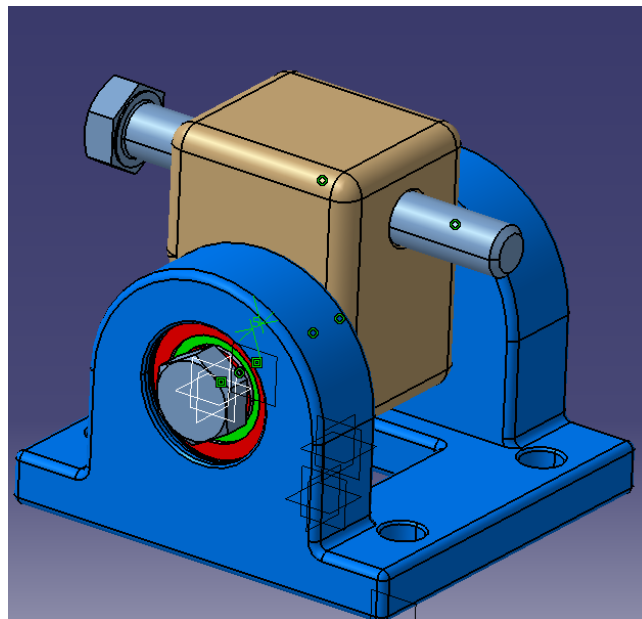
Multzo orokorrera jo xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-MO.

2.8.2.6. Artikulazio unibertsala eta kontrol barra

Artikulazio unibertsalak, izenak dioen bezala, x eta y ardatzetan autojiroaren mugimendu aukerak ahalbidetuko ditu, kontrol barrak esleitzen dituen aginduak gauzatuz. Eutsi beharreko kargak, ez dira besterik izango orain arte bezala, autojiroaren pisua eta goranzko sustentazio indarraren arteko elkarrekintzak baino, Jesus Bolt-ean egin ziren kalkulu beretzuekin.

Artikulazio unibertsala eutsi beharreko kargekin kalkulatu da, emaitza onargarriak lortu direlarik. Burutu den diseinuan kubo bat ezarri da, ardatz biek zeharkatzen dutelarik. Ardatz hauen eusleetan aurreko atalean azaldu bezala, errodamenduak jarri dira oszilazioetan ardatz eta eusle kontaktu azaleretan eman zitezkeen higadura arazoak saihesteko. Al 7075 T6 aluminio aleazioa erabili da pieza honentzako ere oso egokia baita.

Eusle hauei, errodamenduentzako alojamenduak egin zaizkie eurek eskatzen dituzten baldintzekin. Honako itxura duen artikulazio unibertsala diseinatu da:



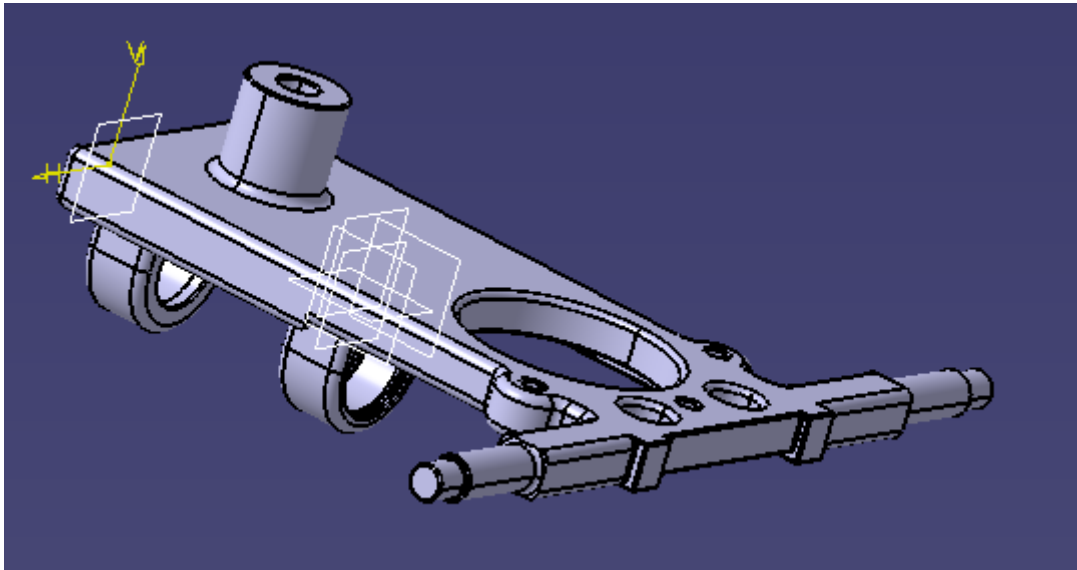
2.58. Irudia: Artikulazio Unibertsalaren diseinua

Erabiliko diren torjoluak x eta Y aradatzeko M20-ko torjoluak dira, hauek jasaten dituzten indarrak indar ebakitzailak dira.

Irudian agertzen ez den arren, Y ardatzeko Jesus Bolt-a deituriko ardatza kontrol barraren belarrietan alojatuta dauden errodamenduetan finkatuko da.

Artikulazio unibertsala xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-AU planora jo.

Diseinua holan eginda beheko euskarriaren moduko beste eusle bat aurrezten da, kontrol barra bera erabiliz eusle moduan. Hurrengo irudian ikus daiteke kontrol barra errodamenduekin:



2.59. Irudia: Kontrol barra errodamenduekin

Bi elementu hauek uztarturik jada espazioko 3 norabideetan desplazamendu aukera bermatzen da, kontrol barrako muturretara datorrelarik agindu hori pilotuaren eskuetatik. Kontrol barraren diseinu honen bitartez autojiroaren ibilera kontrola daiteke bere zentzu guztietan.

Kontrol barrak ia 2,8 kilogramo ditu eta aurreko piezetan erabili den aluminio aleazio berdinean eraikitzen da.

Kontrol barraren kalkuluan ez dira kontsideratu neke fenomenoak, kontrol barran ezartzen diren kargak ez direlako ziklikoak eta ez daukate eszitazio maiztasun jakin bat, pilotuak ezartzen ditu berak nahi dituenean; eta portaera hori ezin daiteke auresan inondik inora. Horrela, kontrol barrak huts egiten duela kontsideratu da soilik indar estatiko maximoa gainditzen denean.

Bestalde, kontrol barrari errodamendu bi ezarri zaizkio nahiz eta ohizkoa ez den. Hauek y ardatzarekin finkapen finkoa dute eta kontrol barraren inguruan biraketa errazago bat ahalbidetuko dute, marruskadurarik gabea.

Kontrol barrarengan, disko errotorea biratzen dela norabide edota orientazioz aldatzeko behar diren indarrak aintzat hartu dira bere kalkulurako, baita errodamenduek ezarriko dizkioten kargak ere, hauen arabera kalkulatu delarik azken finean kontrol barra.

Kontrol barran prerrotaziorako motore hidraulikoa doa lotuta, lotura hiru torlojuren bitartez egiten da. Motorea elementu komertziala denez normalizatuta ditu bere dimentsioak eta loturak hau dela eta beraien kalkulua berriztatu da.

Barra kontrolaren xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-BK planora jo.

2.8.2.7. Prerrotaziorako engranaia

Errotore buruan doan engranaiaaren funtzioa errotorearen biraketa abiadura 300rpm-ra pasatzea da. Bendix motatako motore hidraulikoak energia transmitituko dio engranaiaari, bere transmisio erlazioa $i=7,5$ da.

Engranaiaaren hotz kopurua 90 izango dela kalkulatu da eta engranaia zuzena da.

Engranaia zuzena:

	Engranaia
Hotz kop.	90
Presio angelua(°)	20
Modulua (mm)	3,8625
Abiadura Angeluarra (rpm)	300
Erradio primitiboa(mm)	347,625

2.1.Taula: engranaiaaren oinarritzko datuak

Engranaiaaren materiala altzairua da DIN arauaren arabera ST-50 hain zuzen ere, trakziora haustura tentsioa 50-60 kg/mm² delarik eta Brinell gogortasuna 145-174 kg/mm².

Engranaia 6 torlojuren bitartez joango da Teeter Stand-era lotuta. Engranaiaaren diseinuan segurtasun koefizienteak txikiak aukeratu dira ez delako garrantzitsua hegaldirako, bakarrik erabiltzen delako 40segundutan prerrotazioa lortzeko.

Engranaiaaren xehetasunak eta neurriak ikusita EB-450-EN planora jo.

2.8.2.8. Prerrotazioa abiarazteko motore hidraulikoa

Motore hidraulikoa errotore burua biratzeko erabiltzen da. Kocsis Technologies, INC enpresako motore hidraulikoa aukeratu da, CMO-3081121-A.

Motore hidrauliko hau aukeratu da pisu aldetik oso ondo dagoelako eta ezaugarri bikainak dituelako.

Motore hidraulikoa barra kontrolera lotuta doa 3 torlojurekin.

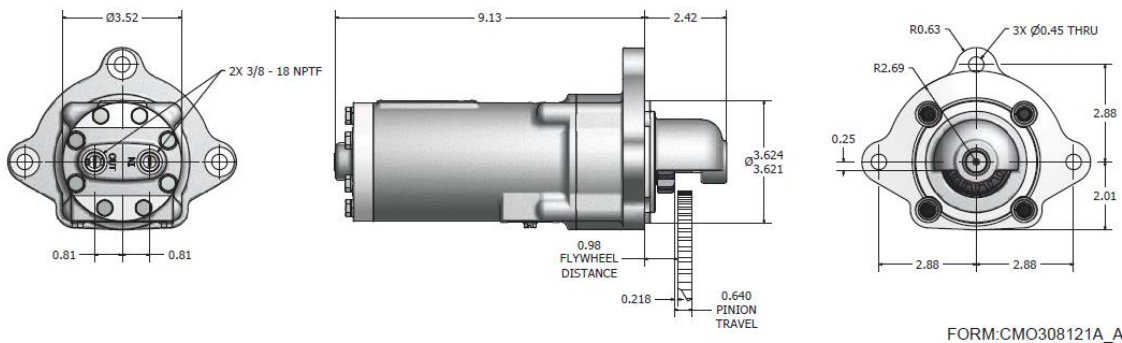
Product Specifications

Flange type:	SPECIAL
Flange to ring gear dimension:	0.098"
Number of teeth:	12
Diametral pitch:	8/10
Pinion outside diameter:	1.825"
Pressure angle:	20°
Rotation:	Clockwise
Motor housing:	Aluminum
Pinion housing:	Aluminum
Barrel:	Steel
Piston:	Bronze Alloy
Number of pistons:	7
Displacement:	0.50 in ³ /REV
Speed range:	0-7000 RPM
Drive type:	Inertia
Maximum working pressure:	3000 PSI
Duty cycle:	Intermittent
Maximum torque:	15 Ft-lbs
Weight:	11.0 lbs
Overall volumetric efficiency:	92%
Recommended fluid:	Red hydraulic fluid (MIL-H-5606)

CMO-308121-A



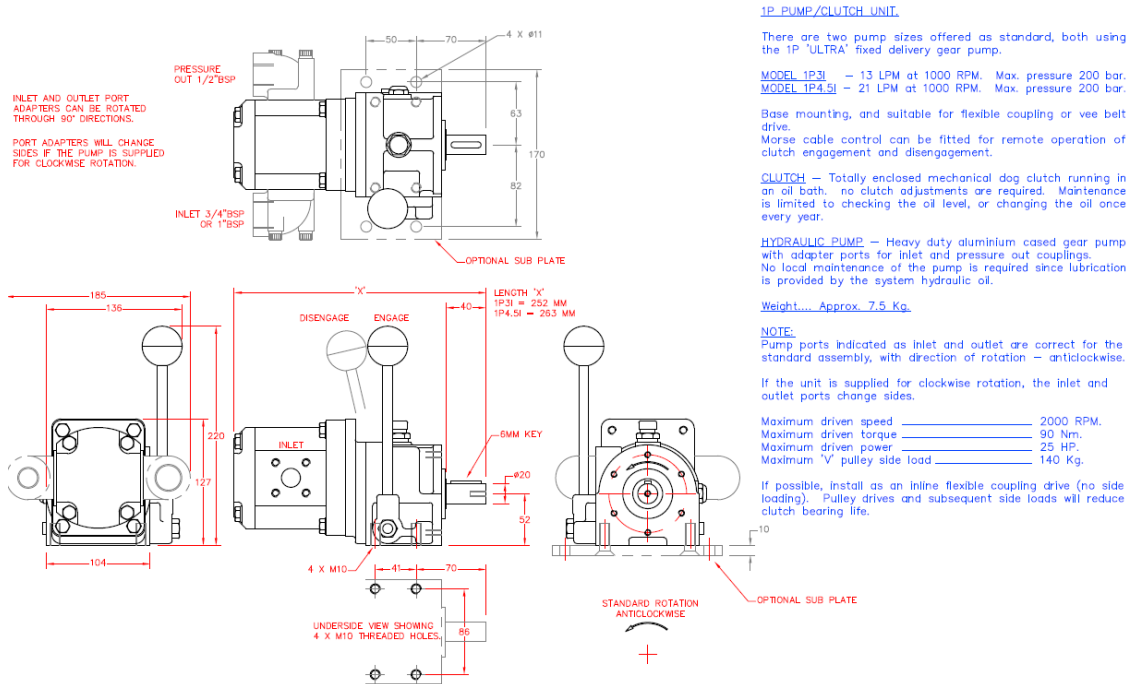
[Login to view other models](#)



2.60.Irudia: motorearen ezaugarriak

2.8.2.9. Prerrotaziorako embraguea eta pompa hidraulikoa

Mekanismo honek autojiroaren motorretik polea eta uhalen bitartez energia transmitituko dio abiarazle motorrari. Spencer Carter LTD enpresako embrage eta pompa hidraulikoa aukeratu da, MODEL 1P3L.



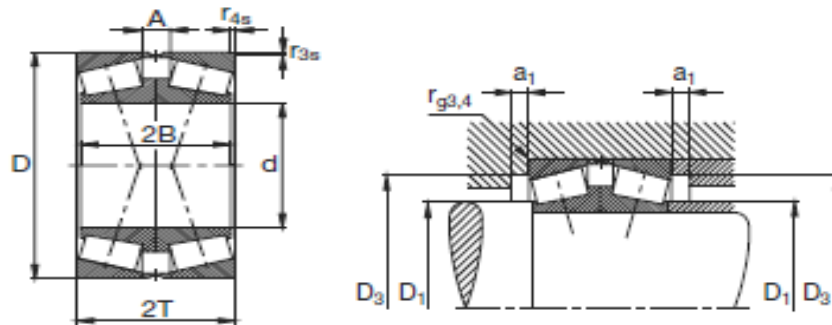
2.61.Irudia:embragea eta ponparen ezaugarriak

2.8.2.10. Osagai komertzialak

2.8.2.10.1 Errodamenduak

Errodamenduen kalkulurako ere beraiengan 5G-ko kargak emango direla kontsideratu da eta excel kalkulu orri bat erabili da euren aukeraketa prozesurako, horrela bata bestearengandik banatzen zituzten aldagaien balioak sartuta gero aukeraketa eta bizi-iraupenaren kalkuluak berehalakoak izan zitezten.

Horrela errodamendu nagusiaren kalkulurako azkenean arrabola konikodun errodamenduak hautatu dira, bizi iraupen luzeena eskaintzen zuten errodamenduak zirelako.



2.62. Irudia: Arrabola konikodun errodamenduak

600 rpm-ko biraketa abiadurara, zeina soilik momentu labur batzuetan eman daitekeen, izan ere, autojiroa hegaz normalean 300-400 rpm-tara ibiliko da, errodamenduak 2464 h inguruko bizi-iraupena eskeintzen du. Errodamenduaren bizi iraupena determinatzeko, lan baldintza txarrenak suposatu zaizkio eta benetan eman ahal izango lukeen bizi iraupena askoz handiagoa izango da; baina baldintza txarrenak dira aintzat hartu beharrekoak.

Errodamenduaren		kalkulua	
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga	
Erodilo konikodun errodamenduak, lerro bikoitza		n kopurua	5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)	22,0725
Errodamenduaren momenkladura		Indar radial maximoa, F_r (KN)	11,03625
31307A.A40.70.N11CA		F_A / F_r (-)	2
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa	
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)		P_0 (KN)	28,69425
Kapazitate dinamikoa, C (KN)		Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa	
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)	34,322738
Biraketa-abiadura, W(rpm)		Errodamenduaren eskaera estatikoa	
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)	5,7851312
Ardatzaren diametroa, $\phi_{ardatza}$ (mm)		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)	
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$	88,720382
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)	
		$L_H(h, \text{Ordutan})$	2464,455

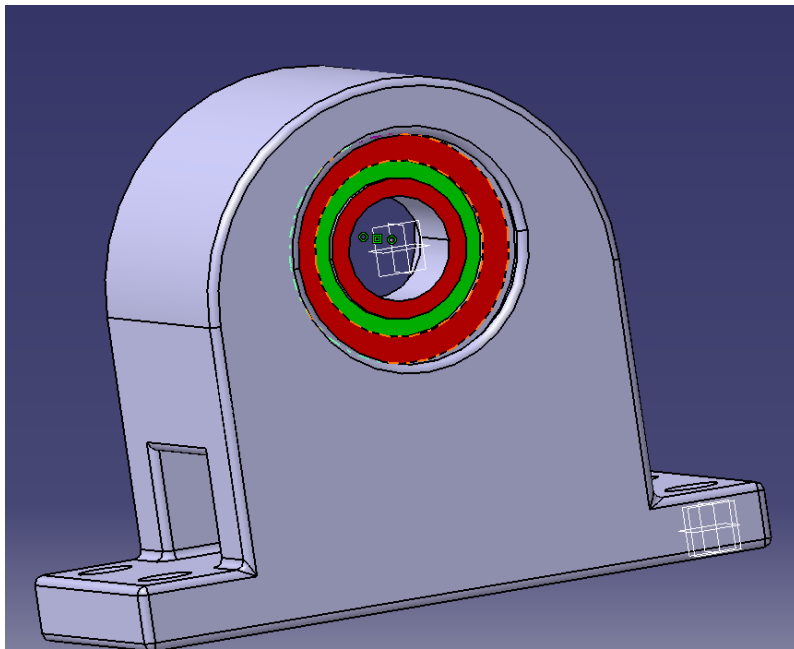
2.63. Irudia: Errodamenduen bizi iraupenerako kalkulu orria

Bestalde, Jesus Bolt-arengan Teeter Block-ak eta beheko ardatzengan eusleek oszilatu egingo dute, marruskadura gertatuko delarik elementuen artean, denborarekin higadura arazoak sortuz piezengan eta piezak alferrik galduz. Kojineteak erabili zitezkeen, ebatzien azterlanean aipatu bezala, baina azkenean errodamenduak erabiltzea erabaki da arrazoi horiengatik hain zuzen ere.

Batetik, Jesus Bolt-aren, Teeter Block-ak bira osoak eman ez arren oszilazio arinak izango ditu eta egoera aproposa izango litzateke marruskadura eta ondorioz higadura sortzeko.

Horregaitik Teeter Block-ari alojamenduak egin zaizkio, errodamenduak barneratu ditzan, Jesus Bolt-aren inguruan bira dezaten nahi duten oszilazio maiztasunarekin.

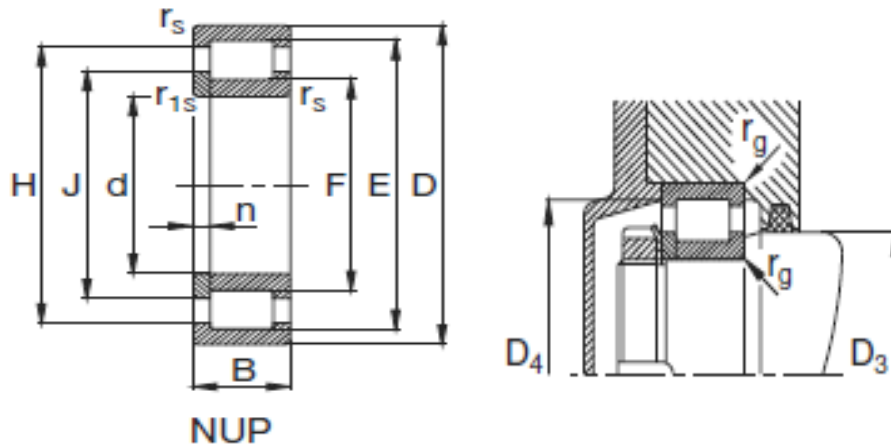
Karga erradialak transmitituko dira errodamendu hauetara nagusiki, horrela errodamendu erradialak izango dira ezarri beharrekoak alojamenduetan.



2.64. Irudia: Teeter Block-a errodamenduekin

Eta lan baldintzak desberdinak izango diren arren, artikulazio unibertsala osatzen duten ardatzei ere errodamendu berdinak ezarri zaizkie. Hauen oszilazio maiztasuna askoz txikiagoa izango da, baina efektu beretsuak emango lirateke azken finean, eta piezen segurtasuna bermatzeko errodamenduak aplikatzea da erizpide onena.

Horrela ardatzek zeharkatuko dituzten eusleek alojamenduak izan beharko dituzte hautaturiko errodamenduentzat. Hautaturiko errodamenduak arrabola zilindrikodun errodamendu erradialak dira:



2.65. Irudia: Errodilo zilindrikodun errodamenduak, lerrotzte batekoak

Baldintza txarrenak Jesus Bolt-aren inguruan ematen zirenez, errodamenduak aplikazio honetarako kalkulatu ziren, besteetan ez dituztenez hain baldintza latzak izango bizi-iraupenen baloreak handiagoak izango dira. Jesus Bolt-aren inguruan, dauden lan baldintzekin, errodamenduak 1143 h inguruko bizi-iraupenetara iristen ziren:

Errodamenduaren		kalkulua	
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga	
Errodilo zilindrikodun errodamenduak, lerro bakarrekoa		n kopurua	5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)	1,103625
Errodamenduaren momenkladura		Indar radial maximoa, F_R (KN)	11,03625
NUP2304E.TVP2		F_A / F_R (-)	0,1
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa	
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	39	P_0 (KN)	11,03625
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	41,5	Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa	
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)	11,03625
Biraketa-abiadura, W(rpm)	1200	Errodamenduaren eskaera estatikoa	
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)	3,533809
Ardatzaren diametroa, ϕ ardatza (mm)	20	Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)	
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$	82,319831
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)	
		L_H (h, Ordutan)	1143,331

2.66. Irudia: Arrabola zilindrikodun errodamenduentzako bizi-iraupena

Esan bezala, baldintza txarrenak suposatu dira kalkulu honetan oinarritzeko, izan ere, errodamendu nagusiaren biraketa abiadura bikoitzera biratuko dutela suposatu da.

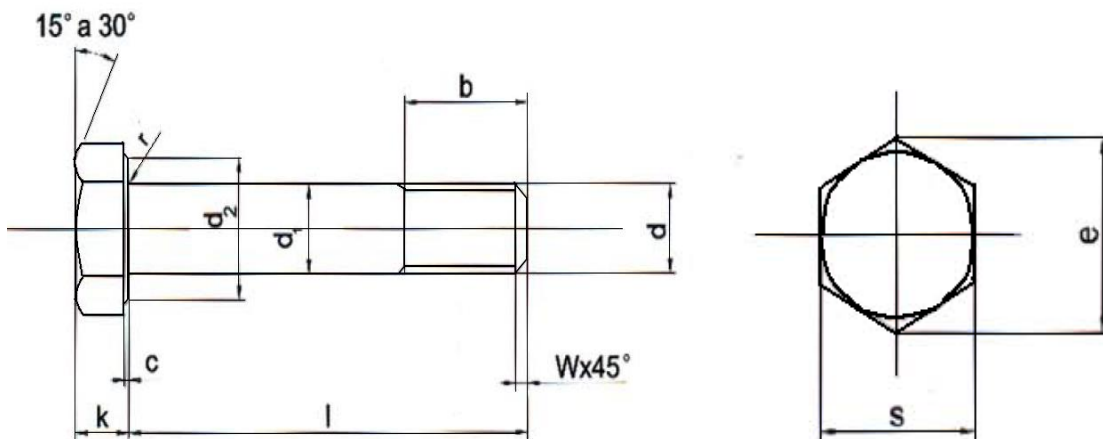
Errodamenduen finkapenak barnetik igaroko zaizkion elementuekin eta kanpotik igaroko zaizki onekin FAG-en errodamendu katalogoa jarraituz egin dira, zeina DIN ISO 286 arauarekin bat datorren.

Errodamenduen finkapen axiala, alojamendu, tapa, azkoin eta ixte eraztunen bitartez gauzatuko da. Errodamenduen lubrikazioa, koipearen bidez gauzatuko da, hain zuzen ere Arcanol koipea erabiliko da horretarako. Kalkuluaren arabera, birkoipeztatze denborak, errodamenduen bizi-iraupenak baino handiagoak dira, beraz, alde horretatik ez da arazorik emango.

Bestalde, aipa, hautatutako errodamendu mota biak despiezagarriak direla, finkapen finkoak muntatzeko aproposak., neurri batean horregaitik hautatu direlarik.

2.8.2.10.2. Ardatzak

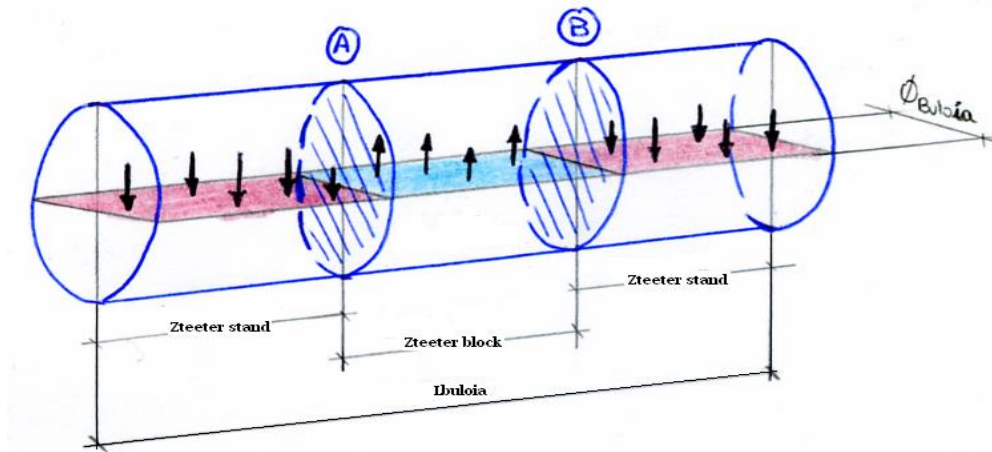
Ti 6 Al 4 V titanio aleazioa berebizikoa da aeronautikako aplikazioetarako eta kasu honetan materiale horrez osatutako bernoak erabiliko dira ardatz moduan . Denak ere M20-koak hautatu dira C.S.=8 batekin.



2.67. Irudia: DIN 931 bernoak

Jesus Bolt eta beste ardatzak, orduan esan bezala, materiale honekin diseinatu dira. Nahiko arinak dira berno hauek eta oso erresistenteak, aleazio elementuek ematen dietelarik erresistentzi muga hori.

Ebakitzaila hutsean dauden bernoak, oso ondo dimentsionatuta egon behar dira, bernoek tentsio axialak oso ondo jasaten bait dituzte, baina ez hain ondo tentsio ebakitzailak, horregaitik C.S. altuak ezarri zaizkie.



2.68. Irudia: Bernoa ebakitzaila hutsean

Jesus Bolt-aren kasuan gainera nekea ere aztertu behar izan da, Teeter Block-ak berari lotuta artikulatuko baitu, balantzinak ezartzen dizkion kargekin eta karga horiek ez dira konstanteak izango aldakorak baizik, horregaitik aztertu da nekea. Emaitzen arabera, baldin eta indar estatiko maximoaren balioa ez bada gainditzen une baten ere ez, piezak bizitza infinitua dauka.

Pieza denak, baita ardatzak ere 5G-ko kargak jasateko dimentsionatu dira. Ardatz hauek luzera berezi batzuetan egitea eskatuko zaio enpresa ekoizleari, zeinak prezio handiago batean geureganatuko dizkigun arren, nahi den neurri komenigarrietan ekoitziko ditu.

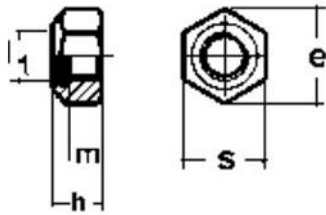
2.8.2.10.3 Azkoinak

Dudarik gabe **M 20-ko azkoin hexagonalak** erabili beharko dira lotura gauzatzeko. Finkapenerako, Lowde enpresak eskeintzen dituen aukeren artean, M 20 bernoentzako, , ondoko dimentsioekin, Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak direlarik:

Tuerca autofrenante (baja) DIN 985 - métrica



DUEMILA[®]
STANDARD & CUSTOM
FASTENER WHOLESALE SUPPLIERS



d_1	s	h_{max}	m	e_{min}
M 2	4,5	2,5	1,6	4,91
M 2,5	5	3,8	2	5,51
M 3	5,5	4	2,4	6,01
M 3,5	6	4,5	2,6	6,64
M 4	7	5	3,2	7,66
M 5	8	5	4	8,79
M 6	10	6	5	11,05
M 7	11	7,5	5,5	12,12
M 8	13	8	6,5	14,38
M 10	17	10	8	18,90
M 12	19	12	10	21,10
M 14	22	14	11	24,49
M 16	24	16	13	26,75
M 18	27	18,5	15	29,56
M 20	30	20	16	32,95
M 22	32	22	18	35,03
M 24	36	24	19	39,55
M 27	41	27	22	45,20
M 30	46	30	24	50,85
M 33	50	33	26	55,37
M 36	55	36	29	60,79
M 39	60	39	31	66,44
M 42	65	42	34	71,30
M 45	70	45	36	76,95
M 48	75	48	38	82,60
M 52	80	52	42	88,25
M 56	85	56	45	-
M 60	90	60	48	-

3. Irudia: DIN 985 azkoinak

Esan bezala, azkoinak Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak dira.

2.8.2.10.4. Zirindolak

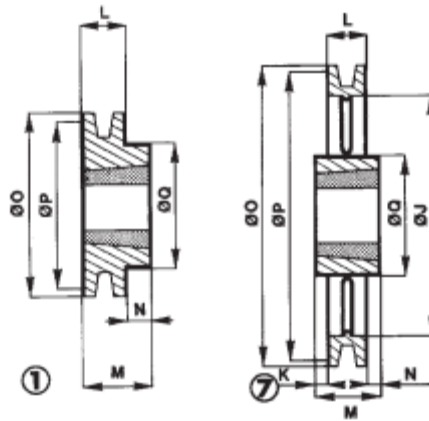
**RONDELLE
WASHER
SCHEIBEN
RONDELLE (NFE 27611)**

RONDELLE UNI 6592 - DIN 125

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d_1	7	9	10	12	16	20	24	28	30	37
d_2	3,2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	21
S	0,5	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3

2.8.2.10.5. Poleak

Prerrotaziorako erabili diren poleak DIN 2211-1 motakoak dira.



POLEAS TRAPECIALES PARA TAPPER PERFIL A - SPA

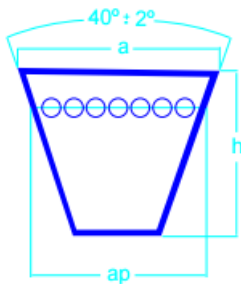
Ø PRIM.	Nº CANALES	CONS.	Nº CASQ.	Ø EJE MIN.-MÁX.	N	K	L	M	J	PESO kg
80	1	1	1108	11 - 32	80	-	25.5	5.5	-	0.55
	2	3	1210	11 - 32	-	25	25.0	-	45	0.85
	3	3	1210	11 - 32	-	25	25.0	-	45	0.95
85	1	1	1210	11 - 32	80	-	25.5	5.5	-	0.80
	2	3	1210	11 - 32	-	10	25.0	-	50	0.80

2.69..Irudia:Poleen ezaugarriak

2.8.2.10.6. Uhal trapezialak

Erabili diren uhalak prerrotaziorako Din 2215 dira.

SECCION DE LA CORREA



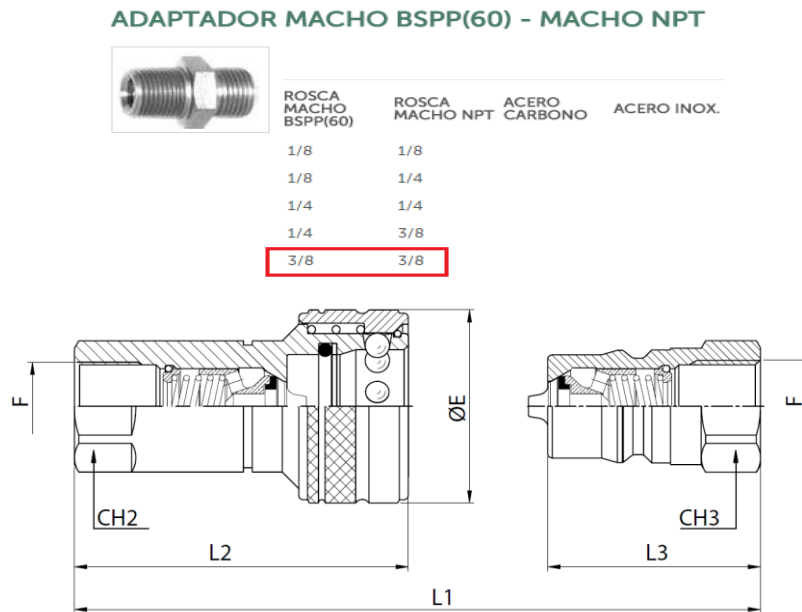
- a Ancho base superior.
- h Altura o espesor.
- ap Ancho primitivo.

Sección	a mm	h mm	ap mm
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

2.70.Irudia:Uhalen ezaugarriak

2.8.2.10.7. Errakorak

Errakorak konekzio arinekoak aukeratu dira ez den arren beharezko, ESTEHYNE S.L katalogoetan begiratu eta gero errakorak hauek aukeratu dira. Errakore guztiek entzufe arina izango dute. Din 2353 motatakoak.



DNP	BG	USA	ISO	CH2	CH3	øE	L1	L2	L3	F	COD. (F)	COD. (M)
04	0	02	5	14	14	24	62	50	31	G 1/8	PBVX.0404.002	PBVX.0404.003
										1/8 NPT	PBVX.0404.012	PBVX.0404.013
06	1	04	6.3	19	19	28	76	60	38	G 1/4	PBVX.0606.002	PBVX.0606.003
										1/4 NPT	PBVX.0606.012	PBVX.0606.013
10	2	06	10	24	22	35	78	64	39	G 3/8	PBVX.1010.002	PBVX.1010.003
										3/8 NPT	PBVX.1010.012	PBVX.1010.013

2.71.Irudia:Errakoreen ezaugarriak

2.8.2.10.8. Hodi hidraulikoak

Erabilitako hodiak EN 982 araua betetzen dute, bi hodi erabili dira bata sarrerakoa eta bestea irteerakoa.

MANGUERA DE 70 MPA, DN 6**Datos técnicos**

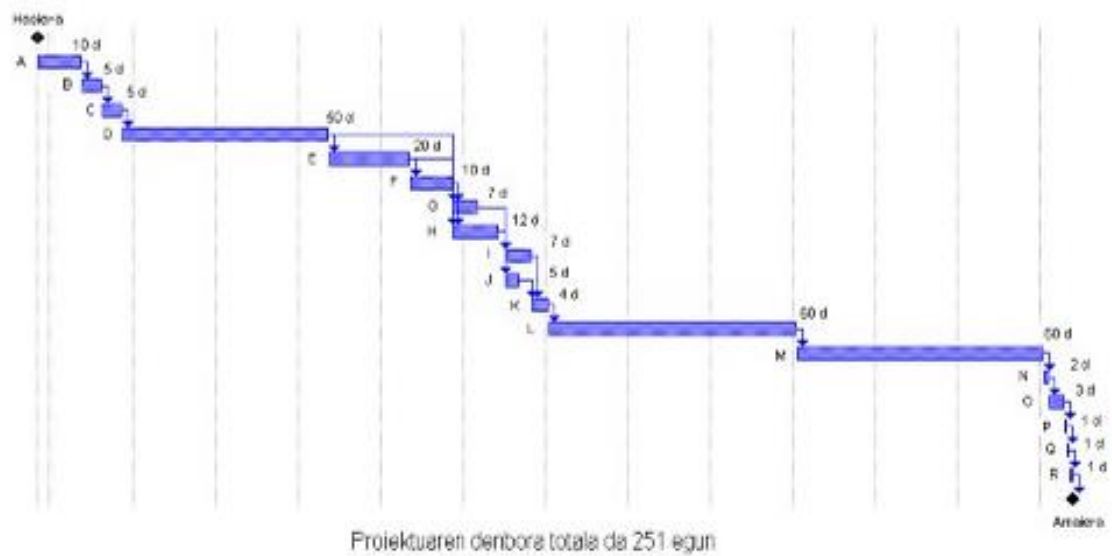
Diseño:	Tubo interior de poliamida (PA), 2 espirales de alambre de acero de alta resistencia, 2 de fibra sintética espiral abierta, cubierta exterior de poliuretano (PUR)
DI x OD:	6,3 x 12,4 mm
Max. presión de trabajo:	70,0 MPa
Min. presión de ruptura:	135,0 MPa
Min. radio de curvatura:	70 mm (2.8 ")
Peso:	190 g / m (6,7 onzas)
Rango de temperatura:	-40 ° C - 100 ° C (-40 ° F - 212 ° F)

**2.72.Irudia:Hodien ezaugarriak ezaugarriak**

2.9 Planifikazioa

Taldea	Ekintza	Kodea	Osteko	Aurreko	Iraupena (egunak)	Baliabidea
Bideragarritasuna	Merkatu ikerketa	A	B	-	10	8
	Bidegarritasun teknikoa	B	C	A	5	6
	Bideragarritasun Ekonomikoa	C	D	B	5	6
Aurreproiektua Eta exekuzio Proiektua	Jasotze mekanismoaren Diseinua	D	E	C	50	5
	Translazio gurdiaren Diseinua	E	F	D	20	5
	Autojiroaren diseinua	F	H,G	E	10	5
	Memoria deskribatzailea	G	I,J	D,E,F	7	5
	Planoak	H	I,J	D,E,F	12	5
	Baldintzen agiria	I	K	G,H	7	5
	Aurrekontuak	J	K	G,H	5	5
Eraikitzea	Lehengaien eskaera	K	L	I,J	4	1
	Fabrikazioa	L	M	K	60	20
	Autojiroaren eraikuntza	M	N	L	60	30
Martxan jartzea	Talde mekanikoaren Muntaia	N	O	M	2	10
	Talde elektrikoaren Jasotzea	O	P	N	3	10
	Autojiroaren jasotzea	P	Q	O	1	10
	Martxan jartzea	Q	R	P	1	5
	Funtzionamenduen Baieztapena	R	-	Q	1	5

2.3.Taula: Gantt diagrama egiteko taula



2.72. Irudia: Proiektuari dagokion Gantt diagrama

2.10. Proiektuaren kostua

Autojiroaren burua ekoizteak eta muntatzeak duen kostua aipatuko da puntu honen barnean:

Aurrekontu partzialak

Lehengaien eta Fabrikazio-Aurrekontua

1. Kapituluak: Lehengaiak.....	463,75€
2. Kapituluak: Fabrikazioa.....	1194,5€
3. Kapituluak: Osagai Komertzialak.....	2293€
4. Gastu Osagarriak.....	550€

Orotara: 4501,25€

LEHENGAIEN ETA FABRIKAZIO-AURREKONTUA:..... 4501,25€

Lehengaien eta Fabrikazioaren Aurrekontuaren balioa da:.....

..... **Lau mila bostehun eta bat euro eta hogeita bost €**

Egitearen Aurrekontua

Lehengaiak eta Fabrikazioa:	4501,25€
Diseinu Ingeniaritza:	700€
Kudeaketa:	200,75€
Berezko Ingeniaritza:	100€
Frogak eta Entseiuak:	800€
Guztira:	6302€
Etekin Industrialak (%16):	1008,32€
Gastu Orokorrak (%13):	819,26€

Guztira:	8129,58€
BEZ (%21):	1707,21€
OROTARA:	9836,79€

EGITEAREN AURREKONTUA: 9836,79€

Egitearen Aurrekontuaren balioa da:

Bederatzi mila zortziehun eta hogeita hamasei euro eta hirurogeita hemeretzi zentimo

Aurrekontu osoa

Egitearen Aurrekontua:.....	9836,79€
Proiektuaren Ordainsariak (EMA-ren %3,5+BEZ)	2051,49€

AURREKONTU OSOA:..... 11888,28€

Aurrekontu Osoaren balioa da:

Hamaika mila zortziehun eta zortziehun eta larogeita zortzi euro eta hogeita zortzi zentimo

Bilbon, 2015ko Ekainaren 18an
NAN: 72586477-H
Jon Odriozola Bilbao Gradu Ingeniaria

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

3. DOKUMENDUA: KALKULUAK

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

AURKIBIDEA

3.1. Sarrera.....	10/3
3.2. Autojiroaren ezaugarri teknikoak	11/3
3.3. Aurre dimentsionamendua.....	12/3
3.3.1. Pisuaren zehaztapena.....	13/3
3.4. Errotore sistemaren dimentsionaketa.....	13/3
3.4.1. Errotorearen diametroa	13/3
3.4.2. Palen soka	15/3
3.4.4. Profil aerodinamikoaren aukeraketa	17/3
3.4.5. Errotore buruaren abiadura zehaztapena	19/3
3.5. Abiaduraren banaketa eta sustentazioa paletan	23/3
3.5.1. Abiaduraren banaketa	27/3
3.5.2. Sustentazioaren banaketa.....	27/3
3.5.2.1. Pala aurrerantz	34/3
3.5.2.2. Kasua atzerantz doan palaren kalkulua	36/3
3.6. Indar zentrifugoaren zehaztapena.....	57/3
3.7. Koneo zehaztapena abiadura maximoa denean	70/3
3.7.1. Koneo angelua	72/3
3.8. Potentzia eskakizuna.....	72/3
3.8.1. Beharrezko potentzia	74/3
3.8.2. Eskuragarri daukagun potentzia	74/3
3.9. Balantzinaren aurre dimentsionamendua	76/3
3.9.1. Undersling distantziaren kalkulua	77/3
3.10. Diskoaren errotorearen inertzia	77/3
3.10.1 Palen inertiaren kalkulua.....	80/3
3.10.2. Balantzinaren inertiaren kalkulua	80/3
3.10.3. Teeter Block.....	85/3
3.10.4. Teeter Stand-aren inertiaren kalkulua	86/3
3.10.5. Errotore multzoaren inerti momentuaren kalkulua	87/3
3.11. Palen lotura	88/3
3.11.1. Bernoen kalkulua	89/3
3.11.2. Sustentazio indarra torlojuan	89/3
3.11.3. Indar axiala	92/3

3.11.4. Momentuak sortzen duen indarra	93/3
3.11.5. Palaren nekearen kalkulua	94/3
3.11.6. Azkoinak.....	99/3
3.11.7. Zirindolak.....	100/3
3.11.8. Estutzean eman beharreko pareak.....	101/3
3.11.9. Palen eta bernoaren arteko finkapena	101/3
3.12. Palen lehenengo diseinuaren aukeraketa	102/3
3.12.1. Sustentazio indarra.....	102/3
3.12.2. Bizitza iraupena	106/3
3.12.3. Sustentazioaren maiztasunak	109/3
3.12.4. Maiztasunak	110/3
3.12.5. Drag indarra	112/3
3.12.6. Drag indarraren bizi iraupena	114/3
3.12.7. Drag indarra etakargaren eszitazio maiztasuna	115/3
3.12.8. Indar zentrifugoa.....	115/3
3.12.9. Indar zentrifugoaren bizi iraupena.....	121/3
3.12.10. Maiztasuna	124/3
3.12.11. Palaren pisuaren indarra.....	125/3
3.12.12. Pisuaren bizi iraupena	127/3
3.12.13. Maiztasuna	127/3
3.12.14. Ondorioa	128/3
3.12.15. Palaren multzoaren kalkulua 5G-ak kontutan hartuta.....	129/3
3.12.16. 5G-ko indarra.....	129/3
3.12.17. 5G-ko maiztasuna	129/3
3.13. Errodamendu nagusiaren kalkulua	134/3
3.13.1. Errodamenduak eutsi beharreko kargak	135/3
3.13.2. Errodamenduen propietateak	137/3
3.13.3. FAG enpresaren dimentsionamendu zerbitzuko emaitza	144/3
3.13.4. Errodamenduen lubrikazioa	152/3
3.13.5. Errodamenduen perdoiketa	153/3
3.13.6. Errodamenduen doikuntza	153/3
3.13.7. Errodamenduen finkapen erradiala	153/3
3.13.7.1. Errodamenduen finkapena ardatzarekin.....	153/3
3.13.7.2. Errodamenduen finkapena alojamenduarekin.....	155/3

3.13.8. Errodamenduen finkapen axiala	156/3
3.13.9. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak	157/3
3.14. Teeter Stand-aren kalkulua	158/3
3.14.1. Sarrera	158/3
3.14.2. Kargak	158/3
3.14.2.1. Lehenengo karga: <i>Autojiroaren pisua</i>	158/3
3.14.2.2. Bigarren karga: <i>Indar erradiala</i>	162/3
3.14.2.3. Maiztasunak	164/3
3.14.3. Teeter Stand-aren lehenengo diseinua	166/3
3.14.3.1. 1.go karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: autojiroaren pisua	166/3
3.14.3.2. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	166/3
3.14.3.3. Lehenengo karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak	168/3
3.14.3.4. Bigarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Indar erradiala	173/3
3.14.3.5. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	176/3
3.14.3.6. Bigarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Indar erradiala eta kargaren eszitazio-maiztasunak	177/3
3.14.3.7. Hirugarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra	179/3
3.14.3.8. <i>Teeter Stand 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	180/3
3.14.3.9. Hirugarren karga <i>Teeter Stand 1</i> -engan: Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarraren maiztasuna eta maiztasun naturala	181/3
3.14.4. Teeter Stand-aren Bigarren diseinua	184/3
3.14.4.1. 1.go karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: autojiroaren pisua	184/3
3.14.4.2. <i>Teeter Stand 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	186/3
3.14.4.3. Lehenengo karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio-maiztasunak	188/3
3.14.4.4. Bigarren karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: Indar erradiala	192/3
3.14.4.5. <i>Teeter Stand 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	192/3
3.14.4.6. Bigarren karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: indar erradiala eta kargaren eszitazio maiztasunak	195/3
3.14.4.7. Hirugarren karga <i>Teeter Stand 2</i> -engan: Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra	195/3
3.14.4.8. <i>Teeter Stand 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	196/3

3.14.4.9. Hirugarren karga <i>Teeter Stand</i> 2-engan:Prerrotadoreak tortsio indarraren maiztasunak eta maiztasun naturalak	197/3
3.15. Teeter Stand-aren diseinuaren hautaketa	199/3
3.15.1. Ondorioa	200/3
3.16. Jesus Bolt edo Teeter Bolt-aren kalkulua	201/3
3.16.1. Jesus Bolt-aren materiala	201/3
3.16.2. Bernoaren kalkulua	202/3
3.16.3. Jesus Bolt-aren nekearen kalkulua.....	204/3
3.16.4. Azkoinak.....	206/3
3.16.5. Zirindolak.....	209/3
3.16.6. Elementuen arteko muntaia	214/3
3.16.7. Estutzean eman beharreko pareak.....	215/3
3.16.8. Teeter Stand eta bernoaren arteko finkapena.....	216/3
3.17. Jesus Bolt-aren inguruan biratzen duten errodamenduak.....	217/3
3.17.1. Errodamenduen kalkulua	218/3
3.17.2. Errodamenduen gaineko kargak	219/3
3.17.3. Errodamenduen propietateak	219/3
3.17.4. FAG enpresaren dimentsionamenduko emaitza	220/3
3.17.5. Errodamenduaren lubrikazioa.....	221/3
3.17.6. Errodamenduaren bizitzaren kalkulu amplifikatua.....	227/3
3.17.7. Errodamenduen perdoiketa	234/3
3.17.8. Errodamenduaren doikuntza	234/3
3.17.8.1. Errodamenduaren finkapen erradiala	235/3
3.17.8.2. Errodamenduaren finkapena ardtzarekin.....	236/3
3.17.9. Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin	236/3
3.17.10. Errodamenduen finkapen axiala	238/3
3.17.11. Finkapen eraztunak	240/3
3.17.12. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak	240/3
3.18. Teeter Block eta balantzinaren arteko lotura	243/3
3.19. Teeter Block-aren kalkulua	246/3
3.19.1. Teeter Block-ak eutsi beharreko karga:autojiroaren pisua	246/3
3.19.2. Maiztasunak	250/3
3.19.3. Teeter Block-aren lehenengo diseinua.....	252/3
3.19.3.1. 1.go karga <i>Teeter Block</i> -engan:autojiroaren pisua.....	253/3

3.19.3.2. <i>Teeter Block 1</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	257/3
3.19.3.3. Lehenengo karga <i>Teeter Block 1</i> -engan:autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	259/3
3.19.4. <i>Teeter Block</i> -aren bigarren diseinua.....	261/3
3.19.4.1. 1.go karga <i>Teeter Block 2</i> -rengan:autojiroaren pisua	262/3
3.19.4.2. <i>Teeter Block 2</i> -aren bizi-iraupenaren kalkulua	266/3
3.19.4.3. Lehenengo karga <i>Teeter Block 2</i> -rengan:autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak.....	266/3
3.19.5. Ondorioa	267/3
3.20. Balantzinaren kalkulua	268/3
3.20.1. Balantzinaren gain ematen diren kargak.....	269/3
3.20.1.1. Sustentazio indarra	270/3
3.20.1.2. Palen pisua	273/3
3.20.1.3. Erresistentzi indarrak	276/3
3.20.1.4. Paletako indar zentrifugoa.....	276/3
3.20.1.5. Indar erresultanteak	279/3
3.20.2. Maiztasunak	281/3
3.20.3. Balantzinaren lotura	283/3
3.20.3.1. Bernoen kalkulua.....	283/3
3.20.4. Balantzinaren lehenengo diseinua	287/3
3.20.4.1. F(goratz).....	287/3
3.20.4.2. F trakziora	289/3
3.20.4.3. Momentuak sortitako indarra	291/3
3.20.5. Balantzinaren bigarrenaren diseinua	292/3
3.20.5.1. Kargak <i>Balantzina 2</i> -rengan	294/3
3.20.5.2. <i>Balantzina 2</i> -ren bizi-iraupena.....	297/3
3.20.5.3. Maiztasunen analisia <i>Balantzin 2</i> -rengan.....	300/3
3.21. Artikulazio unibertsalaren kalkulua	302/3
3.21.1. Artikulazioan eutsi beharreko karga:autojiroaren pisua	304/3
3.21.2. Elementuen kalkulua.....	305/3
3.21.2.1. Kuboaren kalkulua	305/3
3.21.3. X eta Y ardatzen kalkulua.....	310/3
3.21.4. Azkoinak.....	312/3
3.21.5. Errodamenduen kalkulua	313/3

3.21.6.Beheko euskarriaren kalkulua.....	313/3
3.21.7.Elementuen arteko muntaia	317/3
3.22.Kontrol barraren kalkulua.....	326/3
3.22.1.Kontrol barraren gaineko aginduak	329/3
3.22.2.Disko errotorea norabidez aldatzeko kanpo eraginak.....	336/3
3.22.3.Kontrol barraren lehenengo diseinua.....	340/3
3.22.3.1.Lehenengo konbinazio <i>Kontrol barra 1</i> -ren gain	342/3
3.22.4. Kontrol barraren bigarren diseinua	345/3
3.22.4.1. Lehenengo konbinazio <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	346/3
3.22.4.2.Bigarren konbinazio <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	348/3
3.22.4.3. Hirugarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	350/3
3.22.4.4.Laugarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	352/3
3.22.4.5. Bostgarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	354/3
3.22.4.6.Seigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain.....	357/3
3.22.4.7.Zazpigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	358/3
3.22.4.8.Zortzigarren konbinazioa <i>Kontrol barra 2</i> -ren gain	361/3
3.22.4.9. Oinarrizko modoak eta eszitazio maiztasunak kontrol barrarengan.....	363/3
3.22.4.10. Ondorioa.....	366/3
3.23. Spindle ardatzaren kalkulua.....	367/3
3.23.1. Spindle ardatzaren dimentsionamendua trakzioarentzat.....	367/3
3.23.2.Spindle ardatzaren dimentsionamendua indar ebakitzaillearentzat	368/3
3.23.3.Spindle ardatzaren luzeraren kalkulua	381/3
3.23.4. Spindle ardatza eta zorroa.....	382/3
3.23.5.Azkoina autoblokeantea.....	383/3
3.23.6. Estutze pareta eta aurreteinkaketa indarra	384/3
3.23.7. Estalkia eta torlojuak	384/3
3.24. Prerrotadore engranaiaren kalkulua.....	388/3
3.24.1. Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziarako	396/3
3.24.2. Diskoaren engranaien dimentsionaketa	398/3
3.24.3. Motor hidraulikoaren lotura.....	399/3
3.24.4. Prerrotaziorako enbragea eta ponpa.....	401/3
3.24.5. Ponpa eta enbrage hidraulikoaren lotura	403/3
3.24.6. Korrearen aukeraketa.....	404/3

3.24.7. Polearen aukeraketa	408/3
3.24.8. errakorak	411/3
3.25. Prerrotazio engranaiaren lehenengo diseinuaren aukeraketa.....	405/3
3.25.1.Hortzaren kontaktuko indarra	406/3
3.25.2. Maiztasunak	410/3
3.25.3. Momentuaren indarrak.....	411/3
3.25.4. Ondorioa	413/3
3.26. Xaflaren loturen kalkulua	414/3
3.26.1.Xaflaren lehenengo diseinuaren aukeraketa	415/3
3.26.2. Sustentazio indarra.....	415/3
3.26.3. Bizi iraupenaren kalkulua	417/3
3.26.4. Sustentazio indarra eta karga eszitazio maiztasunak	421/3
3.26.5. Maiztasunak	421/3
3.26.6. Sustentazioak sortutako momento indarra	423/3
3.26.7. Indar konbinatua	424/3
3.26.8. Maiztasuna	426/3

3.DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1. Sarrera

Dokumentu honetan, autojiro baten palen eta errotore buruaren parte diren pieza desberdinen kalkulua eta diseinua gauzatzen da, horretarako beharrezko diren aldagai eta parametroak kontuan hartuz.

Lehenik eta behin autojiroaren oinarrizko ezaugarriak defini eta suposatzen dira, hasierako datu horietatik abiatuz, palen eta errotore-burua osatzen duten elementuen diseinua eta kalkulua gauzatzeko.

Ondoren, elementuek izan behar dituzten muga eta propietateak jakinda, palen eta errotore buruko zenbait elementuren diseinu desberdinak egin dira, beraiengan kalkuluak gauzatu eta diseinu aukeretatik parametro edota emaitza onenak eskeintzen dituzten aukeraketa egin da arrazoituz.

Beste zenbait elementu, normalizatuak gehienak, komertzialki aukeratu dira eta horiekin, beharrezko kalkuluak egin dira, elementu bakoitzak bete behar dituen lan baldintzen egokitasuna aztertuz kasuan kasu.

Kalkuluak hasi aurretik, hurrengoak izango lirateke, behin-behineko datuak, geroago berez gehiago agertuko diren arren:

1.-Autojiroaren pisu maximoa 450 kg-koa izango da.

2.-115Hp-ko motorraren bultzada eutsi beharko du.

3.-Abiarazle hidraulikoa, gehienez 300 rpm-ko abiadura

izango du.

4.- 5G-ra arteko indarrak eutsi behar ditu bera osatzen duten edozein elementuk.

5.-Palen profila: NACA 8H12

3.2. AUTOJIROAREN EZAUGARRI TEKNIKOAK

Autojiroaren datu teoriko batzuk edukitzeko, merkatuan dagoen autogiro bat aukeratu da. Hain zuzen MTO Sport MTO 03 Autogyro-a. Kalkuluak egiteko hauetariko ezaugarri hauetan baliatu gara.



Nombre		
MTO sport MT 03 Autogyro		
Numero de tripulantes		
2		
Dimensiones		
Ancho	Alto	Largo
1880 mm	2740 mm	5080 mm
Características del motor		
Rotax 912 - Rotax 914		
Características del rotor		
Diametro del disco	8.40 m	
Diametro de la hélice	1720 mm	
Área del rotor	55.4 m ²	
Perfil de las palas	NACA 8h12	
Carga discal	8.1 Kg/m ²	
Características del autogiro		
Peso al vacío (Kg)	241 - 246	
Peso máximo al despegue (Kg)	450	
Capacidad de combustible (Litros)	68	
Características del vuelo		
Velocidad nunca exceder (Km/h)	162 - 185	
Velocidad de crucero (km/h)	140 - 160	
Velocidad mínima (km/h)	30	
Techo de vuelo absoluto (m)		
Techo de vuelo de servicio (m)		
Rango (mi)	300	
Autonomía (h)		
Régimen de ascenso (m/s)	4 a 6	
Distancia de despegue (metros)	80-120	
Distancia de aterrizaje (metros)	0-20	
Revoluciones del rotor 450 kg	385 rpm	

Características de fabricación		
Componente	Material	Comentario
Motor	Rotax 912 - Rotax 914	115 - 130 HP
Estructura	Acero inoxidable	Estructura de tubos de acero inoxidable, rotor de aluminio extrusionado 6005 T. Estabilizadores y timón de fibra de carbono reforzada con plástico
Instrumentos	N/A	altímetro, indicador de velocidad del motor y del rotor, indicador de temperatura de aceite y de la cabeza de los cilindros, medidor de presión de aceite, brújula, reloj, ELT, radio ATR, transpondedor TRT, GPS, indicador de régimen de ascenso.
Hélice	3 palas de material compuesto	paso variable con viga interna flexible y mecanismo de escobillas y motor eléctrico para cambio de paso.
Rotor	aluminio extruido	palas con perfil NACA 8H12
Controles	N/A	Control de cabeza de rotor por varillas, control de trim y freno de rotor neumático, frenos hidráulicos de parqueo, control dual

3.1. Irudia: autojiroaren ezaugarriak

3.3. AURRE DIMENTSIONAMENDUA

3.3.1. PISUAREN ZEHAZTAPENA:

Autojiroaren pisua zehaztatzeko ROSKAM-en formularen oinarritzen gara. Horretarako hurrengo formula erabiliko da:

$$W_{TO} = W_f + W_{oe} + W_{pl}$$

3.1. Ekuazioa

Non:

$W_f(kg)$ = Misioan erabiliko den erregaiaren pisua

$W_{oe}(kg)$ = Autojiroaren pisu operatiboa hutsean

$$W_{oe} = W_e + W_{tfo} + W_{crew}$$

3.2. Ekuazioa

Non:

$W_e(kg)$ = Autojiroaren pisua hutsik

$W_{tfo}(kg)$ = Hodietan gelditzen den petrolio eta erregaia.

$W_{crew}(kg)$ = Tripulazioaren pisua

Aurreko ezaugarri teknikoak kontutan izanik, ondorengo pisuak zehaztuko dira.

$$W_e = 241kg$$

$$W_{tfo} = 1.5kg$$

$$W_{crew} = 150kg$$

$$W_f = 35kg$$

$$W_{pl} = 22,5kg$$

3.1 .Ekuazioan ordezkatu balioak:

$$W_{To} = 35 + 241 + 1,5 + 150 + 22,5 = 450kg$$

3.4 Errotore sistemaren dimentsionaketa

3.4.1 Errotorearen diametroa:

Errotorearen dimentsionaketa orokorrarekin hasteko, zenbait disenuko parametro definitzen hasi behar dira. Horretarako merkatuan dauden beste autogiro batzuekin alderatuz. Beharrezkoa da diskoaren kargaren balio jakin bat zehaztea, hau da, normalean $7,5kg/m^2$ eta $9kg/m^2$ izaten da. Balio hau garrantzi handikoa da, jaitciera on bat bermatzeko eta autoerrotazio egoeran beharrezkoa da diskoaren karga txikia izatea.

Disko kargaren balioa hurrengo ekuazioan adierazten da:

$$CD = \frac{W}{S}$$

3.3. Ekuazioa

Non:

CD (N/m²); disko karga

W(N); geienezko airearen pisua

S(m); diskoaren azalera, zehartatuko den $S = \pi * R^2$

Diskoaren karga balio bat ezar dezakegu, baina kontuan izan behar da balio txikiagia bada, autojiroa askoz eraginkorragoa dela autoerrotazio egoera batetan. Horregatik kontutan izan behar dugu balio honen arabera azalera eta pala bakoitzaren erradioak desberdinak izan daitezke. Beraz, diskoaren karga balioa handitzen bada, errotorea txikiagoa izango da eta alderantziz. Jakinda $W_{To} = 450kg$ -koa dela errotorearen diametroa kalkula daiteke hurrengo ekuazioen bitartez.

$$CD = \frac{W_{To}}{\pi * Rr^2}$$

3.4: Ekuazioa

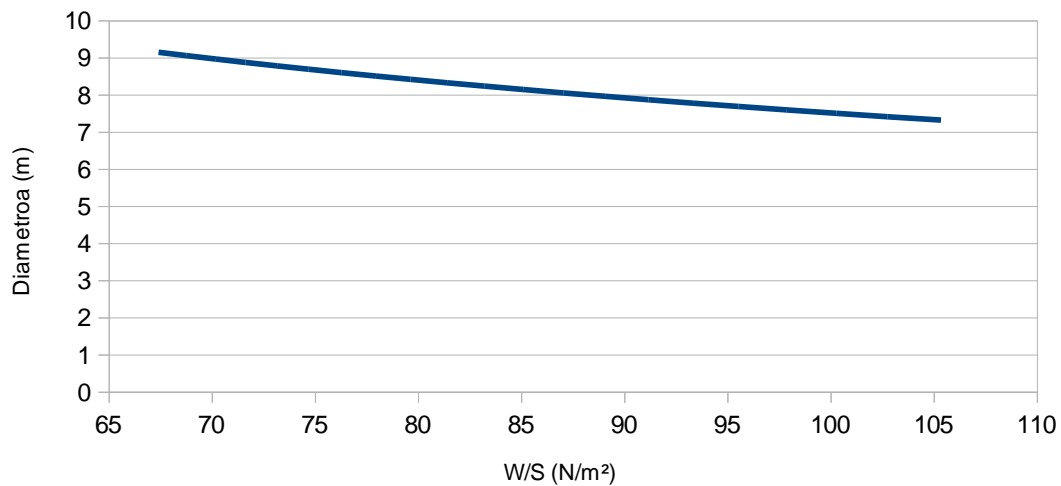
$$Rr = \sqrt{\frac{W_{TO}}{CD * \pi}}$$

3.5: Ekuazioa

$$D_r = 2 \sqrt{\frac{W_{TO}}{CD * \pi}}$$

3.6: Ekuazioa

W/S vs Errotorearen diametroa



3.1. Grafikoa: Diskoaren karga vs diametroa

Kontuan hartuta diskoaren karga hoberena 7,5 kg/m² eta 9 kg/m² koa dela erdiko bali bat aukeratuko dugu 8,25kg/m²-koa. Unitate aldaketa eginez 80,85 N/m². Balio hau taulan ikusita diskoaren diametroa aukeratuko dugu.

Diskoaren karga (lb/ft ²)	Diskoaren karga (N/m ²)	Azalera (m ²)	Erradioa (m)	Diametroa (m)
1,408	67,440	65,459	4,56	9,13
1,436	68,781	64,182	4,52	9,04
1,466	70,218	62,869	4,47	8,95
1,496	71,655	61,608	4,43	8,86
1,528	73,187	60,318	4,38	8,76
1,560	74,720	59,081	4,34	8,67
1,593	76,301	57,857	4,29	8,58
1,628	77,977	56,613	4,25	8,49
1,663	79,653	55,421	4,20	8,40
1,700	81,426	54,215	4,15	8,31
1,738	83,246	53,030	4,11	8,22
1,777	85,114	51,866	4,06	8,13
1,818	87,078	50,696	4,02	8,03
1,860	89,089	49,551	3,97	7,94
1,904	91,197	48,406	3,93	7,85
1,949	93,352	47,289	3,88	7,76
1,995	95,555	46,198	3,83	7,67
2,044	97,902	45,091	3,79	7,58
2,094	100,297	44,014	3,74	7,49
2,146	102,788	42,948	3,70	7,39
2,200	105,374	41,894	3,65	7,30

3.1. Taula: Diametroaren kalkulua Excel orrian

80,85kg/m² balioa 79,65 eta 81,42 tartean dagoenez 79,65 aukeratuko dugu, non, diskoaren diametroa 8,4 metrotakoa den. Disenatuko dugun autojiroak 8,4 m-ko palak izango ditu.

3.4.2. Palen soka

Errotorearen palak disenatzeko beharrezkoa den beste dimentsio bat soka da. Sendotse erradioa deituriko koefiziente batez zehaztuta dago, errotore dimentsio bakoitzari dagokionak, sustentatzeko palak entregatzen dituen rpm-ak eta gainera hegazkinaren portaera onean eragin ditzaken aerodinamikako faktore bakoitza zehazten digu, autojiroaren translazio abiadura kontuan izango da.

Sendotasun erradioa era honetan zehazten da:

$$\sigma = \frac{NB * C}{\pi * R_r}$$

3.7. Ekuazioa

Non:

NB; errotorearen pala kopurua

C (m); palen soka

R_r (m); errotore diskoaren erradioa

Hemendik lortu ditzakeguz sokaren dimentsioak, jakinda sendotze erradioa 0 eta 0,4 (%4) mantendu behar dela jakinda.

$$C = \frac{\sigma * \pi * R_r}{NB}$$

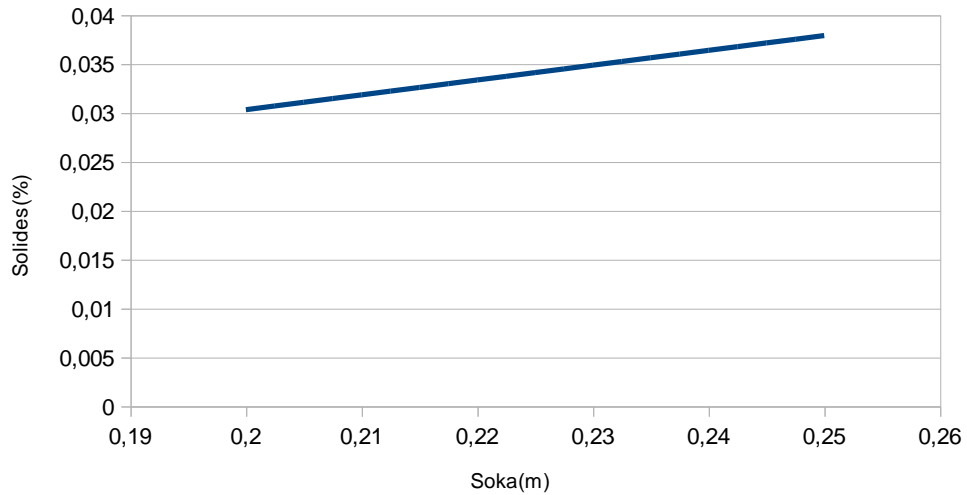
3.8. Ekuazioa

Badakigu autojiroetan palen soka 0,20m eta 0,25m bitartean egon behar dela, hori dela eta taula bat sortuko dugu sendotze erradioa ateraz.

Soka(m)	Solides	Pala kopurua	Pal. Erradioa (m)	Solides (%)
0,200	0,030	2,000	4,200	3,032
0,203	0,031	2,000	4,200	3,069
0,205	0,031	2,000	4,200	3,107
0,208	0,031	2,000	4,200	3,145
0,210	0,032	2,000	4,200	3,183
0,213	0,032	2,000	4,200	3,221
0,215	0,033	2,000	4,200	3,259
0,218	0,033	2,000	4,200	3,297
0,220	0,033	2,000	4,200	3,335
0,223	0,034	2,000	4,200	3,373
0,225	0,034	2,000	4,200	3,410
0,228	0,034	2,000	4,200	3,448
0,230	0,035	2,000	4,200	3,486
0,233	0,035	2,000	4,200	3,524
0,235	0,036	2,000	4,200	3,562
0,238	0,036	2,000	4,200	3,600
0,240	0,036	2,000	4,200	3,638
0,243	0,037	2,000	4,200	3,676
0,245	0,037	2,000	4,200	3,714
0,248	0,038	2,000	4,200	3,752
0,250	0,038	2,000	4,200	3,789

3.2. Taula:Solidotzearen kalkulua Excelen orrian

Jakinda %4 sendotze erradioa mantendu behar dela, taulan ikusten den bezala gehien hurbiltzen den balio %3, 789-koa da, beraz gure palen soka 0,25 m-takoa izango da.



3.2. Grafikoa: Soka vs solidotzearen

3.4.3. Sustentazioaren zehaztapena

Autojiro batek hegan egin dezan zihurtatzeko sustentazio parametro minimo batzuk bete beharko dira. Beste era batera esanda, errotore buruak zehaztu behar duen sustentazio indarrak, hegaldiko abiadura bakoitzerako. Hau egiteko hurrengo formula kontutan izan behar da.

$$L = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * Sr * C_L$$

3.9. Ekuazioa

Non:

$$L(N) = Lift$$

$$\rho = Airearen dentsitatea$$

$$V(m/s) = Autojiroaren abiadura$$

$$Sr(m) = Errotorearen azalera$$

$$C_L = Lift koefizientea$$

Autogiro batek hegan egiteko sustentazio indarra, autojiroaren pisuaren berdina izan behar du. Horrela aurreko ekuazioa erabiliz lift koefizientearen balio bakoitza zehaztu daiteke, hegazeko abiadura bakoitzerako.

$$L = W_{TO}$$

3.10. Ekuazioa

$$C_L = \frac{2W_{TO}}{\rho * V^2 * \pi * R_r^2}$$

3.11. Ekuazioa

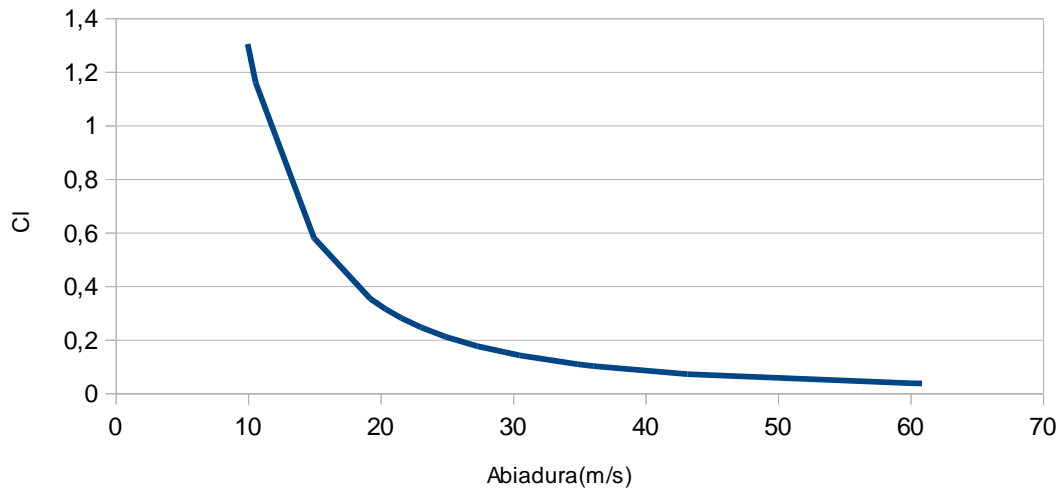
Beharrezko sustentazio koefizientearen zehaztapena.

Abiadura (km/h))	Abiadura (m/s)	CL requerido
	0,00	
36,00	10,00	1,302
38,16	10,60	1,159
54,00	15,00	0,579
69,34	19,26	0,351
73,44	20,40	0,313
77,76	21,60	0,279
83,16	23,10	0,244
89,82	24,95	0,209
98,46	27,35	0,174
109,91	30,53	0,140
125,71	34,92	0,107
130,03	36,12	0,100
155,52	43,20	0,070
216,00	60,00	0,036
219,24	60,90	0,035

3.3. Taula: Lift koefi. kalkulua

Taulan ikusten denez, hegaldiaren abiadura handitzen den eian sustentazio koefizientea txikitzen da, zeroratz hurbilduz, grafikoan ikusi ahal den bezala.

Cl Vs Hegaldiko abiadura



3.3. Grafikoa

3.4.4. Profil aerodinamikoaren aukeraketa

Profil aerodinamiko bat aukeratzeko beharrezkoa da pala birakorrentzat arrasteko (Drag) balio baxuak izatea eta Pich momentua profilaren grabitate zentruan 0 ingurukoa izatea. Horrez gain, sustentazio ezaugarri bikainak aurkeztea.

Autojiroaren funtzionamenduan profil aerodinamiko asko daude erabiliak, baina zalantzarik gabe erabiliena NACA 8H12 da. Profil hau erabiltzearen arrazoi nagusietako bat, bere amaierako ertzaren forma delarik, zeinek laguntzen dion Twist negatiboaren efektuari aurre egiten.

Zimurtasunari eta arrasteko aldaketa bortizeei sentzibilitatea dio. Lift kurbak gailurrean borobilagoak dira, bertan aurkitzen diren lift koefiziente altuak eraso angelu desberdinentzako tarte onargarria bermatzeko. Azaldutako guzti honekin itzuli dezakegu profil honek galera txikiak dituela Drag-aren ondorioz aurkeztutako edozein egoeretan.

NACA 8H12-ren ezaugarri batzuk hauek dira.

- $Cl = 0,977c_l$
- $a_o = 1,015a_o$

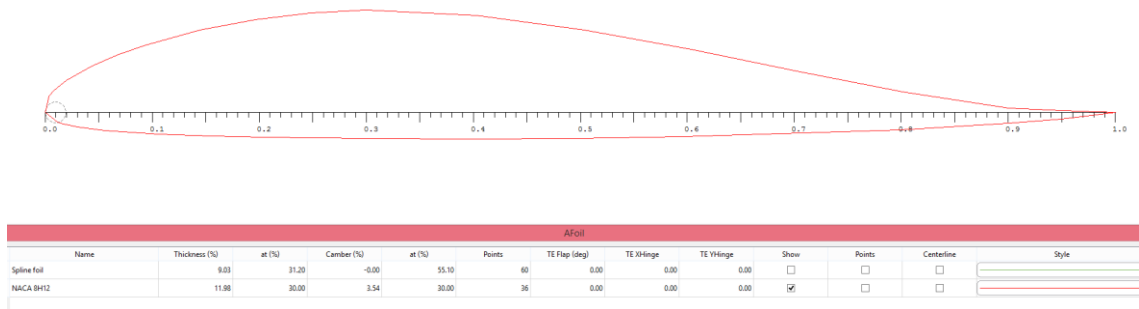
- $C_M\left(\frac{c}{4}\right) = 0,992C_M\left(\frac{c}{4}\right)$
- $C_d = 0,992c_d$

NACA 8H12 perfila eta bere koordenatuak:

1.000000	0.000000
0.949900	0.001200
0.900199	0.003400
0.801100	0.018900
0.702500	0.038400
0.603600	0.058500
0.503900	0.076700
0.402900	0.090300
0.299700	0.095300
0.247500	0.092400
0.196100	0.086000
0.145000	0.076300
0.094300	0.062600
0.069100	0.053800
0.044200	0.043100
0.019800	0.029400
0.008000	0.020100
0.003600	0.015200
0.000000	0.000000
0.011400	-.009500
0.016900	-.011200
0.030200	-.014100
0.055800	-.017400
0.080900	-.019200
0.105700	-.020600
0.155000	-.022400
0.203900	-.023500
0.252500	-.024200
0.300300	-.024500
0.397100	-.024900
0.496100	-.024400
0.596400	-.022900
0.798800	-.016400
0.899800	-.010500
0.950000	-.006300
1.000000	0.000000

3.4.Taula: Naca 8H12 Koordenatuak

NACA 8H12 profila:



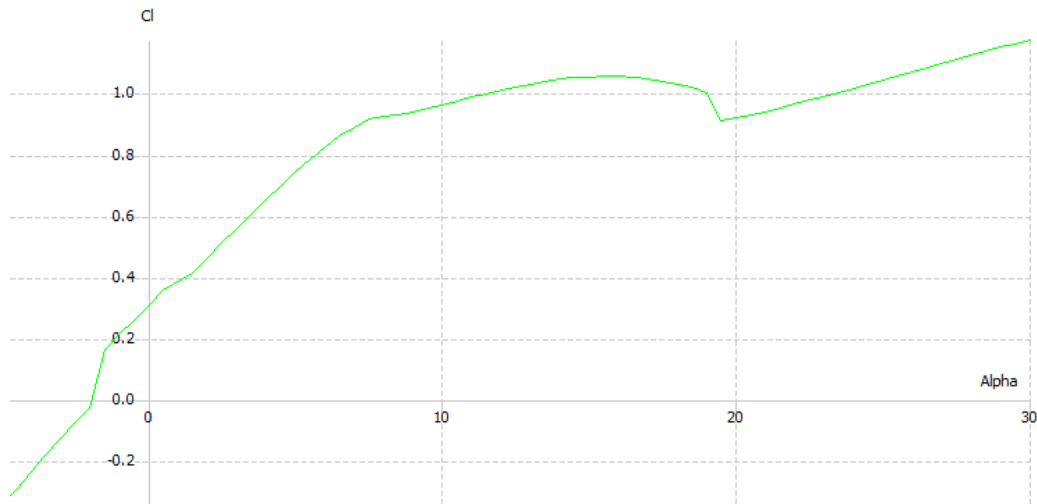
3.2. Irudia: Qblade programan diseinatutako profila



3.3. Irudia: Naca 8H12 pala

Naca 8H12 profila Qblade programaren bitartez bere ezaugarri batzuk kalkulatu eta aztertu dira.

Azterketa -5° eta 30° bitartean egin da. Lift koefizientea eta eraso-angeluaren arteko erlazioa.



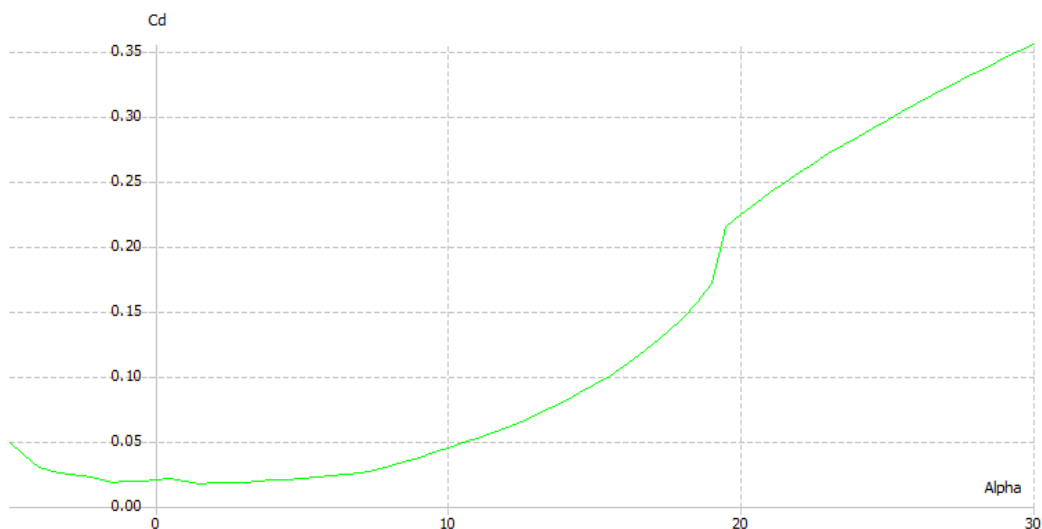
Lift koefizientea Vs Eraso-angeluaren

3.4.Irudia: Qblade programatik ateratako Naca 8H12 profilaren grafika

Irudian ikusten da nola lift koefizientearen balio igotzen dela eraso-angelua handitzen den eian. Eraso angelua 17° -takoa denean lift koefizientearen balio jaitzi egiten da 19° -arte, eta jarraian goratz igotzen jarraitzen du.

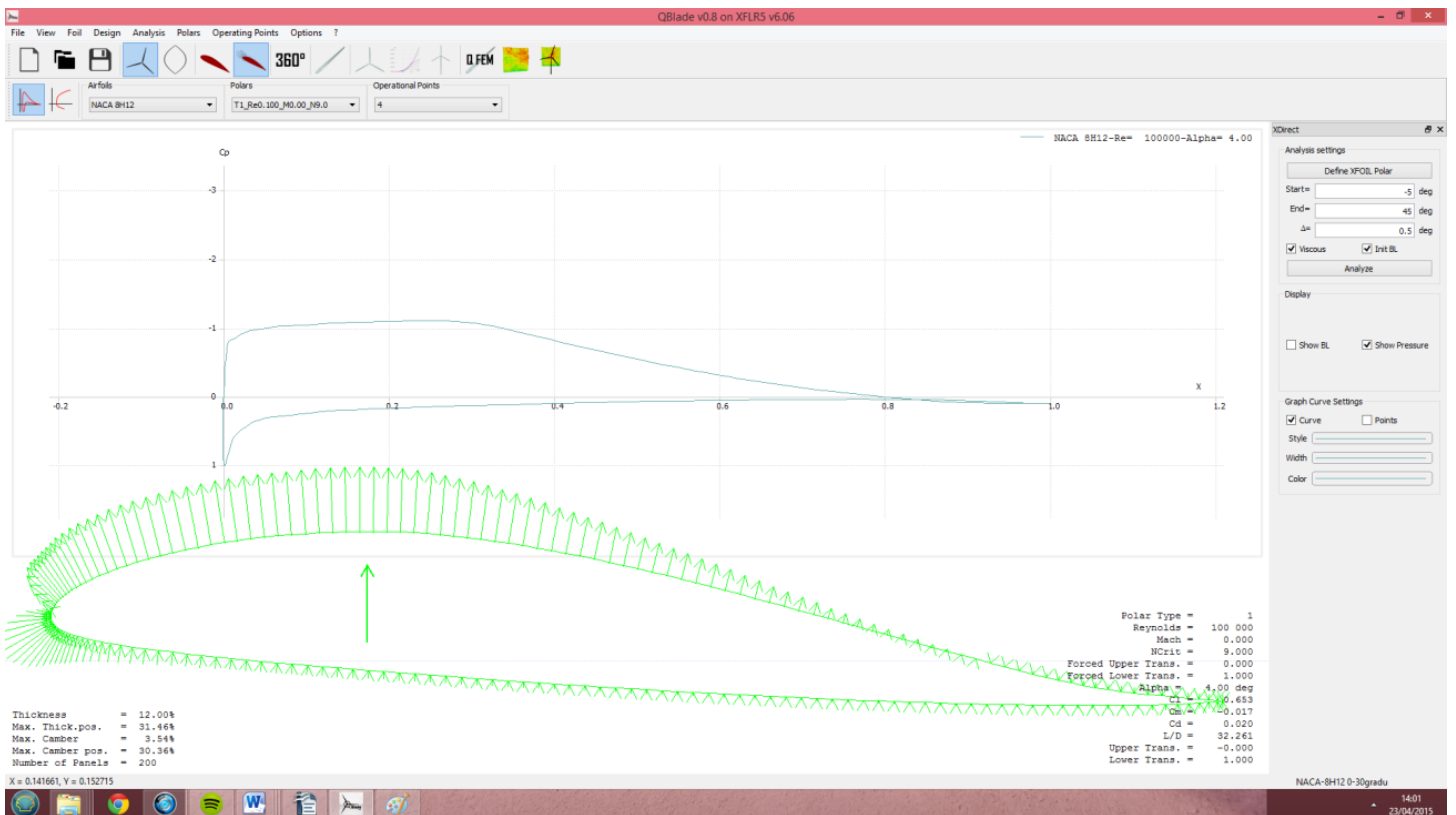
Beste erlazio bat drag erresistentzia eta eraso-angelua da. Hurrengo irudian argi ikusten den bezala eraso-angelua gero eta handiago palarek sortzen duen erresistentzia indarra handiagoa da.

Drag koefizientea Vs eraso-angeluaren



3.5. Irudia: Qblade programatik ateratako Naca 8H12 profilaren grafika

Nola eragiten duten, paleko sekzioan Lift presio indarrak.



3.6. Irudia: Qblade programatik ateratako Naca 8H12 profilaren grafika

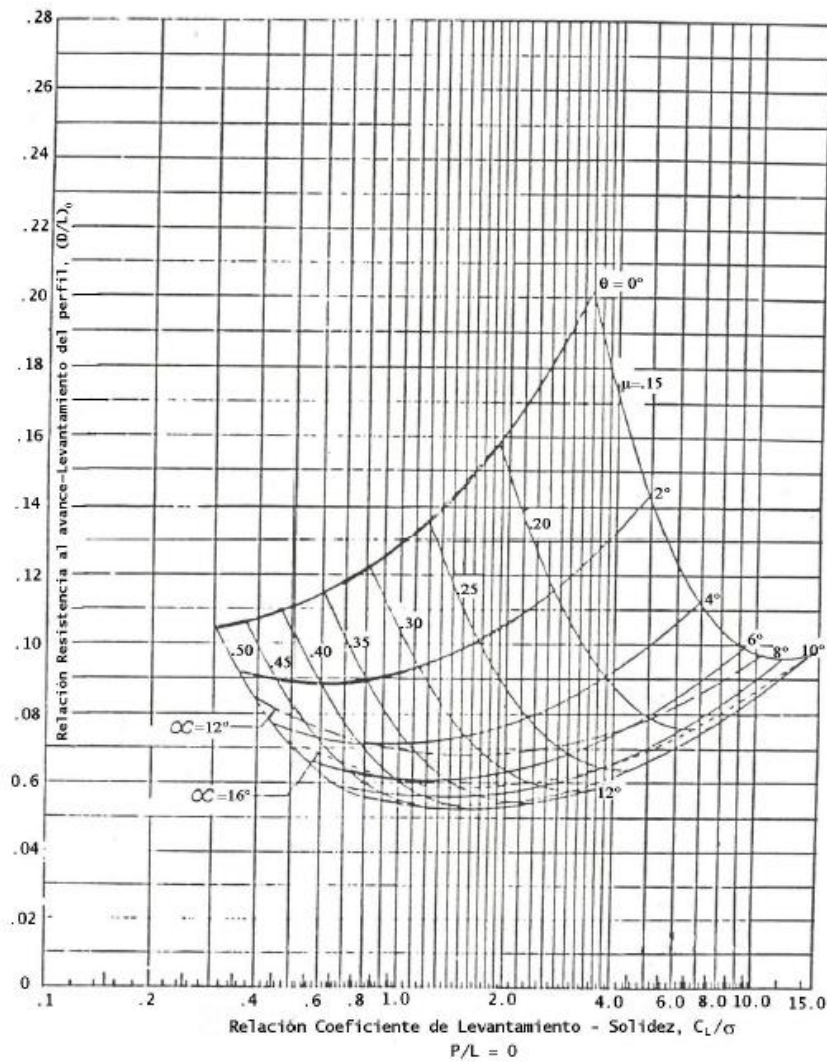
3.4.5. Errotore buruaren abiaduraren zehaztapena (RPM-tan)

Errotorearen biraketa abiadura zehazteko, autojiroak sustentzioan izan ditzakeen eskakizunak kontuan izan behar dira. Errotore palen dimentsioak eta jakin nolako profil aerodinamikoak erabiliko den, aurreratze erradioaren faktore batzuk kontuan izateko.

Aurreratze erradioa non, $\mu = \frac{V}{\Omega * R_r}$ eta diskoaren karga.

3.7. Irudia hurrengo grafikoari dagokio, Drag-Lift ratio NACA 8H12 profila duen errotorearentzat. Non zehaztu daiteken aurreratze erradioa eta hegaldi abiadura bakoitzarentzat Drag-en jatorria.

Drag-Lift ratio To NACA 8H12 profile rotor



3.7. Irudia

Aurreko iruditik errotoreren ezugarri importanteenak zehaztu daitezke. Pitch-en angelua eta aurreratze erradioa diren bezala, Lift coeficiente-solicity ratio CL/σ arabera, jakinik diskoaren solidotzea %3,789 dela.

CL- σ zehaztapena:

Abiadura (m/s)	CL requerido	CL/ σ
0,00	0	0
10,00	1,302	34,364
10,60	1,159	30,584
15,00	0,579	15,273
19,26	0,351	9,264
20,40	0,313	8,257
21,60	0,279	7,365
23,10	0,244	6,440
24,95	0,209	5,520

27,35	0,174	4,594
30,53	0,140	3,687
34,92	0,107	2,818
36,12	0,100	2,634
43,20	0,070	1,841
60,00	0,036	0,955
60,90	0,035	0,927

3.5. Taula: CL- σ zehaztapena

Balio hauek izanda, 3.7 Irudiarekin konparatuz, hurrengo ezaugarriak zehaztu daitezke. Kontuan izanda Pitch-aren angeluaren balio tipikoak 4 eta 6 bitartekoak direlarik. Proiektua egiteko 4 gradutako Pitch-aren angelua aukeratu da, egonkortze efektuak ondorio hau handitzen da, grabitate zentrua mugitzen da eta desorekatuko daiteke autogiroaren pisua hegaldian.

Errotorearen ezaugarri aerodinamikoak:

CL/ σ	D/L	μ
34,364	0,170	0,071
30,584	0,162	0,071
15,273	0,150	0,100
9,264	0,130	0,128
8,257	0,125	0,135
7,365	0,121	0,141
6,440	0,118	0,149
5,520	0,107	0,160
4,594	0,097	0,168
3,687	0,090	0,186
2,818	0,085	0,210
2,634	0,082	0,215
1,841	0,075	0,253
0,955	0,062	0,350
0,927	0,061	0,351

3.6Taula:aurreratze erradioaren balioak

Abiadura bakoitzarentzat errotorearen aurreratze erradioa ezaguturik eta horren definizioa jakinik, errotore buruaren biraketa abiaduren balioak lortu daitezke, aurreratze erradioaren definizioa erabiliz.

$$\mu = \frac{V}{\Omega * R_r}$$

3.12. Ekuazioa

$$\Omega = \frac{V}{\mu * R_r}$$

3.13. Ekuazioa

Errotore buruaren erreboluzioak kalkulatu daitezke abiadura kontutan izanda. Hurrengo formularekin:

$$RPM = \frac{\Omega * 60}{2\pi}$$

3.14. Ekuazioa

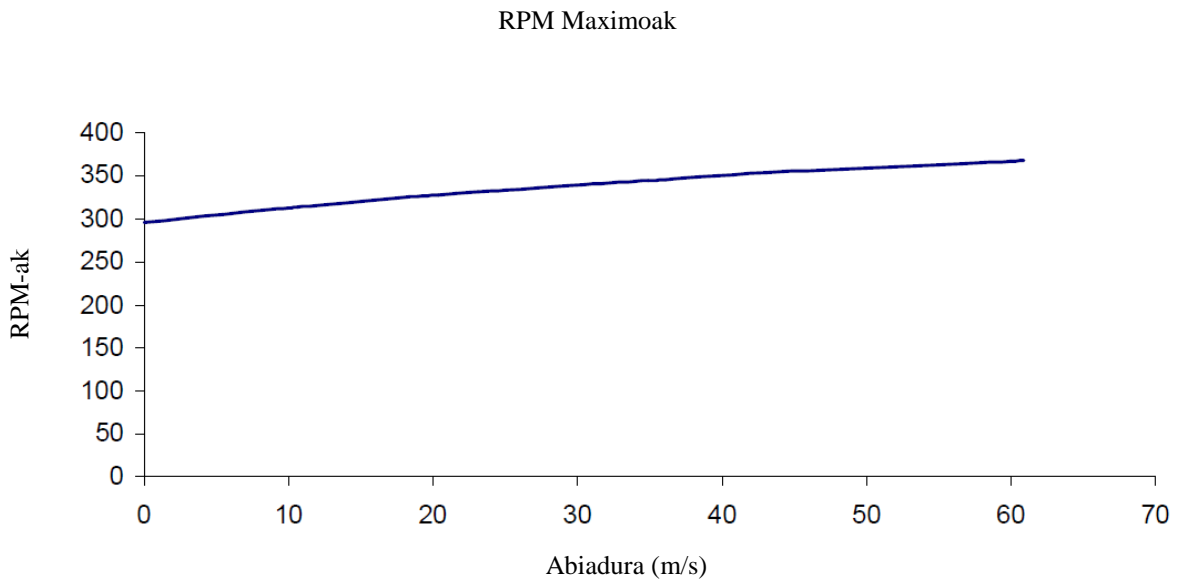
Errotorearen biraketa abiadura ($\theta = 4^\circ$):

Abiadura (m/s)	CL requerido	CL/ σ	Ω_{max} (rad/s)	RPM max
0,00				290,00
10,00	1,302	34,364	33,54	320,25
10,60	1,159	30,584	35,55	339,46
15,00	0,579	15,273	35,71	341,06
19,26	0,351	9,264	35,83	342,12
20,40	0,313	8,257	35,98	343,58
21,60	0,279	7,365	36,47	348,31
23,10	0,244	6,440	36,91	352,50
24,95	0,209	5,520	37,13	354,56
27,35	0,174	4,594	38,76	370,15
30,53	0,140	3,687	39,17	374,01
34,92	0,107	2,818	39,59	378,09
36,12	0,100	2,634	39,93	381,27
43,20	0,070	1,841	40,65	388,24
60,00	0,036	0,955	40,82	389,78
60,90	0,035	0,927	41,31	394,50

3.7.Taula: Errotorearen biraketa abiaura

Honela jakin daiteke ze biraketa abiadura beharko den beharrezko sustentazioa bermatzeko, hegaldiko abiadura bakoitzarentzat. Ikusten den bezala RPM-ak aldatu egiten dira abiadura linealarekin 290-tik 394,50-ra, 3.4 grafikoan ikusten den bezala.

RPM-ak hegaldiko abiadura bakoitzerako:



3.4 Grafikoa: Abiadura vs RPM

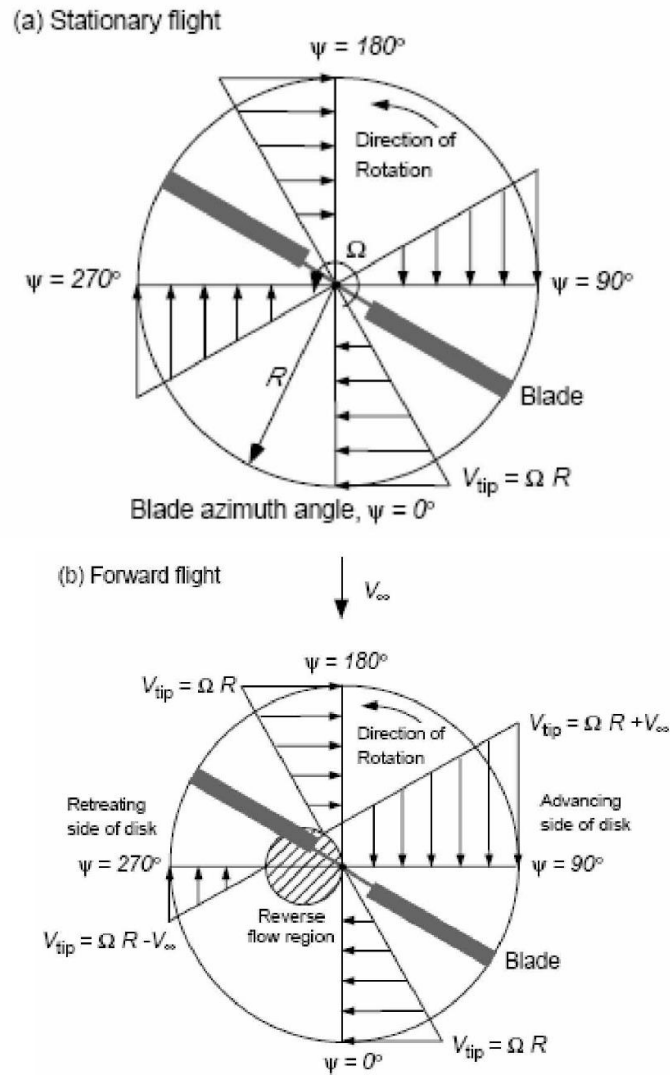
Autojiroak hegan egin ahal izateko, hasierako momento bat eman behar zaio errotore buruari. RPM minimo batzuk ematean deritxo eta horretarako sortzen dituen abiadura linealik izan gabe.

3.5 ABIADURAREN BANAKETA ETA SUSTENTAZIOA PALETAN

3.5.1 Abiaduraren banaketa:

Errotore buruak abiadura lineal batekin aurreraka lan egiten duenean, pala bakoitzean eragiten duen abiadura desberdina da, bakoitzaren posizioaren arabera. Posizio hori Azimut ψ angelua ematen da. $\Psi=0$ denean palak aurreratzearen kontrako norantzean aurkitzen da.

Pala bakoitzeko tokiko presio dinamikoak Azimut angeluaren erlazioarekin aldatzen da. $\Psi=90^\circ$ denean, palak abiadura maximoa dauka, $\psi=270^\circ$ denean berriz, minimoa eta $\psi=0^\circ$ eta $\psi=180^\circ$ abiaduren banaketa berdina da.

Abiaduren banaketa Azimut angelu desberdinetzat:

3.8. Irudia: Errotorearen distribuzioa angelu ezberdinetzako

(b) kasua aztertuko dugu, autojiroa aurrerantz eta errotore burua mugimenduan dagoen unea. Kalkuluak azimut angelu desberdinetan aztertuko dira. Kalkuluak gauzatzeko hegaldiko abiadura bat aukeratu da eta abiadura horri dagokion biraketa abiadura aukeratu da. Biraketa abiaduraren balioa aurrerago kalkulatu den 3.7 Taulatik atera da.

Datuak:

$V_{\infty} = 34,92 \text{ m/s}$ (Autojiroaren abiadura)

$$\Omega=39.59 \text{ rad/s}$$

1. lehengo kasua: $\psi=0^\circ$ eta $\psi=180^\circ$:

Kasu honetan bakarrik biraketa abiadura daukagu:

$$V_{tg} = \Omega \cdot R$$

3.15. Ekuazioa

Non:

V_{tg} (m/s)= palaren abiadura tangenziala

Ω (rad/s)= errotorearen biraketa abiadura

R (m)=palaren erradioa

Kalkulu guztiak Excel orrian burutu dira. Kalkuluak egiterakoan, pala 44 zatitan banatu da. Sekzio bakoitzak 0,1m dituelarik.

Palaren Rr (m)	Palaren Abiadura (m/s)
0	0
0,1	3,9518
0,2	7,9036
0,3	11,8554
0,4	15,8072
0,5	19,759
0,6	23,7108
0,7	27,6626
0,8	31,6144
0,9	35,5662
1	39,518
1,1	43,4698
1,2	47,4216
1,3	51,3734
1,4	55,3252
1,5	59,277

1,6	63,2288
1,7	67,1806
1,8	71,1324
1,9	75,0842
2	79,036
2,1	82,9878
2,2	86,9396
2,3	90,8914
2,4	94,8432
2,5	98,795
2,6	102,7468
2,7	106,6986
2,8	110,6504
2,9	114,6022
3	118,554
3,1	122,5058
3,2	126,4576
3,3	130,4094
3,4	134,3612
3,5	138,313
3,6	142,2648
3,7	146,2166
3,8	150,1684
3,9	154,1202
4	158,072
4,1	162,0238
4,2	165,9756

3.8. Taula: Palaren abiadura sekzioko zati bakoitzean

2. lehengo kasua: $\psi=90^\circ$:

Kasu honetan palaren abiadura maximoa da.

$$V_{pala\ aurreratz} = \Omega \cdot R + V_\infty$$

3.16 Ekuazioa

Palaren Lr (m)	Abiadura (m/s) (aurrerantz doan pala)
0	34,92
0,1	38,87918
0,2	42,83836
0,3	46,79754
0,4	50,75672
0,5	54,7159
0,6	58,67508
0,7	62,63426
0,8	66,59344
0,9	70,55262
1	74,5118
1,1	78,47098
1,2	82,43016
1,3	86,38934
1,4	90,34852
1,5	94,3077
1,6	98,26688
1,7	102,22606
1,8	106,18524
1,9	110,14442
2	114,1036
2,1	118,06278
2,2	122,02196
2,3	125,98114
2,4	129,94032
2,5	133,8995
2,6	137,85868
2,7	141,81786
2,8	145,77704
2,9	149,73622
3	153,6954
3,1	157,65458
3,2	161,61376
3,3	165,57294
3,4	169,53212

3,5	173,4913
3,6	177,45048
3,7	181,40966
3,8	185,36884
3,9	189,32802
4	193,2872
4,1	197,24638
4,2	201,20556

3.9. Taula: Palaren abiadura sekzioko zati bakoitzean

3. lehengo kasua: $\psi=270^\circ$:

Kasu honetan palaren abiadura minimoa da.

$$V_{Pala\ atzeratz} = \Omega \cdot R - V_\infty$$

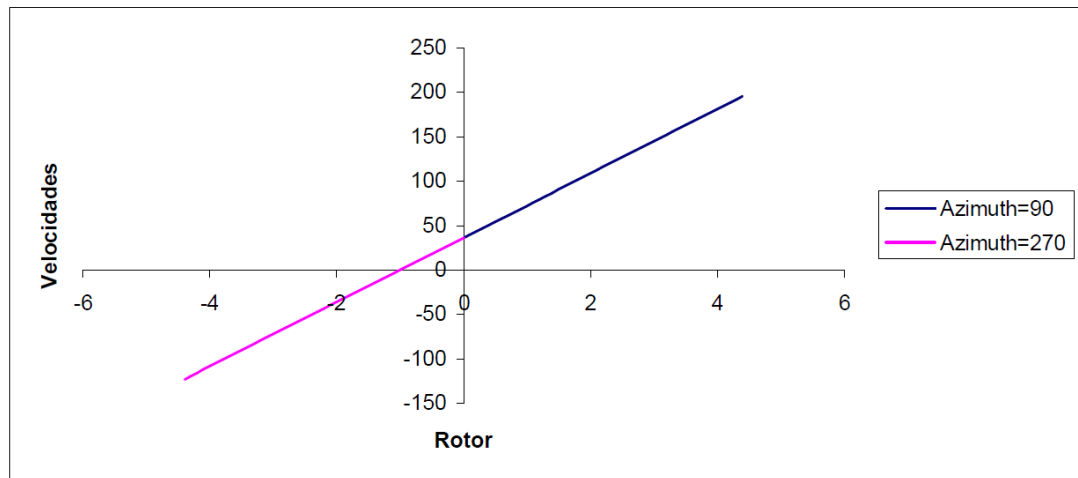
3.17. Ekuazioa

Palaren Lr (m)	Abiadura (m/s) (Pala atzerantz)
0	-34,92
0,1	-30,96082
0,2	-27,00164
0,3	-23,04246
0,4	-19,08328
0,5	-15,1241
0,6	-11,16492
0,7	-7,20574
0,8	-3,24656
0,9	0,71262
1	4,6718
1,1	8,63098
1,2	12,59016
1,3	16,54934
1,4	20,50852
1,5	24,4677
1,6	28,42688
1,7	32,38606

1,8	36,34524
1,9	40,30442
2	44,2636
2,1	48,22278
2,2	52,18196
2,3	56,14114
2,4	60,10032
2,5	64,0595
2,6	68,01868
2,7	71,97786
2,8	75,93704
2,9	79,89622
3	83,8554
3,1	87,81458
3,2	91,77376
3,3	95,73294
3,4	99,69212
3,5	103,6513
3,6	107,61048
3,7	111,56966
3,8	115,52884
3,9	119,48802
4	123,4472
4,1	127,40638
4,2	131,36556

3.10. Taula: Palaren abiadura sekzioko zati bakoitzean

Abiaduren banaketa $\psi=90^\circ$ eta $\psi=270^\circ$ denean:



3.5. Grafikoa: Abiaduraren distribuzioa palan

3.5.2 Sustentazioaren banaketa

Autojiroetan aurkitzen den arazo komunetako bat, palen sustentazioan disimetriarena da. Disimetria hau gertatzen da abiadura aldatzen delako azimut angelu arabera. Sustentazioaren banaketa handiagoa da $\psi=90^\circ$ pozisioan aurkitzen den palan $\psi=270^\circ$ -an baino, hori dela eta momento handiago bat eragiten du. Momentu horrek errotore buruan artikulazio bat jartzera behartzen gaitu palen mugimendu libre bat izaten Azimut pozisio bakoitzerako. Fenomeno honi flapeo deitzen zaio.

Errotore buruaren palen sustentazioaren banaketa Lift ekuazio normalaren bitartez kalkulatzen da. Zeinetan Pitch eta indukzitutako angelua aldatzen diren.

Burutuko diren kalkuluak Pitch angelu ezberdinentzat izango dira. Autojiro baten Pitch angelu optimoak 4° eta 6° bitartean egon behar dira, hori dela eta kalkuluak egiteko 4° , 5° eta 6° pitch aztertuko ditugu. Kalkuluak $\psi=90^\circ$ eta $\psi=270^\circ$ unean kalkulatuko dira. Kalkuluak burutzeko datu batzuk kontuan izango ditugu, non, datuak hauek diren. Kalkuluak Excel orrian burutu dira.

DATUAK:

						pitch 4°	pitch 5°	pitch 6°
Abiadura (km/h))	Abiadura (m/s)	Ω_{max} (rad/s)	V tang (m/s)	Abiadura totala (m/s)	α_r	ϕ_r	ϕ_r	ϕ_r
125,712	34,92	39,5918	166,2857	201,2057	2,0391	-1,9609	-2,9609	-3,9609

Datu moduan autogiroaren batzbesteko abiadura 34,92 (m/s) hartuz eta errotorearen biraketa abiadura $\Omega=39,59$ (rad/s) palaren sutentazioa eta drag balioak aterako dira. Eraso angelua jakinda $\alpha = 2^\circ$ dela abiadura eta errotorearen biraketa abiadura horretarako $\phi =$ indukzitutako angeluaren balioa aterako da.

Non:

$$\alpha = \theta + \phi$$

3.18. Ekuazioa

$$\phi = \alpha - \theta$$

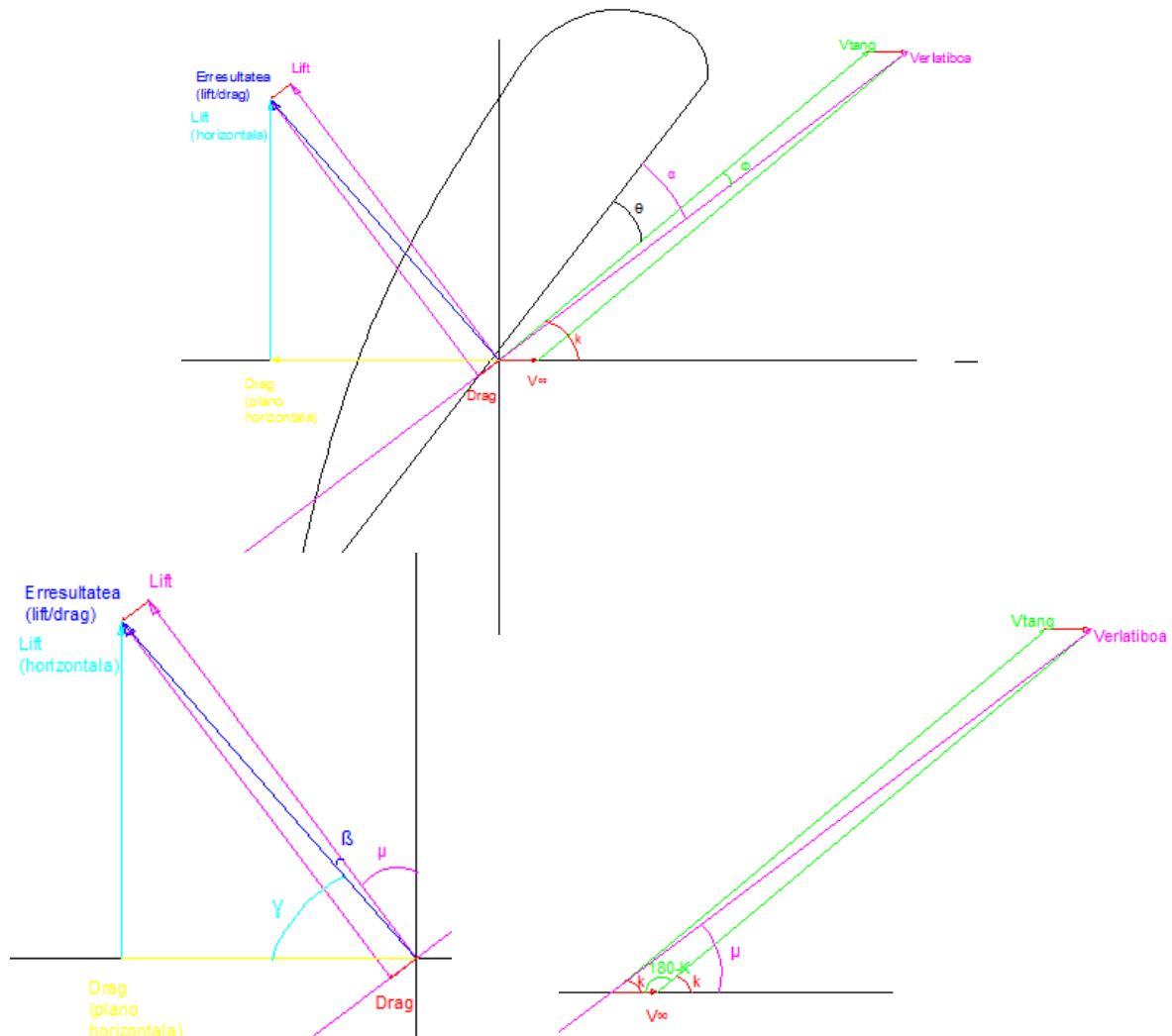
3.19. Ekuazioa

$\alpha(^{\circ})$ =eraso angelua

$\theta(^{\circ})$ = pitch angelua

$\phi(^{\circ})$ =indukzitutako angelua

3.5.2.1.Palaren aurrerantz $\Omega=90^\circ$ unean pitch=4°



3.9. Irudia: Indarren deskonpozaketa

Pala aurreratz doanean autojiroaren abiadura eta errotorearen biraketa abiadura bektoreak gehituz palen bitartetik pasatzen den airearen abiadura erlatiboa kalkulatu da. Sustentazioaren indarra (lift), airearen abiadura erlatiboaren bektorearekiko perpendikularra da beti eta palek sortzen duten erresistentzia indarra (Drag) bektorearen norabidea aire erlatiboaren bektorearekiko paraleloa. Lift indarra eta drag indarrak deskonposatu ondoren erresultantearen balioa kalkulatu dira. Erresultantearen balioa palno horizontalean eta bertikalean proiektatuz lift-taren eta Drag- balioak aterako dira.

Kalkuluak excel orrian burutu dira eta kontutan izan diren formulak hauek dira:

Datuak:

Palaren erradioa 4,2 m. Pala 10cm-ko zatitan banatu da kalkuluak burutzeko.

K ren balioa $K=1,96^\circ$

- 15. ekuazioarekin palaren abiadura tangenziala kalkulatu da.

$$V_{tg} = \Omega \cdot R$$

3.18. Ekuazioa

- $V_{avance} = V_\infty$ autojiroaren batzbezteko abiadura (34,92m/s)
- Verlatiboa (m/s) (airea/pala) hurrengo formularekin kalkulatu da

$$V_{erla(\frac{pala}{airea})} = \sqrt{(V_\infty)^2 + (\Omega \cdot R)^2 + (2 \cdot V_\infty) \cdot (\Omega \cdot R) \cdot \cos k}$$

3.16. Ekuazioa

- Sustentazioaren banaketa palan lift formula normalarekin definitu daiteke, 9.ekuazioarekin hain zuzen.

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S_r \cdot C_L$$

3.9. Ekuazioa

Baina sustentazioaren koefizientea errotorearen sustentazio kurba maldarekin definitu daiteko, eraso angeluaz biderkatuz.

$$C_L = a_R \cdot \alpha$$

3.19. Ekuazioa

Non:

$a_R = Kte$; sustentazio kurbaren malda **$kte=0,04157$**

Palaren azalera (S_R), palaren soka bider palaren luzeraren berdina da.

$$S_R = C * R$$

3.20. Ekuazioa

Orduan:

$$L_B = \frac{1}{2} * \rho * (V_{erla})^2 * (a_r * \alpha) * (C * R)$$

3.21. Ekuazioa

- Drag induzitua aireak palari eragiten dion erresistentzia da: hurrengo formularekin kalkulatzen da.

$$D_i = \frac{2L_B^2}{\rho * \pi * R * V_{erla}^2 * e}$$

3.22. Ekuazioa

Non:

$D_i(N)$ = Drag induzitua

$L_B(N)$ = Sustentazioa

$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = airearen dentsitatea

$R(m)$ = palaren luzera

$V_{erla} \left(\frac{m}{s}\right)$ = airearen abiadura erlatiboa

e = efizientzia faktorea

Efizientziaren balioa pitch angelu ezberdinentzako desberdina da vaina ia ez da aldatzen. Horregaitik kte bezala hartu da. Bere balioa 0,8812-koa da.

- μ = angeluaren balioa kalkulatzeko hurrengo ekuazioaren bitartez egin da.

$$\mu = \arcsin\left(\frac{V_{erla}}{\omega * R}\right) * (\sin 180^\circ - K)$$

3.23. Ekuazioa

$$Erresutatea \left(\frac{Lb}{Drag} \right) = \sqrt{(L_B)^2 + (D_R)^2}$$

3.24. Ekuazioa

- $\beta =$ angelua

$$\beta = \arcsin \left(\frac{Drag_{sekzioa}}{Erresutatea \left(\frac{Lb}{Drag} \right)} \right)$$

3.25. Ekuazioa

- $\gamma =$ angelua

$$\gamma = (90^\circ - \beta - \mu)$$

3.26. Ekuazioa

- Sustentazioaren balioa plano horizontalean proiektatuta:

$$L_B(\text{plano horizontalean}) = \sin \gamma * Rerresultatea \left(\frac{Lb}{Drag} \right)$$

3.27. Ekuazioa

- Drag erresistentziaren balioa plano horizontalarekiko proiektatuz.

$$D_R(\text{plano horizontalean}) = \cos \gamma * Rerresultatea \left(\frac{Lb}{Drag} \right)$$

3.28. Ekuazioa

Pala (m)	Vautojiro(m/s)	w (rad/s)	Vtang (m/s)	Verlatiboa (m/s) (airea/pala)	Verlatiboa (km/h)	Lb (N)	Lb (N) sekzioan	Drag inducido (N)
0,0	34,92	39,59	0,0000	34,9200	125,7120	0,0000	0,0000	0,0000
0,1	34,92	39,59	3,9590	38,8769	139,9569	1,9617	1,9617	0,1502

0,2	34,92	39,59	7,9180	42,8342	154,2032	4,7627	2,8010	0,1823
0,3	34,92	39,59	11,8770	46,7918	168,4505	8,5252	3,7625	0,2175
0,4	34,92	39,59	15,8360	50,7496	182,6987	13,3712	4,8460	0,2559
0,5	34,92	39,59	19,7950	54,7076	196,9474	19,4227	6,0515	0,2973
0,6	34,92	39,59	23,7540	58,6657	211,1966	26,8018	7,3791	0,3419
0,7	34,92	39,59	27,7130	62,6240	225,4463	35,6305	8,8288	0,3896
0,8	34,92	39,59	31,6720	66,5823	239,6962	46,0310	10,4005	0,4404
0,9	34,92	39,59	35,6310	70,5407	253,9465	58,1253	12,0943	0,4944
1	34,92	39,59	39,5900	74,4991	268,1969	72,0354	13,9101	0,5514
1,1	34,92	39,59	43,5490	78,4577	282,4476	87,8834	15,8480	0,6116
1,2	34,92	39,59	47,5080	82,4162	296,6984	105,7913	17,9079	0,6748
1,3	34,92	39,59	51,4670	86,3748	310,9494	125,8813	20,0899	0,7412
1,4	34,92	39,59	55,4260	90,3335	325,2005	148,2753	22,3940	0,8107
1,5	34,92	39,59	59,3850	94,2921	339,4517	173,0954	24,8201	0,8833
1,6	34,92	39,59	63,3440	98,2508	353,7030	200,4637	27,3683	0,9591
1,7	34,92	39,59	67,3030	102,2095	367,9544	230,5023	30,0386	1,0379
1,8	34,92	39,59	71,2620	106,1683	382,2058	263,3331	32,8308	1,1198
1,9	34,92	39,59	75,2210	110,1270	396,4574	299,0783	35,7452	1,2049
2	34,92	39,59	79,1800	114,0858	410,7090	337,8599	38,7816	1,2931
2,1	34,92	39,59	83,1390	118,0446	424,9606	379,8000	41,9401	1,3844
2,2	34,92	39,59	87,0980	122,0034	439,2123	425,0206	45,2206	1,4788
2,3	34,92	39,59	91,0570	125,9622	453,4640	473,6438	48,6232	1,5763
2,4	34,92	39,59	95,0160	129,9211	467,7158	525,7917	52,1478	1,6770
2,5	34,92	39,59	98,9750	133,8799	481,9676	581,5862	55,7945	1,7807
2,6	34,92	39,59	102,9340	137,8387	496,2195	641,1495	59,5633	1,8876
2,7	34,92	39,59	106,8930	141,7976	510,4714	704,6036	63,4541	1,9976
2,8	34,92	39,59	110,8520	145,7565	524,7233	772,0706	67,4670	2,1107
2,9	34,92	39,59	114,8110	149,7153	538,9752	843,6725	71,6019	2,2269
3	34,92	39,59	118,7700	153,6742	553,2272	919,5315	75,8589	2,3462
3,1	34,92	39,59	122,7290	157,6331	567,4791	999,7694	80,2380	2,4687
3,2	34,92	39,59	126,6880	161,5920	581,7311	1084,5085	84,7391	2,5942
3,3	34,92	39,59	130,6470	165,5509	595,9832	1173,8707	89,3622	2,7229
3,4	34,92	39,59	134,6060	169,5098	610,2352	1267,9782	94,1075	2,8547
3,5	34,92	39,59	138,5650	173,4687	624,4873	1366,9529	98,9747	2,9896

3,6	34,92	39,59	142,5240	177,4276	638,7393	1470,9170	103,9641	3,1276
3,7	34,92	39,59	146,4830	181,3865	652,9914	1579,9924	109,0755	3,2687
3,8	34,92	39,59	150,4420	185,3454	667,2435	1694,3014	114,3089	3,4130
3,9	34,92	39,59	154,4010	189,3043	681,4956	1813,9658	119,6644	3,5603
4	34,92	39,59	158,3600	193,2633	695,7477	1939,1078	125,1420	3,7108
4,1	34,92	39,59	162,3190	197,2222	709,9999	2069,8494	130,7416	3,8644
4,2	34,92	39,59	166,2780	201,1811	724,2520	2206,3127	136,4633	4,0211

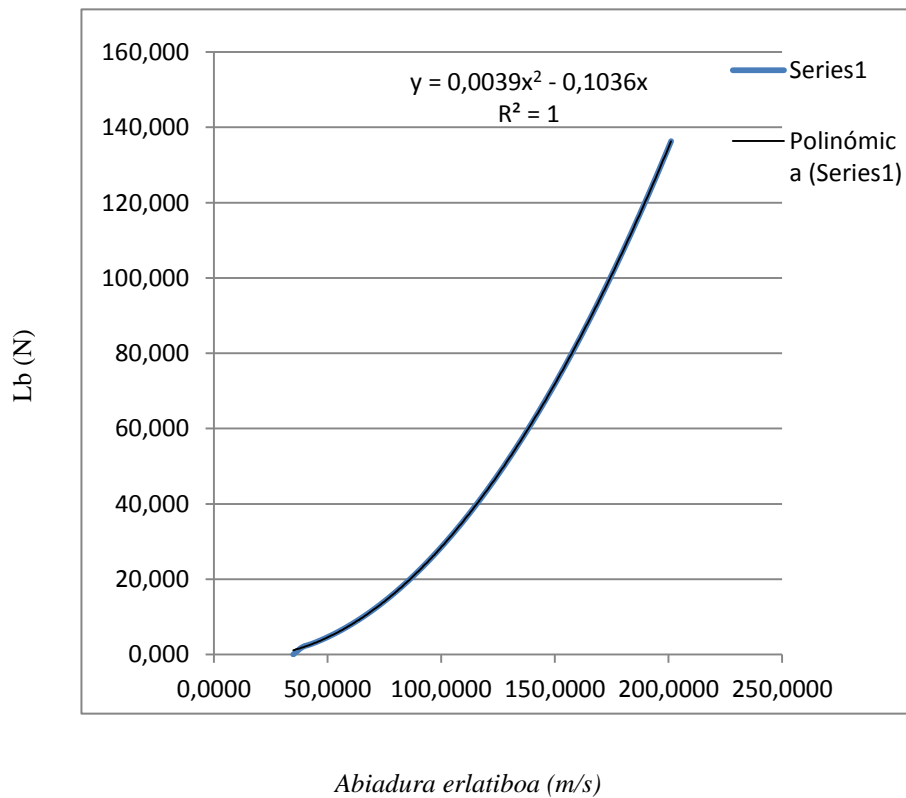
Bigarren zatia:

Drag sekzioan	μ (°)	β (°)	Erresultante (Lb/dr)	γ (°)	Sin γ (°)	Cos γ (°)	Lb(plano horizontalean)	Dr (plano horizontalean)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
0,150	19,624	4,377	1,967	65,999	0,914	0,407	1,929	0,800
0,032	10,662	0,657	2,801	78,681	0,981	0,196	2,772	0,550
0,035	7,743	0,537	3,763	81,720	0,990	0,144	3,737	0,542
0,038	6,292	0,453	4,846	83,254	0,993	0,117	4,821	0,569
0,041	5,424	0,393	6,052	84,184	0,995	0,101	6,027	0,613
0,045	4,845	0,346	7,379	84,809	0,996	0,090	7,354	0,668
0,048	4,432	0,310	8,829	85,258	0,997	0,083	8,803	0,730
0,051	4,123	0,280	10,401	85,597	0,997	0,077	10,374	0,798
0,054	3,882	0,255	12,094	85,862	0,997	0,072	12,066	0,873
0,057	3,690	0,235	13,910	86,075	0,998	0,068	13,880	0,952
0,060	3,532	0,217	15,848	86,250	0,998	0,065	15,817	1,037
0,063	3,401	0,202	17,908	86,396	0,998	0,063	17,875	1,126
0,066	3,290	0,189	20,090	86,520	0,998	0,061	20,055	1,219
0,069	3,195	0,178	22,394	86,627	0,998	0,059	22,357	1,318
0,073	3,113	0,168	24,820	86,720	0,998	0,057	24,782	1,420
0,076	3,041	0,159	27,368	86,801	0,998	0,056	27,328	1,527
0,079	2,977	0,150	30,039	86,872	0,999	0,055	29,996	1,639
0,082	2,921	0,143	32,831	86,936	0,999	0,053	32,786	1,755
0,085	2,870	0,136	35,745	86,994	0,999	0,052	35,698	1,875
0,088	2,824	0,130	38,782	87,045	0,999	0,052	38,732	1,999
0,091	2,783	0,125	41,940	87,092	0,999	0,051	41,888	2,128

0,094	2,746	0,120	45,221	87,135	0,999	0,050	45,166	2,261
0,098	2,712	0,115	48,623	87,173	0,999	0,049	48,566	2,398
0,101	2,680	0,111	52,148	87,209	0,999	0,049	52,088	2,539
0,104	2,652	0,107	55,795	87,242	0,999	0,048	55,731	2,685
0,107	2,625	0,103	59,563	87,272	0,999	0,048	59,497	2,835
0,110	2,600	0,099	63,454	87,300	0,999	0,047	63,385	2,989
0,113	2,577	0,096	67,467	87,327	0,999	0,047	67,395	3,147
0,116	2,556	0,093	71,602	87,351	0,999	0,046	71,527	3,309
0,119	2,536	0,090	75,859	87,374	0,999	0,046	75,781	3,476
0,122	2,518	0,087	80,238	87,395	0,999	0,045	80,156	3,647
0,126	2,500	0,085	84,739	87,415	0,999	0,045	84,654	3,822
0,129	2,484	0,082	89,362	87,434	0,999	0,045	89,274	4,001
0,132	2,468	0,080	94,108	87,451	0,999	0,044	94,016	4,185
0,135	2,454	0,078	98,975	87,468	0,999	0,044	98,879	4,372
0,138	2,440	0,076	103,964	87,484	0,999	0,044	103,865	4,564
0,141	2,427	0,074	109,076	87,499	0,999	0,044	108,973	4,760
0,144	2,415	0,072	114,309	87,513	0,999	0,043	114,202	4,960
0,147	2,403	0,071	119,665	87,526	0,999	0,043	119,554	5,165
0,150	2,392	0,069	125,142	87,539	0,999	0,043	125,028	5,373
0,154	2,382	0,067	130,742	87,551	0,999	0,043	130,623	5,586
0,157	2,372	0,066	136,463	87,563	0,999	0,043	136,340	5,803
							LB Guztira	Drag Guztira
							2203,775	106,015

3.11. Taula:Palaren lift eta drag indarrak proiektatuta

Excel orri honetan palaren 10cm-ko zati bakoitzean lift eta drag balioek eragiten dituen indarra deskonposatuta agertzen da plano horizontalarekiko.

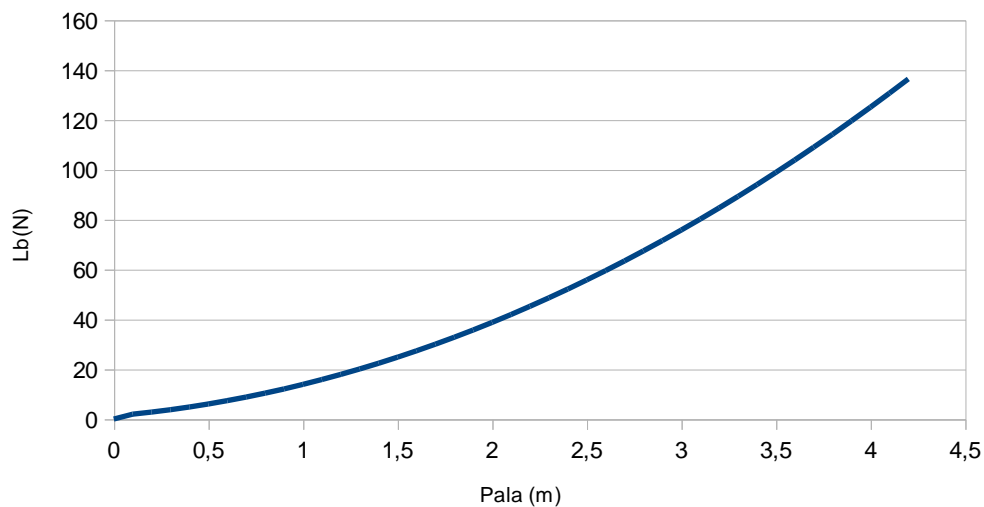
Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa

3.6. Grafikoa

3.6. grafikatik ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0039x^2 - 0,1036x$$

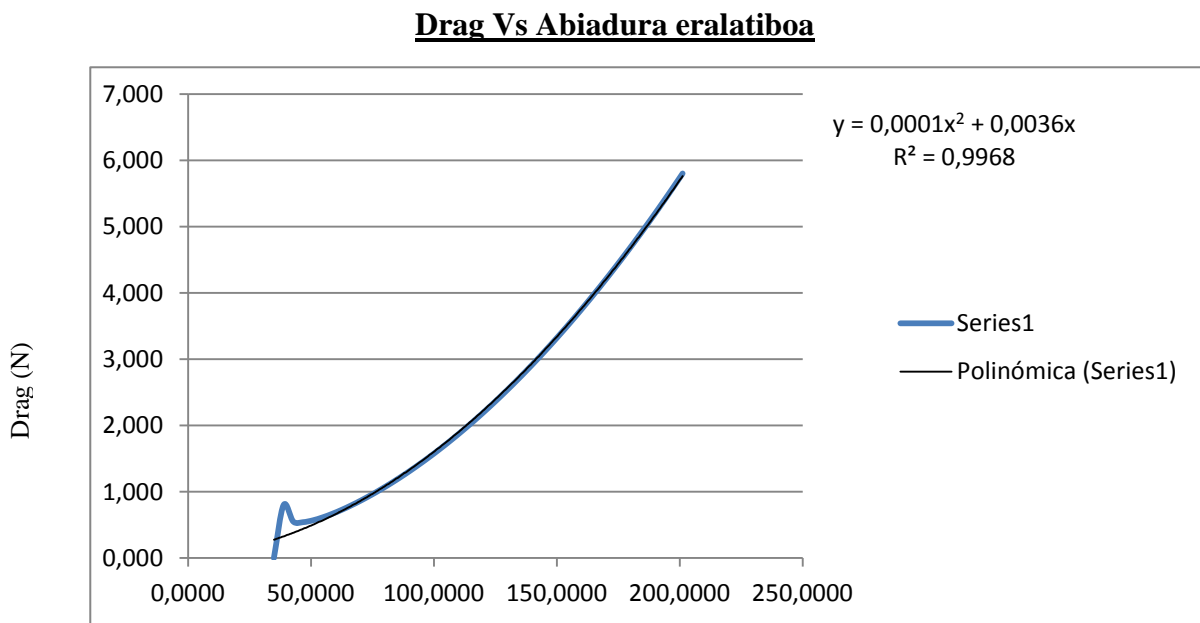
3.29. Ekuazioa

Sustentazioaren banaketa palan

3.7. Grafikoa

Grafikoa ikusten den bezala palaren puntan balioa handiagoa da palaren zentruan baino, beraz sustentazioaren indarra handitzen doa puntetarantz.

Palak jasaten duen sustentazio maximoa 2203,775 N -takoa da . Eta erresistentzia 106,015 N-takoa.

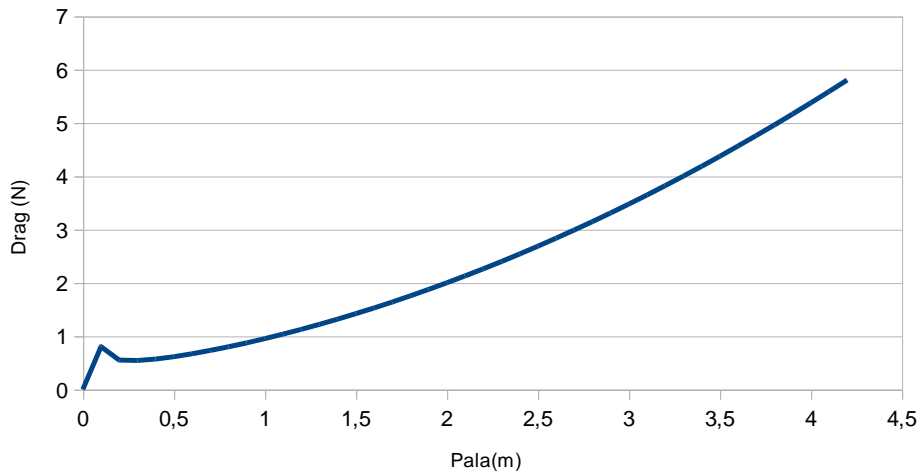


3.8. Grafikoa

3.8 grafikatik ekuazio polinomikoa atera da, 2. mailako ekuazioa hain zuzen. Grafikan ikusten den moduan kurbaren hasieran gorabehera bat dugu eta hori dela eta R^2 balioa ez da 1.

$$F_{Drag} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0001 + 0,0036x$$

3.30. Ekuazioa

Erresistentziaren banaketa palan

3.9. Grafikoa

2. Palaren aurrerantz $\Omega=90^\circ$ unean pitch=5° K=2,96°

Lehenago azaldutako formula berdinak erabiliz pitch 5° eta K=2,96° dituen errotore buruak kalkulatu ditugu palean sortzen diren lift eta drag balioak.

Pala (m)	Vautojiro (m/s)	w (rad/s)	Vtang (m/s)	Verlatiboa (m/s) (airea/pala)	Verlatiboa (km/h)	Lb (N)	Lb (N) sekzioan	Drag inducido (N)	Drag sekzioan
0	34,92	39,59	0	34,920	125,712	0,000	0,000	0,000	0,000
0,1	34,92	39,59	3,959	38,874	139,947	1,961	1,961	0,150	0,150
0,2	34,92	39,59	7,918	42,829	154,186	4,762	2,800	0,182	0,032
0,3	34,92	39,59	11,877	46,785	168,427	8,523	3,761	0,217	0,035
0,4	34,92	39,59	15,836	50,741	182,669	13,367	4,844	0,256	0,038
0,5	34,92	39,59	19,795	54,698	196,913	19,416	6,049	0,297	0,041
0,6	34,92	39,59	23,754	58,655	211,158	26,792	7,376	0,342	0,045
0,7	34,92	39,59	27,713	62,612	225,405	35,617	8,825	0,389	0,048
0,8	34,92	39,59	31,672	66,570	239,651	46,014	10,396	0,440	0,051
0,9	34,92	39,59	35,631	70,527	253,899	58,104	12,090	0,494	0,054
1	34,92	39,59	39,59	74,485	268,147	72,009	13,905	0,551	0,057

1,1	34,92	39,59	43,549	78,443	282,395	87,851	15,842	0,611	0,060
1,2	34,92	39,59	47,508	82,401	296,644	105,753	17,902	0,674	0,063
1,3	34,92	39,59	51,467	86,359	310,893	125,836	20,083	0,741	0,066
1,4	34,92	39,59	55,426	90,317	325,143	148,223	22,387	0,810	0,069
1,5	34,92	39,59	59,385	94,276	339,392	173,035	24,812	0,883	0,073
1,6	34,92	39,59	63,344	98,234	353,642	200,395	27,360	0,958	0,076
1,7	34,92	39,59	67,303	102,192	367,892	230,425	30,030	1,037	0,079
1,8	34,92	39,59	71,262	106,151	382,143	263,246	32,821	1,119	0,082
1,9	34,92	39,59	75,221	110,109	396,393	298,981	35,735	1,204	0,085
2	34,92	39,59	79,18	114,068	410,644	337,752	38,771	1,292	0,088
2,1	34,92	39,59	83,139	118,026	424,894	379,681	41,929	1,383	0,091
2,2	34,92	39,59	87,098	121,985	439,145	424,891	45,209	1,478	0,094
2,3	34,92	39,59	91,057	125,943	453,396	473,502	48,611	1,575	0,097
2,4	34,92	39,59	95,016	129,902	467,647	525,637	52,135	1,676	0,101
2,5	34,92	39,59	98,975	133,861	481,898	581,418	55,781	1,780	0,104
2,6	34,92	39,59	102,934	137,819	496,149	640,968	59,550	1,886	0,107
2,7	34,92	39,59	106,893	141,778	510,400	704,408	63,440	1,996	0,110
2,8	34,92	39,59	110,852	145,737	524,652	771,860	67,452	2,109	0,113
2,9	34,92	39,59	114,811	149,695	538,903	843,446	71,587	2,226	0,116
3	34,92	39,59	118,77	153,654	553,154	919,290	75,843	2,345	0,119
3,1	34,92	39,59	122,729	157,613	567,406	999,511	80,222	2,467	0,122
3,2	34,92	39,59	126,688	161,571	581,657	1084,233	84,722	2,593	0,125
3,3	34,92	39,59	130,647	165,530	595,909	1173,578	89,345	2,721	0,129
3,4	34,92	39,59	134,606	169,489	610,160	1267,667	94,089	2,853	0,132
3,5	34,92	39,59	138,565	173,448	624,412	1366,624	98,956	2,988	0,135
3,6	34,92	39,59	142,524	177,407	638,664	1470,569	103,945	3,126	0,138
3,7	34,92	39,59	146,483	181,365	652,915	1579,624	109,056	3,267	0,141
3,8	34,92	39,59	150,442	185,324	667,167	1693,913	114,289	3,411	0,144
3,9	34,92	39,59	154,401	189,283	681,419	1813,557	119,644	3,558	0,147
4	34,92	39,59	158,36	193,242	695,671	1938,678	125,121	3,709	0,150
4,1	34,92	39,59	162,319	197,201	709,922	2069,397	130,720	3,862	0,154
4,2	34,92	39,59	166,278	201,159	724,174	2205,838	136,441	4,019	0,157

Bigarren zatia:

μ (°)	Erresultante(Lb/dr)	β (°)	γ (°)	$\text{Sin}\gamma$ (°)	$\text{Cos}\gamma$ (°)	Lb(plano horizontalean)	Dr (plano horizontalean)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
30,467	1,967	4,376	55,157	0,821	0,571	1,614	1,124
16,219	2,800	0,657	73,124	0,957	0,290	2,680	0,813
11,736	3,761	0,536	77,727	0,977	0,213	3,675	0,800
9,524	4,844	0,453	80,023	0,985	0,173	4,771	0,839
8,203	6,049	0,392	81,404	0,989	0,149	5,981	0,904
7,326	7,376	0,346	82,328	0,991	0,133	7,310	0,985
6,700	8,825	0,309	82,991	0,993	0,122	8,759	1,077
6,231	10,397	0,280	83,489	0,994	0,113	10,330	1,179
5,867	12,090	0,255	83,878	0,994	0,107	12,021	1,289
5,575	13,905	0,235	84,190	0,995	0,101	13,834	1,408
5,337	15,842	0,217	84,446	0,995	0,097	15,768	1,533
5,139	17,902	0,202	84,659	0,996	0,093	17,824	1,666
4,971	20,083	0,189	84,840	0,996	0,090	20,002	1,806
4,827	22,387	0,178	84,995	0,996	0,087	22,302	1,953
4,702	24,812	0,168	85,130	0,996	0,085	24,723	2,106
4,593	27,360	0,158	85,248	0,997	0,083	27,266	2,266
4,497	30,030	0,150	85,353	0,997	0,081	29,931	2,433
4,411	32,822	0,143	85,446	0,997	0,079	32,718	2,606
4,335	35,735	0,136	85,529	0,997	0,078	35,627	2,786
4,266	38,771	0,130	85,604	0,997	0,077	38,657	2,972
4,204	41,929	0,125	85,671	0,997	0,075	41,810	3,165
4,147	45,209	0,120	85,733	0,997	0,074	45,084	3,364
4,096	48,611	0,115	85,789	0,997	0,073	48,480	3,569
4,048	52,135	0,111	85,841	0,997	0,073	51,998	3,781
4,005	55,781	0,107	85,889	0,997	0,072	55,638	3,999
3,965	59,550	0,103	85,933	0,997	0,071	59,400	4,224
3,927	63,440	0,099	85,973	0,998	0,070	63,283	4,455
3,893	67,452	0,096	86,011	0,998	0,070	67,289	4,692
3,861	71,587	0,093	86,047	0,998	0,069	71,416	4,936
3,830	75,843	0,090	86,079	0,998	0,068	75,666	5,186

3,802	80,222	0,087	86,110	0,998	0,068	80,037	5,442
3,776	84,722	0,085	86,139	0,998	0,067	84,530	5,705
3,751	89,345	0,082	86,166	0,998	0,067	89,145	5,974
3,728	94,090	0,080	86,192	0,998	0,066	93,882	6,249
3,706	98,956	0,078	86,216	0,998	0,066	98,741	6,531
3,685	103,945	0,076	86,239	0,998	0,066	103,721	6,819
3,666	109,056	0,074	86,260	0,998	0,065	108,824	7,113
3,647	114,289	0,072	86,281	0,998	0,065	114,048	7,414
3,629	119,644	0,071	86,300	0,998	0,065	119,394	7,721
3,613	125,121	0,069	86,318	0,998	0,064	124,863	8,034
3,597	130,720	0,067	86,336	0,998	0,064	130,453	8,354
3,582	136,441	0,066	86,353	0,998	0,064	136,165	8,680
						Lb Guztira	Drag Guztira
						2199,658	157,951

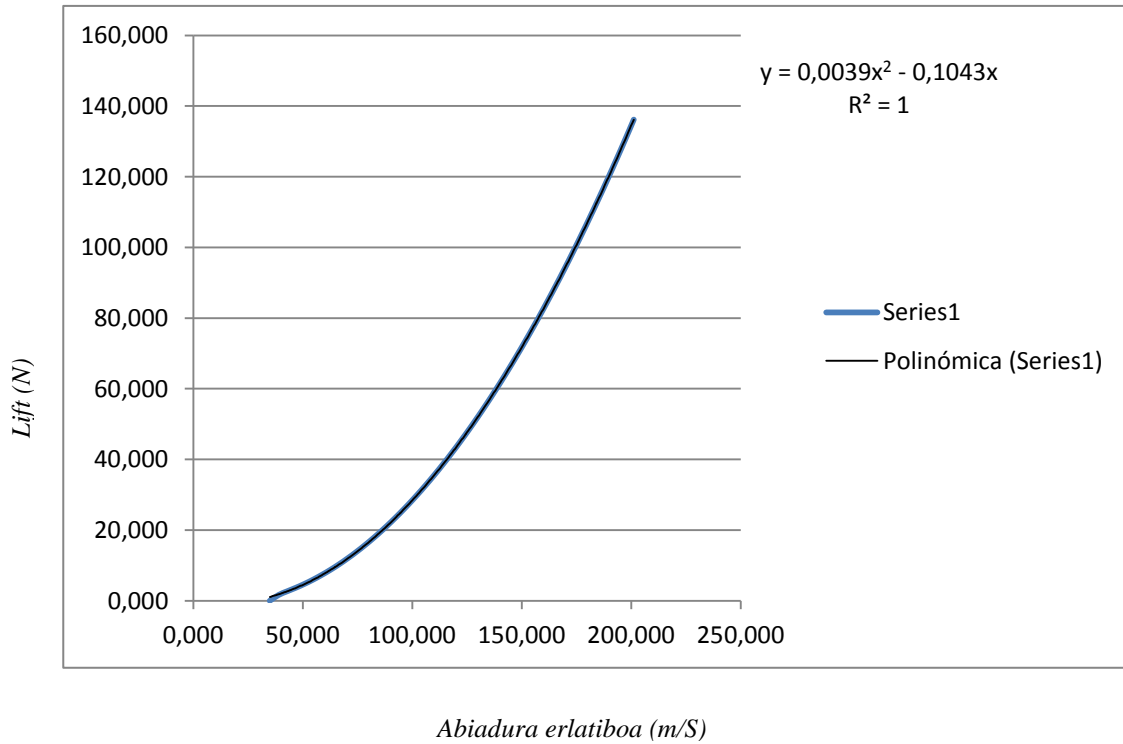
3.12. Taula: Palaren lift eta drag indarrak proiektatuta

3.12. Taulan ikusten den bezala palaren puntan balioa handiagoa da palaren zentruan baino, beraz sustentazioaren indarra handitzen doa puntetarantz.

Palak jasaten duen sustentazio maximoa 2199,658 N –takoa da . Eta erresistentzia 157,951 N-takoa.

Aurreko balioekin kontratuz sustentazioaren balioa zerbait txikitu da baina erresistentziaren balioa 106,015 tik 157,951 igon da. Hau dena pitch angelua gradu bat aldatuta.

Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa



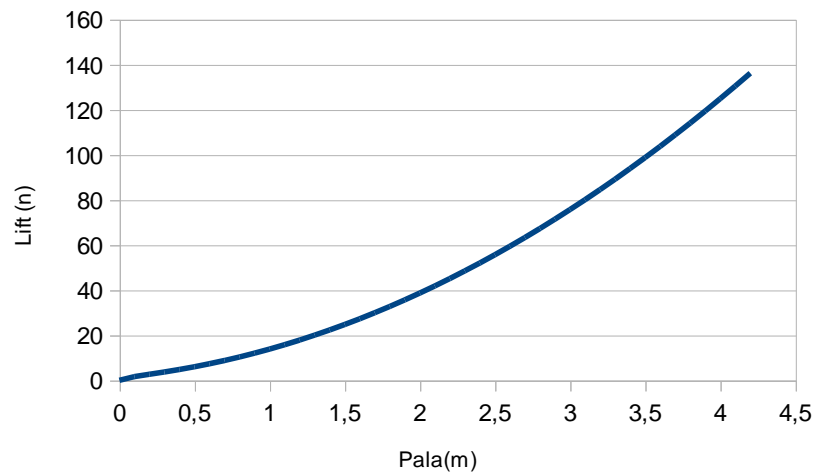
3.10. Grafikoa

3.10 grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0039x^2 - 0,1043x$$

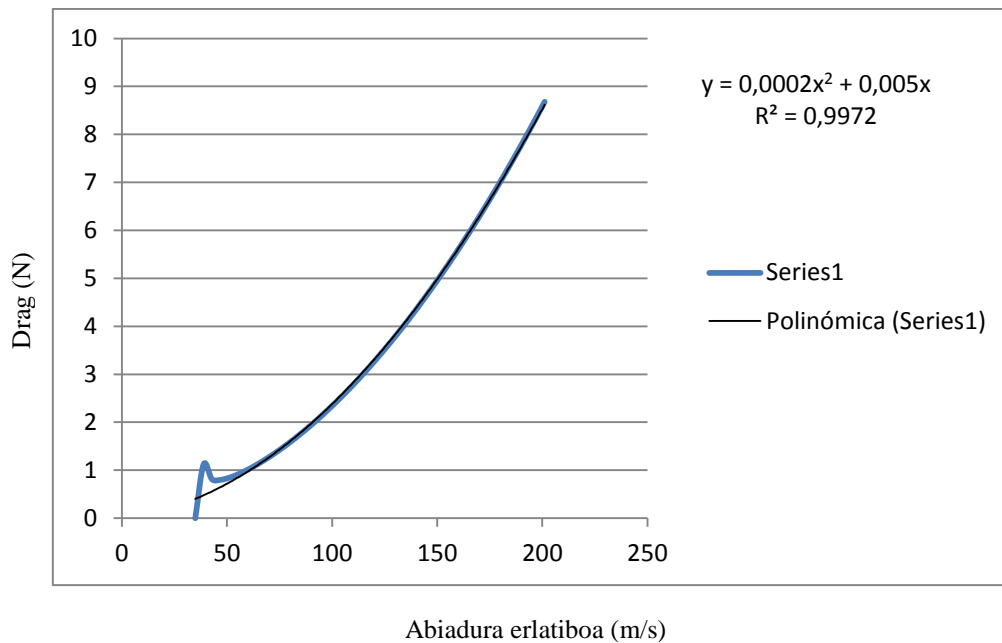
3.31. Ekuazioa

Sustentazioaren banaketa palan



3.11. Grafikoa

Drag Vs Abiadura erlatiboa



3.12. Grafikoa

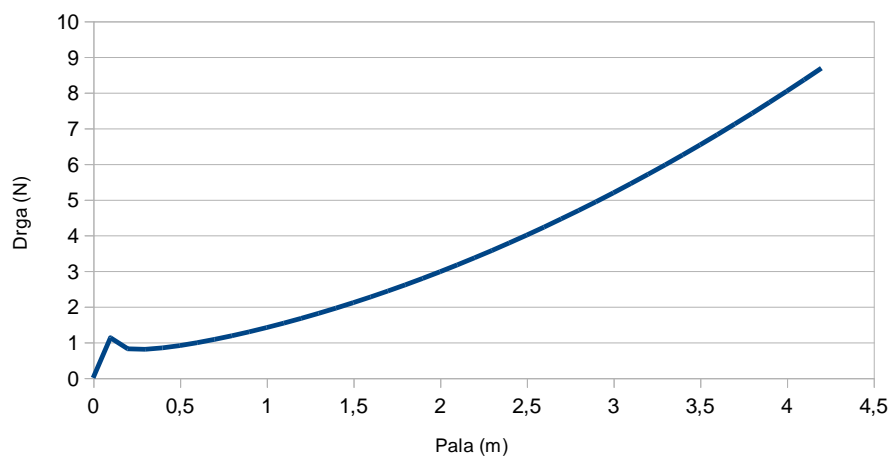
3.12. grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Drag} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0002x^2 + 0,005x$$

3.32. Ekuazioa

Hemen ere, kurbaren hasieran pikua ditugu eta hori dela eta gure R^2 ez da bat.

Erresistentziaren banaketa palan



3.13. Grafikoa

3. Palaren aurrerantz $\Omega=90^\circ$ unean pitch=6° K=3,96°

Lehenago azaldutako formula berdinak erabiliz pitch 6° eta K=3,96° dituenean errore buruak kalkulatu ditugu palean sortzen diren lift eta drag balioak.

Pala (m)	Vautojiro (m/s)	w (rad/s)	Vtang (m/s)	Verlatiboa (m/s) (airea/pala)	Verlatiboa (km/h)	Lb (N)	Lb (N) sekzioan	Drag inducido (N)	Drag sekzioan
0	34,92	39,59	0	34,920	125,712	0,000	0,000	0,000	0,000
0,1	34,92	39,59	3,959	38,871	139,934	1,961	1,961	0,150	0,150
0,2	34,92	39,59	7,918	42,823	154,161	4,760	2,799	0,182	0,032
0,3	34,92	39,59	11,877	46,776	168,393	8,519	3,759	0,217	0,035
0,4	34,92	39,59	15,836	50,730	182,628	13,361	4,841	0,256	0,038
0,5	34,92	39,59	19,795	54,685	196,865	19,406	6,046	0,297	0,041
0,6	34,92	39,59	23,754	58,640	211,105	26,778	7,372	0,342	0,045
0,7	34,92	39,59	27,713	62,596	225,346	35,599	8,820	0,389	0,048
0,8	34,92	39,59	31,672	66,552	239,588	45,990	10,391	0,440	0,051
0,9	34,92	39,59	35,631	70,509	253,832	58,073	12,083	0,494	0,054
1	34,92	39,59	39,59	74,466	268,076	71,971	13,898	0,551	0,057
1,1	34,92	39,59	43,549	78,423	282,322	87,805	15,834	0,611	0,060
1,2	34,92	39,59	47,508	82,380	296,568	105,698	17,893	0,675	0,063
1,3	34,92	39,59	51,467	86,337	310,814	125,772	20,074	0,741	0,066
1,4	34,92	39,59	55,426	90,295	325,061	148,148	22,377	0,810	0,069
1,5	34,92	39,59	59,385	94,252	339,309	172,950	24,801	0,883	0,073
1,6	34,92	39,59	63,344	98,210	353,557	200,298	27,348	0,959	0,076
1,7	34,92	39,59	67,303	102,168	367,805	230,315	30,017	1,038	0,079
1,8	34,92	39,59	71,262	106,126	382,054	263,124	32,808	1,119	0,082
1,9	34,92	39,59	75,221	110,084	396,303	298,845	35,721	1,205	0,085
2	34,92	39,59	79,18	114,042	410,552	337,601	38,756	1,293	0,088
2,1	34,92	39,59	83,139	118,000	424,801	379,515	41,914	1,384	0,091
2,2	34,92	39,59	87,098	121,958	439,051	424,708	45,193	1,478	0,094
2,3	34,92	39,59	91,057	125,917	453,300	473,302	48,594	1,576	0,098
2,4	34,92	39,59	95,016	129,875	467,550	525,419	52,117	1,677	0,101
2,5	34,92	39,59	98,975	133,833	481,800	581,182	55,763	1,780	0,104

2,6	34,92	39,59	102,934	137,792	496,050	640,712	59,530	1,887	0,107
2,7	34,92	39,59	106,893	141,750	510,301	704,132	63,420	1,997	0,110
2,8	34,92	39,59	110,852	145,709	524,551	771,564	67,431	2,110	0,113
2,9	34,92	39,59	114,811	149,667	538,801	843,129	71,565	2,226	0,116
3	34,92	39,59	118,77	153,626	553,052	918,949	75,821	2,346	0,119
3,1	34,92	39,59	122,729	157,584	567,303	999,148	80,199	2,468	0,122
3,2	34,92	39,59	126,688	161,543	581,553	1083,846	84,698	2,594	0,126
3,3	34,92	39,59	130,647	165,501	595,804	1173,166	89,320	2,723	0,129
3,4	34,92	39,59	134,606	169,460	610,055	1267,230	94,064	2,854	0,132
3,5	34,92	39,59	138,565	173,418	624,306	1366,161	98,930	2,989	0,135
3,6	34,92	39,59	142,524	177,377	638,557	1470,079	103,918	3,127	0,138
3,7	34,92	39,59	146,483	181,336	652,808	1579,107	109,028	3,268	0,141
3,8	34,92	39,59	150,442	185,294	667,060	1693,367	114,260	3,413	0,144
3,9	34,92	39,59	154,401	189,253	681,311	1812,982	119,615	3,560	0,147
4	34,92	39,59	158,36	193,212	695,562	1938,073	125,091	3,711	0,150
4,1	34,92	39,59	162,319	197,170	709,813	2068,762	130,689	3,864	0,154
4,2	34,92	39,59	166,278	201,129	724,065	2205,172	136,410	4,021	0,157

Bigarren zatia:

μ (°)	Erresultante(Lb/dr)	β (°)	γ (°)	Sin γ (°)	Cos γ (°)	Lb(plano horizontalean)	Dr (plano horizontalean)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
42,691	1,967	4,379	42,929	0,681	0,732	1,340	1,440
21,931	2,799	0,657	67,412	0,923	0,384	2,585	1,075
15,782	3,759	0,537	73,681	0,960	0,281	3,608	1,056
12,781	4,842	0,454	76,765	0,973	0,229	4,713	1,108
10,998	6,046	0,393	78,609	0,980	0,198	5,927	1,194
9,816	7,372	0,346	79,838	0,984	0,176	7,256	1,301
8,974	8,820	0,310	80,716	0,987	0,161	8,705	1,423
8,344	10,391	0,280	81,376	0,989	0,150	10,273	1,558
7,855	12,083	0,256	81,890	0,990	0,141	11,963	1,705
7,464	13,898	0,235	82,301	0,991	0,134	13,773	1,862

7,144	15,835	0,218	82,638	0,992	0,128	15,704	2,029
6,878	17,893	0,203	82,920	0,992	0,123	17,757	2,206
6,653	20,074	0,189	83,158	0,993	0,119	19,931	2,391
6,460	22,377	0,178	83,362	0,993	0,116	22,227	2,587
6,293	24,801	0,168	83,540	0,994	0,113	24,644	2,791
6,147	27,348	0,159	83,695	0,994	0,110	27,183	3,004
6,018	30,017	0,150	83,832	0,994	0,107	29,844	3,225
5,903	32,808	0,143	83,954	0,994	0,105	32,626	3,456
5,801	35,721	0,136	84,063	0,995	0,103	35,530	3,695
5,708	38,756	0,130	84,161	0,995	0,102	38,555	3,943
5,625	41,914	0,125	84,250	0,995	0,100	41,703	4,199
5,549	45,193	0,120	84,331	0,995	0,099	44,972	4,464
5,480	48,594	0,115	84,405	0,995	0,097	48,363	4,738
5,417	52,118	0,111	84,473	0,995	0,096	51,875	5,020
5,358	55,763	0,107	84,535	0,995	0,095	55,509	5,311
5,304	59,530	0,103	84,593	0,996	0,094	59,266	5,610
5,255	63,420	0,099	84,646	0,996	0,093	63,143	5,918
5,208	67,432	0,096	84,696	0,996	0,092	67,143	6,234
5,165	71,565	0,093	84,742	0,996	0,092	71,264	6,558
5,125	75,821	0,090	84,785	0,996	0,091	75,507	6,892
5,087	80,199	0,087	84,825	0,996	0,090	79,872	7,233
5,052	84,698	0,085	84,863	0,996	0,090	84,358	7,584
5,019	89,320	0,083	84,899	0,996	0,089	88,966	7,942
4,988	94,064	0,080	84,932	0,996	0,088	93,696	8,309
4,958	98,930	0,078	84,964	0,996	0,088	98,548	8,685
4,931	103,918	0,076	84,993	0,996	0,087	103,522	9,069
4,904	109,028	0,074	85,022	0,996	0,087	108,617	9,462
4,879	114,260	0,072	85,048	0,996	0,086	113,834	9,863
4,856	119,615	0,071	85,074	0,996	0,086	119,173	10,272
4,833	125,091	0,069	85,098	0,996	0,085	124,633	10,690
4,812	130,689	0,067	85,121	0,996	0,085	130,216	11,116
4,792	136,410	0,066	85,142	0,996	0,085	135,920	11,551
						Guztira	Guztira
						2194,242	209,767

3.13. Taula: Palaren lift eta drag indarrak proiektatuta

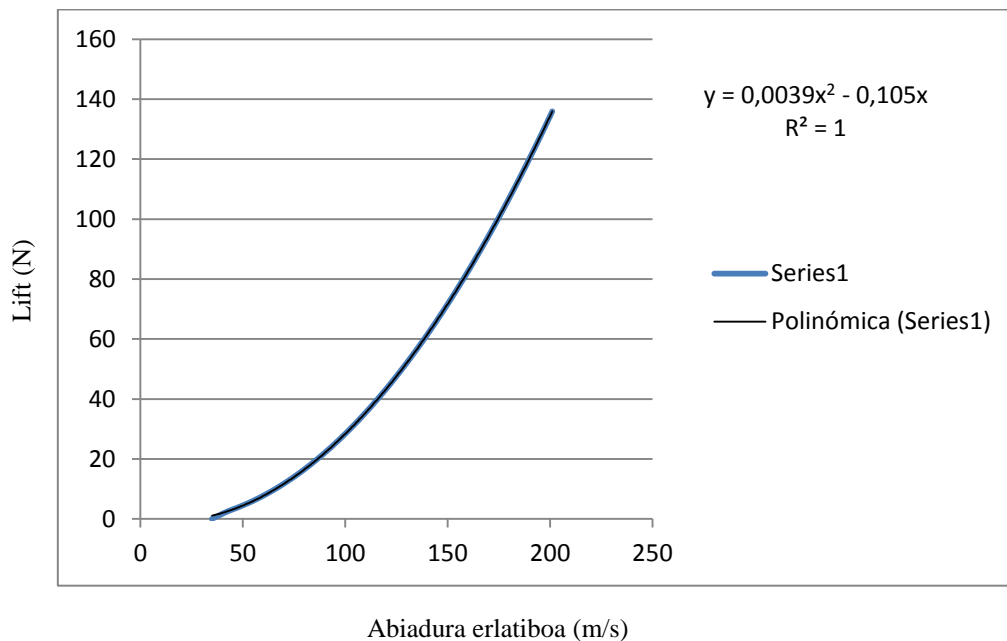
3.13 Taulan ikusten den bezala palaren puntan balioa handiagoa da palaren zentruan baino, beraz sustentazioaren indarra handitzen doa puntetarantz.

Palak jasaten duen sustentazio maximoa 2194,242 N -takoa da . Eta erresistentzia 209,767 N-takoa.

Hiru kasuak aztertzen badira, pitch angelua handitzen denean sustentazioaren balioa pizka bat jaizten da norantza horizontalean baina proiektatu barik bagoen bektorearen balioa berriz handiagoa da. Proiektatzean balioa zer bait txikitzen da.

Drag-aren balioa berriz handitu egiten da, pitch angelua handitzen den elean erresistentziaren balioa ere handitu egiten da.

Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa



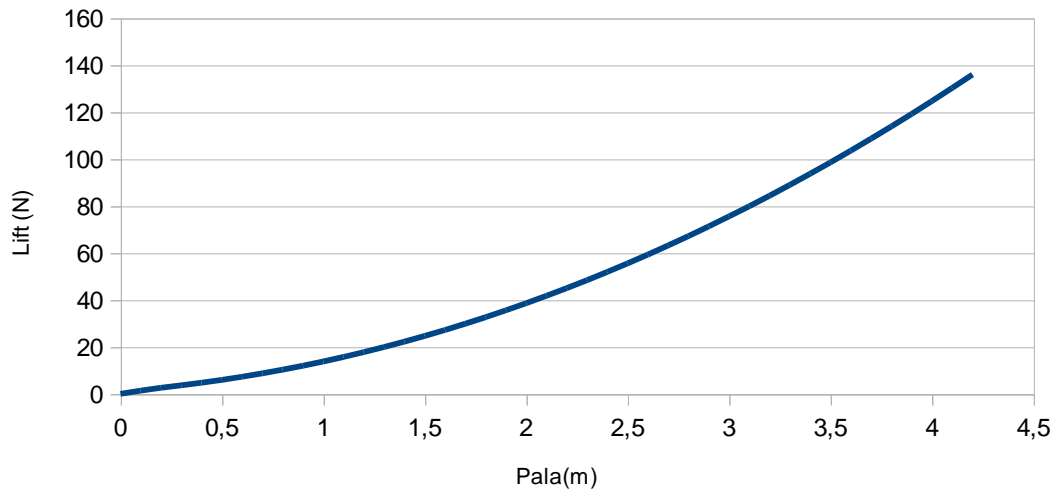
3.14. Grafikoa

3.14. grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

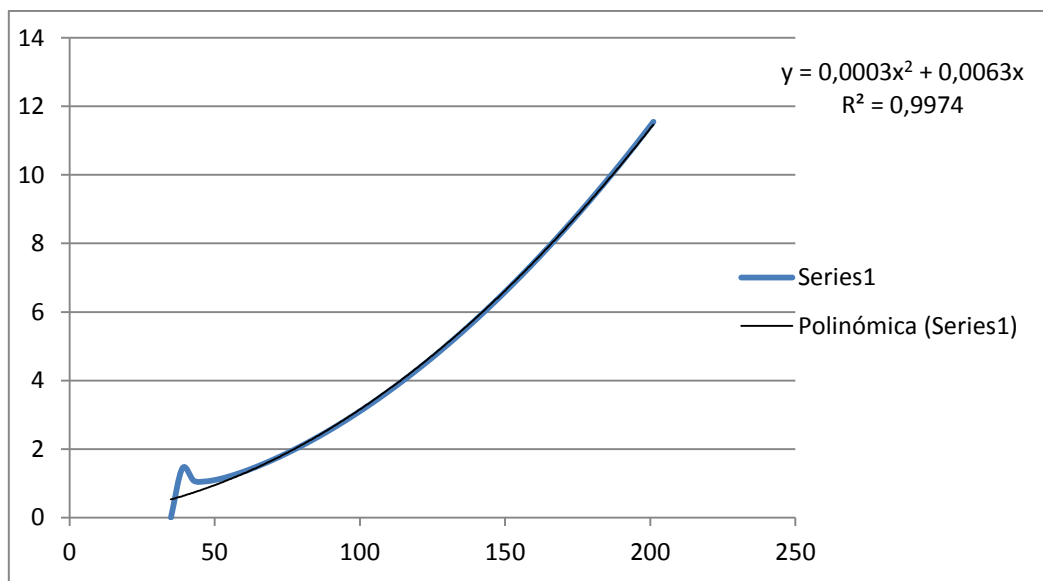
$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0039x^2 - 0,105x$$

3.32. Ekuazioa

Sustentazioaren banaketa palan



3.15. Grafikoa

Drag Vs Abiadura eralatiboa

3.16. Grafikoa

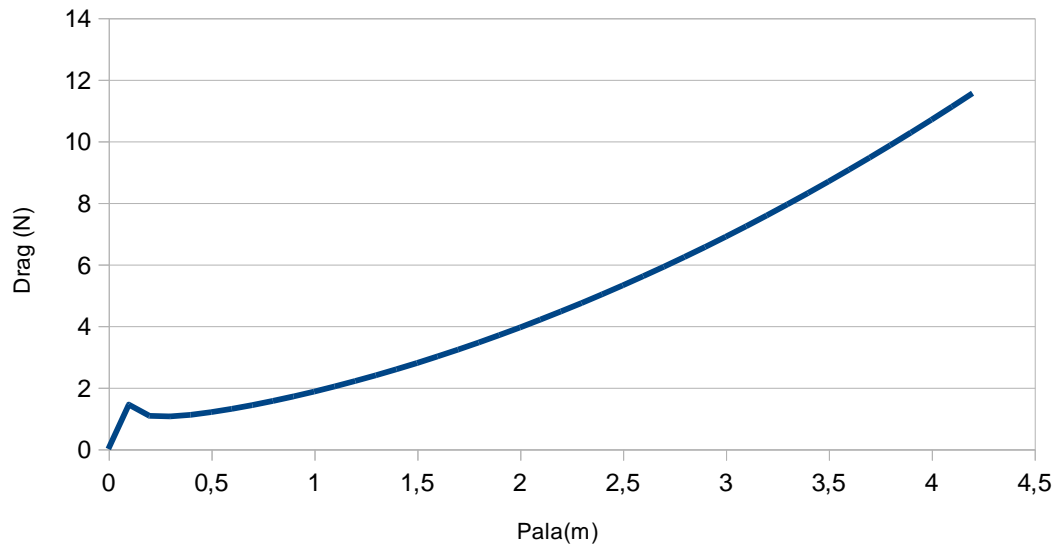
3.16. grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Drag} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0003x^2 + 0,0063x$$

3.33. Ekuazioa

Hemen ere, kurbaren hasieran pikuak ditugu eta hori dela eta gure R^2 ez da bat.

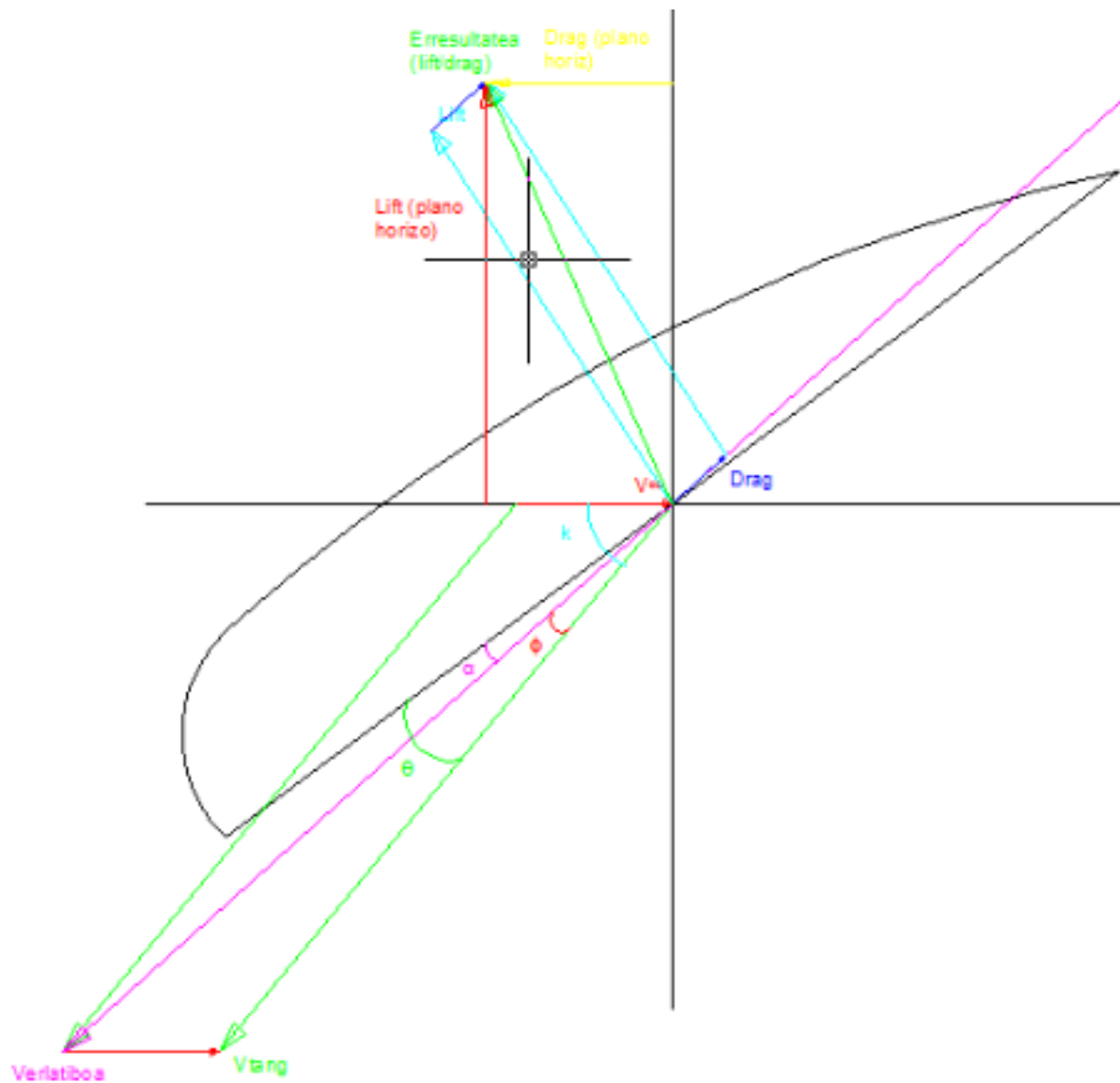
Erresistentziaren banaketa palan



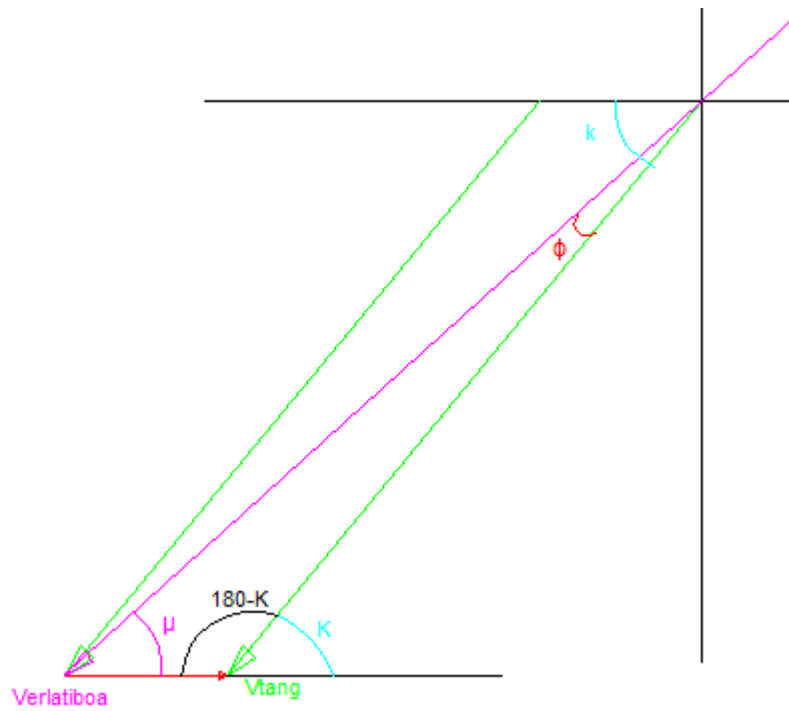
3.16. Grafikoa

3.5.2.2 Kasua atzeratz doan palaren kalkulua:

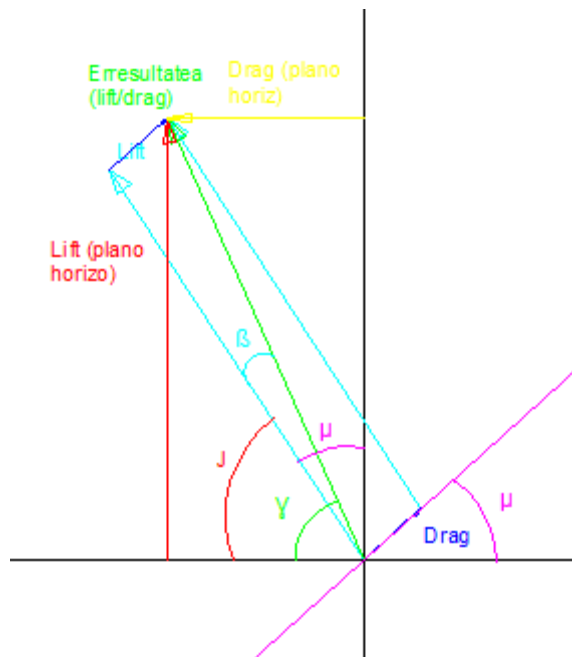
2.1.Pala atzerantz $\Omega=270^\circ$ unean pitch= 4° denean



3.10. Irudia: Indarren deskonpozaketa



3.11. Irudia: Indarren deskonpozaketa



3.12. Irudia: Indarren deskonpozaketa

Pala atzerantz doanean eraso-angelua negatiboa dauka. Eraso-angelua palaren sokak eta airearen abiadura erlatiboak osatzen dute.

Pala atzeratz doanean autojiroaren abiadura eta errotorearen biraketa abiadura bektoreak kenduz palen bitartetik pasatzen den airearen abiadura erlatiboa kalkulatu da. Sustentazioaren indarra (lift), airearen abiadura erlatiboaren bektorearekiko perpendikularra da beti eta palek sortzen duten erresistentzia indarra (Drag) bektorearen norabidea aire erlatiboaren bektorearekiko paraleloa. Lift indarra eta drag indarrak deskonposatu ondoren erresultanteraen balioa kalkulatu da. Erresultatearen balioa palno horizontalean eta bertikalean proiektatuz lift-taren eta Drag- balioak aterako dira.

Aurrerantz doan palan bezala Kalkuluak excel orrian burutu dira eta kontutan izan diren formulak hauek dira:

Datuak:

Palaren erradioa 4,2 m. Pala 10cm-ko zatitan banatu da kalkuluak burutzeko.

K ren balioa $K=1,96^\circ$

- 15. ekuazioarekin palaren abiadura tangenziala kalkulatu da.

$$V_{tg} = \Omega \cdot R$$

3.34. Ekuazioa

- $V_{avance} = V_\infty$ autojiroaren batzbezteko abiadura (34,92m/s)
- Verlatiboa (m/s) (airea/pala) hurrengo formularekin kalkulatu da

$$V_{erla\left(\frac{pala}{airea}\right)} = \sqrt{(V_\infty)^2 + (\Omega * R)^2 - (2 * (V_\infty) * (\Omega * R) * \cos k)}$$

3.35. Ekuazioa

- Sustentazioaren banaketa palan lift formula normalarekin defini daiteke, 9.ekuazioarekin hain zuzen.

$$L = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * Sr * C_L$$

3.36. Ekuazioa

Baina sustentazioaren koefizientea errotorearen sustentazio kurba maldarekin definitu daiteko, eraso angeluaz biderkatuz.

$$C_L = a_R * \alpha$$

3.17. Ekuazioa

Non:

$a_R = Kte$; sustentazio kurbaren malda **kte=0,04157**

Palaren azalera (S_R), palaren soka bider palaren luzeraren berdina da.

Orduan:

$$L_B = \frac{1}{2} * \rho * (V_{erla})^2 * (a_r * \alpha) * (C * R)$$

3.19. Ekuazioa

- Drag induzitua aireak palari eragiten dion erresistentzia da: hurrengo formularekin kalkulatzen da.

$$D_i = \frac{2L_B^2}{\rho \cdot \pi \cdot R \cdot V_{erla}^2 \cdot e}$$

3.20. Ekuazioa

Non:

$D_i(N)$ = Drag induzitua

$L_B(N)$ = Sustentazioa

$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = airearen dentsitatea

$R(m)$ = palaren luzera

$V_{erla} \left(\frac{m}{s}\right)$ = airearen abiadura erlatiboa

e = efizientzia faktorea

Efizientziaren balioa pitch angelu ezberdinentzako desberdina da baina ia ez da aldatzen. Horregaitik kte bezala hartu da. Bere balioa 0,8812-koa da.

- μ = angeluaren balioa kalkulatzeko hurrengo ekuazioaren bitartez egin da.

$$\mu = \arcsin\left(\frac{\omega * R}{V_{erla}}\right) * (\sin 180^\circ - K)$$

3.37. Ekuazioa

$$\text{Erresutatea}\left(\frac{Lb}{\text{Drag}}\right) = \sqrt{(L_B)^2 + (D_R)^2}$$

3.22 Ekuazioa

- β = angelua

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\text{Drag}_{\text{sezioa}}}{\text{Erresutatea}\left(\frac{Lb}{\text{Drag}}\right)}\right)$$

3.23. Ekuazioa

- J = angelua

$$\gamma = (90^\circ - \mu)$$

3.38. Ekuazioa

- γ = angelua

$$\gamma = (J + \beta)$$

3.39. Ekuazioa

- Sustentazioaren balioa plano horizontalean proiektatuta:

$$L_B(\text{plano horizontalean}) = \sin \gamma * \text{Erresutatea}\left(\frac{Lb}{\text{Drag}}\right)$$

3.25. Ekuazioa

- Drag erresistentziaren balioa plano horizontalarekiko proiektatuz.

$$D_R(\text{plano horizontalean}) = \cos \gamma * \text{Erresutatea}\left(\frac{Lb}{\text{Drag}}\right)$$

3.26. Ekuazioa

Pala atzerantz $\Omega=270^\circ$ unean pitch=4°denean

Pala (m)	Vautojiro(m/s)	w (rad/s)	Vtang (m/s)	Vertati boa (m/s) (airea/pala)	Vertati boa (km/h)	Lb (N)	Lb (N) sekzioan	Drag induddo (N)	Drag sekzioan
0	34,92	39,59	0	34,920	125,712	0,000	0,000	0,000	0,000
0,1	34,92	39,59	3,959	30,964	111,469	2,685	2,685	0,444	0,444
0,2	34,92	39,59	7,918	27,008	97,229	4,086	1,401	0,337	-0,106
0,3	34,92	39,59	11,877	23,054	82,993	4,466	0,380	0,246	-0,092
0,4	34,92	39,59	15,836	19,101	68,764	4,087	-0,378	0,169	-0,077
0,5	34,92	39,59	19,795	15,152	54,547	3,215	-0,872	0,106	-0,063
0,6	34,92	39,59	23,754	11,210	40,355	2,112	-1,103	0,058	-0,048
0,7	34,92	39,59	27,713	7,286	26,229	1,041	-1,071	0,025	-0,034
0,8	34,92	39,59	31,672	3,443	12,395	0,266	-0,775	0,005	-0,019
0,9	34,92	39,59	35,631	1,405	5,058	0,050	-0,216	0,001	-0,005
1	34,92	39,59	39,59	4,842	17,429	0,657	0,607	0,011	0,010
1,1	34,92	39,59	43,549	8,732	31,436	2,349	1,693	0,035	0,024
1,2	34,92	39,59	47,508	12,666	45,596	5,391	3,042	0,074	0,039
1,3	34,92	39,59	51,467	16,611	59,799	10,046	4,655	0,128	0,053
1,4	34,92	39,59	55,426	20,562	74,022	16,578	6,531	0,196	0,068
1,5	34,92	39,59	59,385	24,515	88,254	25,248	8,671	0,278	0,082
1,6	34,92	39,59	63,344	28,470	102,492	36,322	11,074	0,375	0,097
1,7	34,92	39,59	67,303	32,426	116,733	50,062	13,740	0,486	0,111
1,8	34,92	39,59	71,262	36,382	130,977	66,732	16,670	0,612	0,126
1,9	34,92	39,59	75,221	40,339	145,222	86,595	19,863	0,753	0,140
2	34,92	39,59	79,18	44,297	159,469	109,914	23,319	0,908	0,155
2,1	34,92	39,59	83,139	48,255	173,716	136,954	27,039	1,077	0,169
2,2	34,92	39,59	87,098	52,212	187,965	167,976	31,023	1,261	0,184
2,3	34,92	39,59	91,057	56,170	202,213	203,246	35,269	1,460	0,198
2,4	34,92	39,59	95,016	60,129	216,463	243,025	39,780	1,673	0,213
2,5	34,92	39,59	98,975	64,087	230,713	287,578	44,553	1,900	0,227
2,6	34,92	39,59	102,934	68,045	244,963	337,168	49,590	2,142	0,242
2,7	34,92	39,59	106,893	72,004	259,213	392,059	54,890	2,399	0,256
2,8	34,92	39,59	110,852	75,962	273,463	452,512	60,454	2,670	0,271
2,9	34,92	39,59	114,811	79,921	287,714	518,793	66,281	2,955	0,285
3	34,92	39,59	118,77	83,879	301,965	591,165	72,371	3,255	0,300
3,1	34,92	39,59	122,729	87,838	316,216	669,890	78,725	3,569	0,314
3,2	34,92	39,59	126,688	91,796	330,467	755,232	85,342	3,898	0,329
3,3	34,92	39,59	130,647	95,755	344,718	847,455	92,223	4,242	0,343
3,4	34,92	39,59	134,606	99,714	358,970	946,822	99,367	4,600	0,358
3,5	34,92	39,59	138,565	103,673	373,221	1053,597	106,774	4,972	0,372
3,6	34,92	39,59	142,524	107,631	387,473	1168,042	114,445	5,359	0,387
3,7	34,92	39,59	146,483	111,590	401,724	1290,421	122,379	5,761	0,401
3,8	34,92	39,59	150,442	115,549	415,976	1420,998	130,577	6,177	0,416
3,9	34,92	39,59	154,401	119,508	430,227	1560,036	139,038	6,607	0,431
4	34,92	39,59	158,36	123,466	444,479	1707,798	147,762	7,052	0,445
4,1	34,92	39,59	162,319	127,425	458,731	1864,548	156,750	7,512	0,460
4,2	34,92	39,59	166,278	131,384	472,983	2030,549	166,001	7,986	0,474

Bigarren zatia:

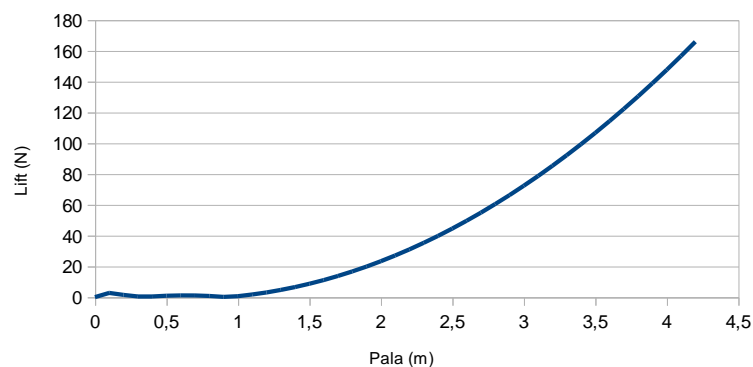
$\mu(^{\circ})$	Erresultante(Lb/dr)	$\beta(^{\circ})$	J(^{\circ})	$\gamma(^{\circ})$	Siny(^{\circ})	COS $\gamma(^{\circ})$	Lb(plano horizontalean)	Or (plano horizontalean)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,251	2,722	9,296	89,749	99,046	0,988	-0,157	2,688	-0,428
0,574	1,405	-4,323	89,426	85,103	0,996	0,085	1,400	0,120
1,010	0,391	-13,315	88,990	75,676	0,969	0,247	0,378	0,097
1,625	0,386	-11,369	88,375	77,006	0,974	0,225	0,376	0,087
2,561	0,875	-4,096	87,439	83,343	0,993	0,116	0,869	0,101
4,156	1,104	-2,493	85,844	83,351	0,993	0,116	1,097	0,128
7,475	1,071	-1,795	82,525	80,730	0,987	0,161	1,057	0,173
18,337	0,775	-1,409	71,663	70,254	0,941	0,338	0,730	0,262
60,156	0,216	-1,213	29,844	28,631	0,479	0,878	0,103	0,190
16,240	0,607	0,938	73,760	74,698	0,965	0,264	0,585	0,160
9,820	1,693	0,827	80,180	81,007	0,988	0,156	1,672	0,265
7,370	3,042	0,733	82,630	83,363	0,993	0,116	3,022	0,352
6,083	4,655	0,658	83,917	84,575	0,996	0,095	4,634	0,440
5,290	6,532	0,596	84,710	85,306	0,997	0,082	6,510	0,534
4,752	8,671	0,545	85,248	85,793	0,997	0,073	8,648	0,636
4,364	11,074	0,502	85,636	86,138	0,998	0,067	11,049	0,746
4,071	13,741	0,465	85,929	86,394	0,998	0,063	13,713	0,864
3,841	16,670	0,433	86,159	86,592	0,998	0,059	16,641	0,991
3,656	19,863	0,405	86,344	86,749	0,998	0,057	19,831	1,127
3,505	23,320	0,381	86,495	86,876	0,999	0,054	23,285	1,271
3,378	27,040	0,359	86,622	86,981	0,999	0,053	27,002	1,424
3,271	31,023	0,340	86,729	87,069	0,999	0,051	30,983	1,586
3,178	35,270	0,322	86,822	87,144	0,999	0,050	35,226	1,757
3,098	39,780	0,307	86,902	87,209	0,999	0,049	39,733	1,937
3,028	44,554	0,293	86,972	87,265	0,999	0,048	44,503	2,126
2,966	49,590	0,280	87,034	87,314	0,999	0,047	49,536	2,324
2,910	54,891	0,268	87,090	87,357	0,999	0,046	54,832	2,531
2,861	60,454	0,257	87,139	87,396	0,999	0,045	60,392	2,747
2,816	66,281	0,247	87,184	87,431	0,999	0,045	66,215	2,971
2,776	72,372	0,237	87,224	87,462	0,999	0,044	72,301	3,205
2,739	78,726	0,229	87,261	87,490	0,999	0,044	78,650	3,448
2,705	85,343	0,221	87,295	87,516	0,999	0,043	85,263	3,699
2,675	92,224	0,213	87,325	87,539	0,999	0,043	92,139	3,960
2,646	99,368	0,206	87,354	87,560	0,999	0,043	99,278	4,230
2,620	106,775	0,200	87,380	87,580	0,999	0,042	106,680	4,509
2,596	114,446	0,194	87,404	87,598	0,999	0,042	114,345	4,796
2,573	122,380	0,188	87,427	87,615	0,999	0,042	122,274	5,093
2,552	130,578	0,183	87,448	87,630	0,999	0,041	130,466	5,399
2,532	139,039	0,177	87,468	87,645	0,999	0,041	138,921	5,713
2,514	147,763	0,173	87,486	87,658	0,999	0,041	147,640	6,037
2,497	156,751	0,168	87,503	87,671	0,999	0,041	156,621	6,370
2,481	166,002	0,164	87,519	87,683	0,999	0,040	166,866	6,711
							2037,155	90,688

3.14. Taula

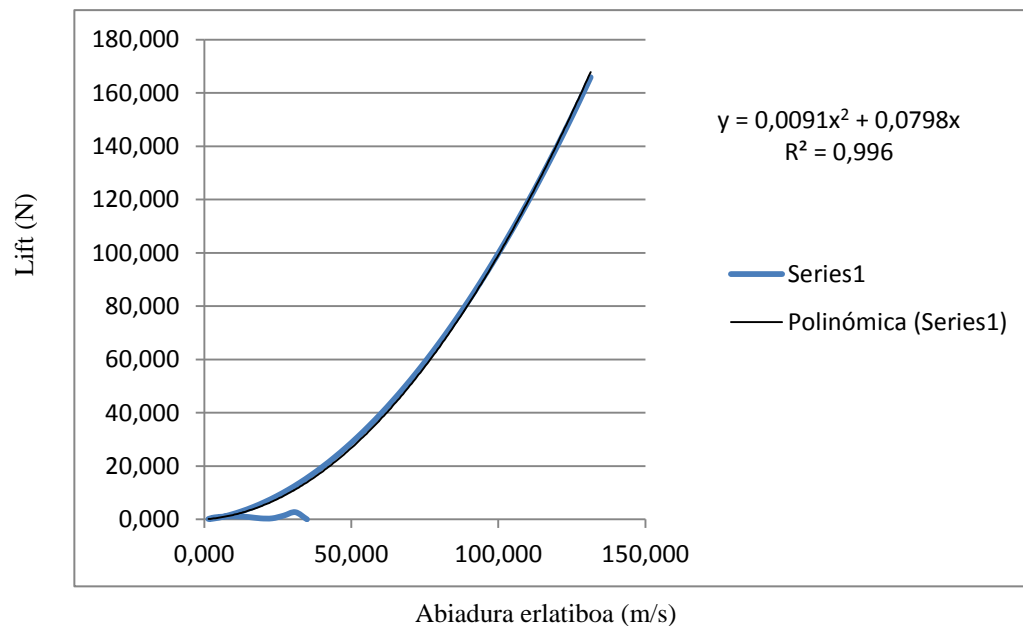
Atzerantz doan palaren sustentzazio balorea aurrerantz doan palarena baino txikiagoa da. Aurrerantz doan palak abiadura handiagoa duelako gertatzen da hau.

Sustentazioaren grafikak kalkulatu dira.

Lift-aren banaketa palan



3.17. Grafikoa

Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa

3.14. Grafikoa

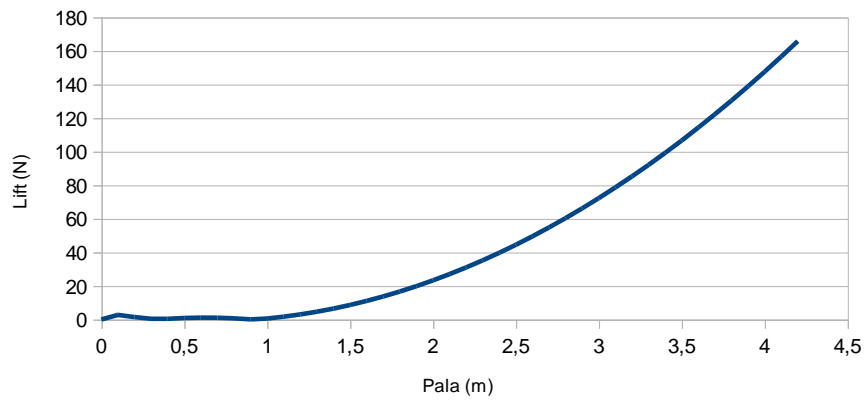
3.14 grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0091x^2 - 0,0798x$$

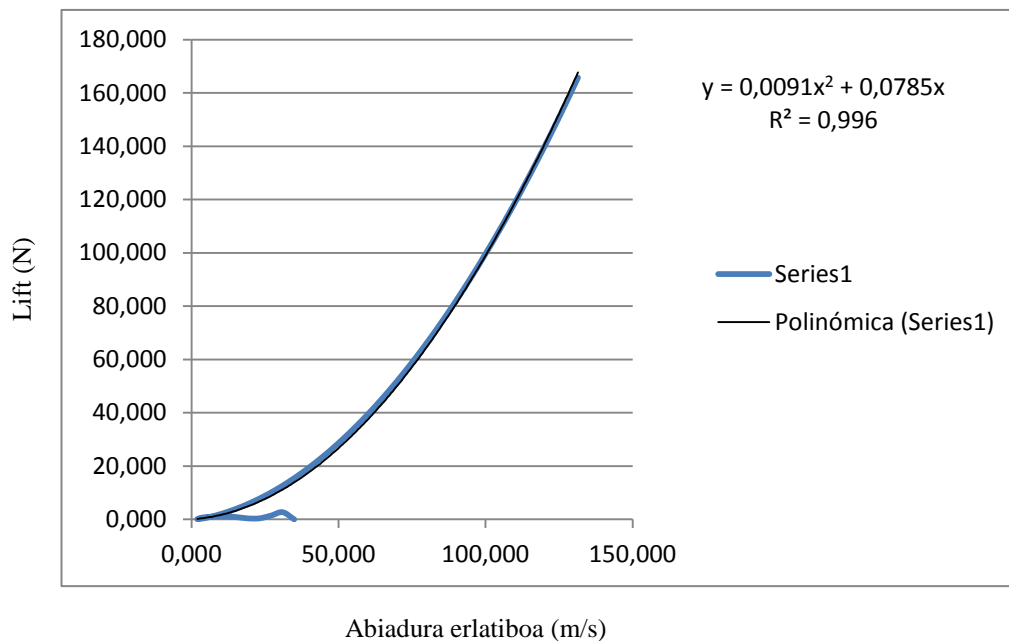
3.40. Ekuazioa

3.15. Taula

Lift-aren banaketa palan



3.18. Grafikoa

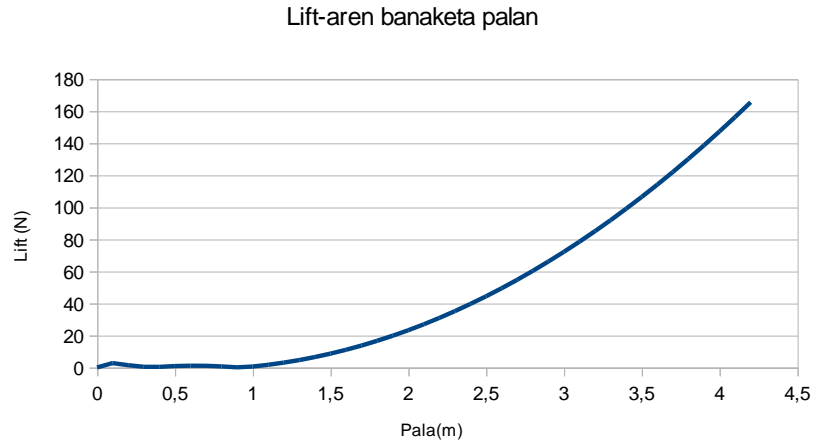
Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa

3.19. Grafikoa

3.19. grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

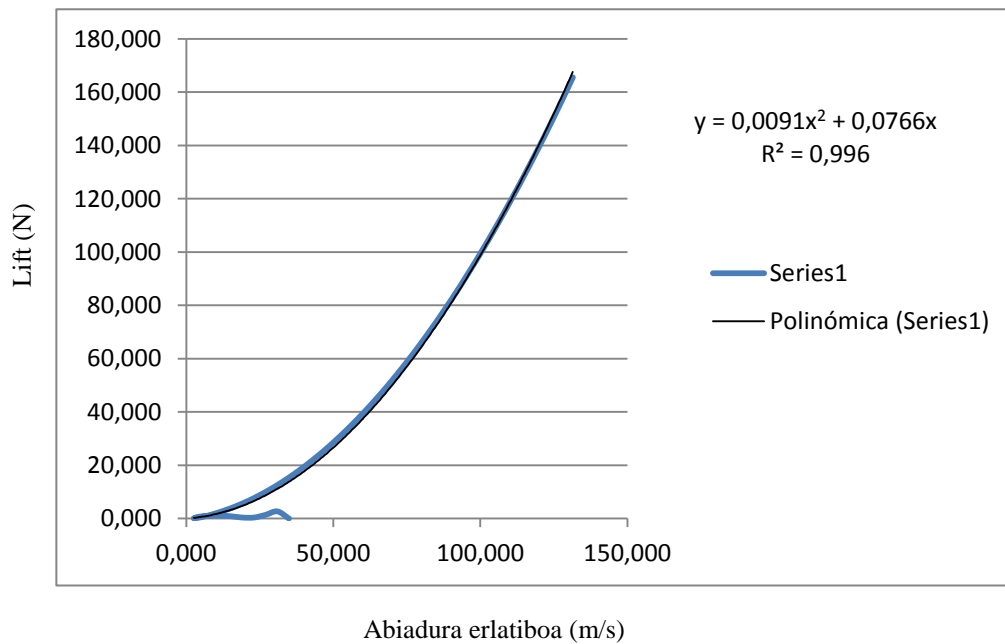
$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0091x^2 - 0,0785x$$

3.41. Ekuazioa



3.18. Grafikoa

Sustentazioa Vs Abiadura erlatiboa



3.20. Grafikoa

3.20. grafikatik ere ekuazio polinomikoa atera da, 2. Mailako ekuazioa hain zuzen.

$$F_{Lift} = f(pitch, V_{erla}) = 0,0091x^2 - 0,0766x$$

3.42. Ekuazioa

Hiru kasuak aztertzen badira, sustentazioaren balio ez da ezertxo ere ahaldatzen. Hiru kasuetan ia berdin mantentzen da.

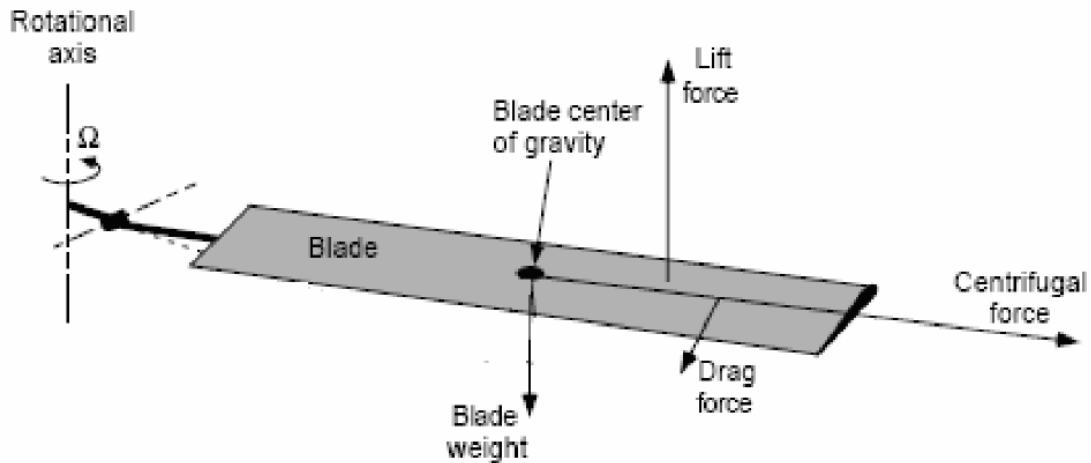
Drag indarra berriz handitzen doa 3. Kasuan izan ezik jaitzi egiten dela.

Atzerantz doan pala ez dugu aztertuko, gehien interesatzen dena aurrerantz doan pala da, honek jasango ditu eta indar handienak.

3.6. Indar zentrifugoaren zehaztapena:

Errotore buruan loturik dauden palak, mugimendu zirkularra daukate, horregaitik indar zentrifugoa eragiten dute. Orduan, palak indar hauek jasateko disenatuta egon behar dira.

Palaren gainean eragiten duten indarrak:



3.13. Irudia: Indar zentrifugoaren banaketa palean

Palak eragiten duen beste indar bat sustentazio indarra da, indar hau palaren luzeraren %75-ean eragiten da. Sustentazio indar horrek angelu bat eragiten du, angelu hau konisitate angelua da eta errotorearen biraketa abiaduraren eta palen pisuaren menpe dago.

Indar zentrifugoa kalkulatzeko hurrengo formula erabiliko da:

$$F_c = m_p * \Omega^2 * R_r$$

3.43. Ekuazioa

Non:

$m_p = \text{Palaren pisua}$

$\Omega = \text{errotorearen biraketa abiadura}$

$R_r = \text{palaren erradioa}$

Indar zentrifugoaren kalkua burutzeko, autojiroaren abiadura maximoa izan da kontutan. Kalkuluak $V_\infty = 155,52 \text{ m/s}$ abiadura maximoarekin burutu dira. Errotorearen biraketa abiadura berriz $\Omega = 40,65 \text{ rad/s}$ eta palen masa 21 kg -koa da.

Palaren pisuaren hurbilketa bat eginez gero.

Palaren pisua luzera unitateko:

$$m \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) = 20 * C_{pala}(m) = 20 * 0.25 = 5 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) * 4.2(m) = 21 \text{ Kg}$$

3.44. Ekuazioa

Indar zentrifugoaren zehaztapena:

$$F_c = 21 * 40,65^2 * (0.75 * 4.2) = 109307,74 \text{ N}$$

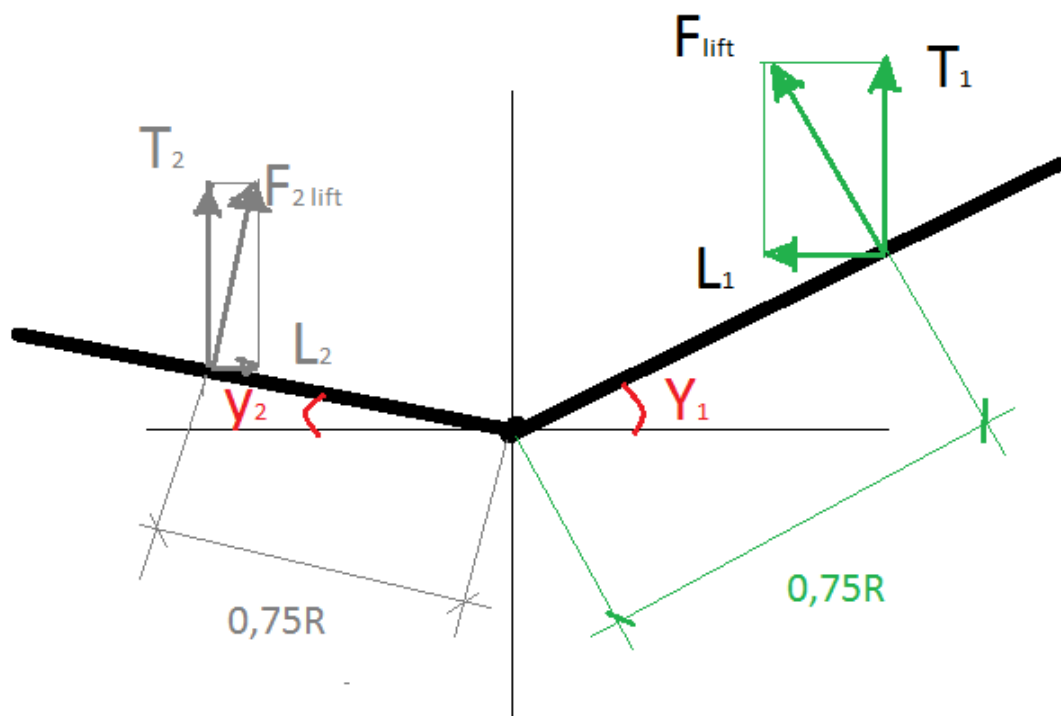
3.45. Ekuazioa

Palek jasan beharko duten indar zentrifugo maximoa $109307,74 \text{ N}$ takoa da eta baita errotore buruko multzoak.

3.7. Koneo angeluaren zehaztapena abiadura maximoa denean:

3.7.1. Koneo angelua pitch 4° denean:

Kalkulu hau burutzeko aurrerago kalkulatuako balioak kontutan izanda, autojiroaren abiadura maximoa denean aurreraka doan palaren angelua kalkulatzera joko da.



3.14.Irudia

Autojiroaren abiadura maximoa denean sustentazioen balioak kalkulatu daude, jakinda sustentazioaren balioaren erresultatea palaren luzerarekiko %0,75-ra kokatzen den. Autojiroaren abiadura maximoa denean Y_2 -ren balio suposatuko da 3°-tako del.

Y_1 -ren balioa kalkularu behar dugu. Hurrengo ekuazioen bitartez.

Datuak:

$$V_{\max} = 155,55 \text{ km/h} = 43,20 \text{ m/s}$$

$$\Omega = 40,65 \text{ rad/s}$$

Badakigu aurrerantz doan palaren erresultantea $F_{1\text{ Lift}} = 2302,43\text{ N}$ dela eta atzerantz doan palaren erresultantea $F_{2\text{ Lift}} = 2190,613\text{ N}$.

Autojiroaren hegaldia orekatuta egon dadin $T_1 = T_2$ (46) izan behar dute.

$$T_1 = \cos Y_1 * F_{1\text{ Lift}}$$

3.47. Ekuazioa

$$T_2 = \cos Y_2 * F_{2\text{ Lift}}$$

3.48. Ekuazioa

Jakinda atzerantz doan palaren $Y_2 = 3^\circ$ minimoa dela (47) ekuaziotik T_2 balioa lortzen da.

$$T_2 = \cos 3^\circ * 2190,613 = 2187,61\text{ (N)}$$

3.49. Ekuazioa

Orduan;

$$T_1 = T_2$$

3.50. Ekuazioa

$$\cos Y_1 * 2302,43\text{(N)} = 2187,61\text{(N)}$$

3.51. Ekuazioa

$$Y_1 = 18,^\circ$$

Orduan gure autojiroa hegaldi orekatu bate gin dezan aurrerantz doan palaren koneo angelua $44,92^\circ$ -takoa izan behar da abiadura maximoa denean. Bataz besteko abiadura batekin angeluaren balioa txikiagoa izango litzateke.

Indarren eraginez momentuak eragingo ditzute baina momentuen kalkulua ez da kalkulatu, ikusten denez aurrerantz doan palaren momentua, atzerantz doan palren momentua baino handiagoa izango da.

3.8. Potentzia eskakizuna:

3.8.1. Beharrezko potentzia

Autojiroak aurreraka egiteko, aurrerantz joatea ostopatzen dioen erresistentzia (drag indarra) beste indar berdin edo handiago batekin orekatu behar da. Hori dela eta bultzada indar bat izan behar dugu. Bultzada indar hori autojiroaren atzekaldean (bustanean) dagoen motorrak emango du, zeinek beharrezko potentzia emango digun aurreratze erresistentzia gainditzeko.

Orduan;

$$D = T$$

3.52. Ekuazioa

Drag indar totala datua izango da. Aeronautikoen lana denez guk ez dugu kalkulatu hori dela eta datu hauek datu bezala hartuko ditugu.

Jakinda drag indar ezberdinak autojiroaren abiadura ezberdinetarako beharrezko potentzia kalkulatu da. Beharrezko potentzia kalkulatu dezakegu drag indarra autojiroaren abiadura ezberdinekaz biderkatzen Horretarako hurrengo formula erabiliko dugu.

$$Prequerida = D * V$$

3.53. Ekuazioa

Non:

$P_{req}(W) = \text{beharrezko potentzia}$

$D (N) = \text{drag indarra}$

$V \left(\frac{m}{s} \right) = \text{autojiroaren abiadura}$

Unitate aldaketa Hp-ra pasatzeko

$$P_{req} = \frac{D * V}{746}$$

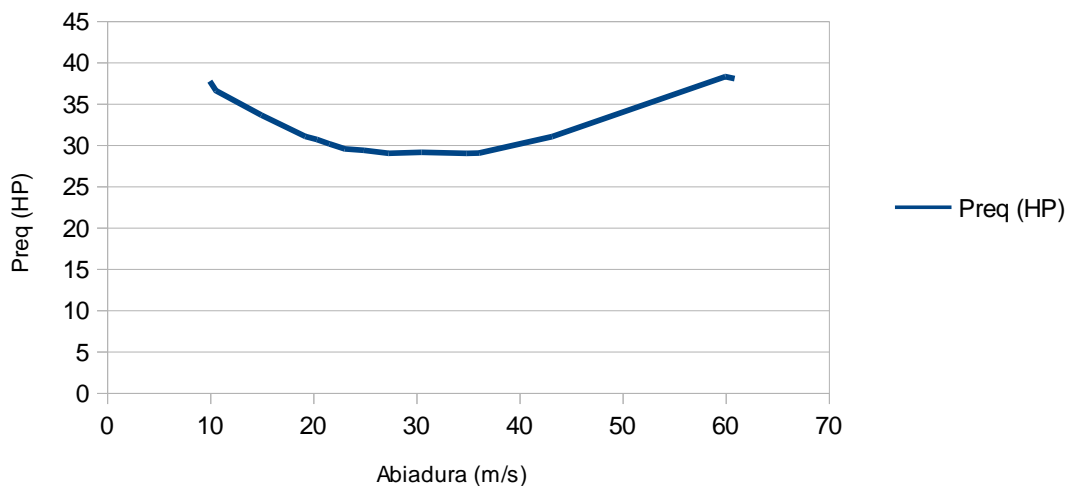
3.54. Ekuazioa

Beharrezko potentzia:

Abiadura (m/s)	Drag Totala (N)	Preq (watt)	Preq (HP)
10	2810,536	28105,360	37,675
10,6	2570,714	27249,568	36,528
15	1669,74	25046,100	33,574
19,26	1200,307	23117,913	30,989
20,4	1119,678	22841,431	30,619
21,6	1039,237	22447,519	30,091
23,1	952,167	21995,058	29,484
24,95	876,257	21862,612	29,306
27,35	789,791	21600,784	28,955
30,53	710,352	21687,047	29,071
34,92	618,242	21589,011	28,940
36,12	598,465	21616,556	28,977
43,2	534,749	23101,157	30,967
60	475,263	28515,780	38,225
60,9	465,26	28334,334	37,982

3.17. Taula

Beharrezko potentzia



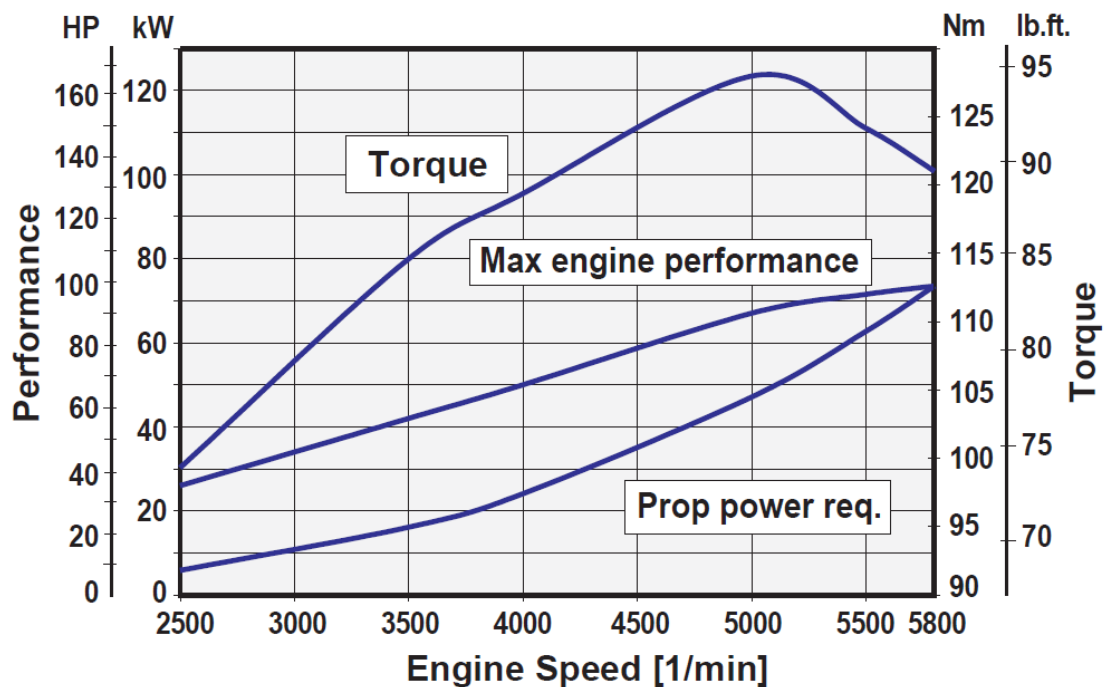
3.17. Grafikoa

3.8.2. Eskuragarri daukagun potentzia

Autojiroak ondo hegan egitea bermatzeko, potentzia soberan izan behar du. Hori dela eta beharrezkoa da beste autogiro batzuekin konparatzea. Merkatuzan dauden beste autogiro batzuekin konparatu eta gero eskuragarri dugun potentzia datu bezala hartu dugu. Autojiroak 115Hp motorra dauka baina karra erreduktoretik pasa eta gero helizera emango duen potentzia 110,4Hp-takoa da.

Autojiroak duen motorra Rotax 914 tipokoa da, baina aurkitutako grafikoa izatez 912 rotax tipoko motorarena da, bere zaldi potentzia 100hp.

Motorraren potentzia kurba honakoa da.



3.14. Irudia

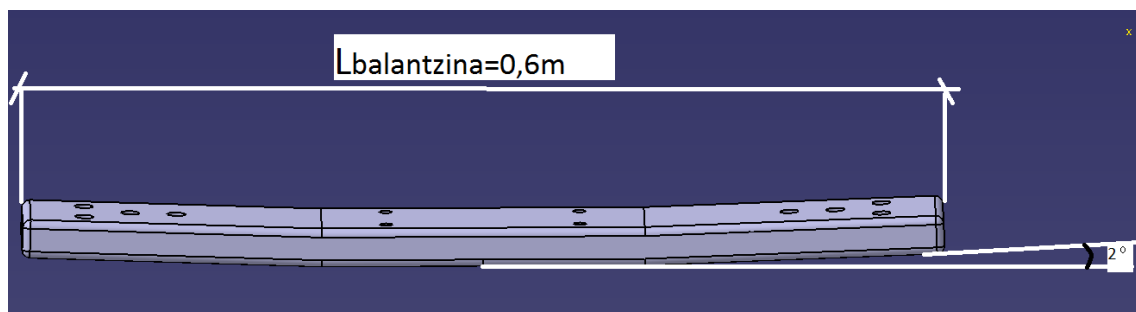
3.9. Balantzinaren aurre-dimentsionamendua

Undersling distantzia bezalako aldagaiak atera orduko, balantzinaren zenbait datu geometriko ezagutu egin behar dira, hori dela eta aurre-dimentsionatu egin behar da balantzina; behintzat zenbait parametro.

Adibidez, Undersling distantzia atera ahal izateko, ezinbestekoa da balantzinak berak ekarri dezakeen konikotasun angelua ezagutzea. Kasu honetan, hala izatea erabaki da, eta konikotasun angelu horren balore tipikoak, 2° eta 3° artean badaude, oraingotan balore txikiena hautatu da, hots, 2° -ko konikotasun angelua izango du balantzinak.

Balantzinaren luzera ere aintzat hartu beharreko aldagaia da, hurrengo kalkulu batzuetarako. Hori dela eta, balantzinaren luzera, memorian aipatu den bezala, 0,5 m eta 1 m artean egon ahal bada, sustentazio kontuak direla eta, kasu honetarako hautatutako balorea, 0,6 m-takoa da.

Balantzinaren lodiera bezalako aldagaiak, balantzina flexatuko duten makurdura momentu eta indarrei aurre egiteko prestatu behar dira, beraz, hauek izango dira lodiera eta zabalera transbertsal horien determinatzaileak; geroago kalkulatuko direlarik. Beraz, balantzina hasiera batean:



3.14. Irudia: Balantzinaren aurre-dimentsionamenduko parametroak

3.9.1. Undersling distantziaren kalkulua

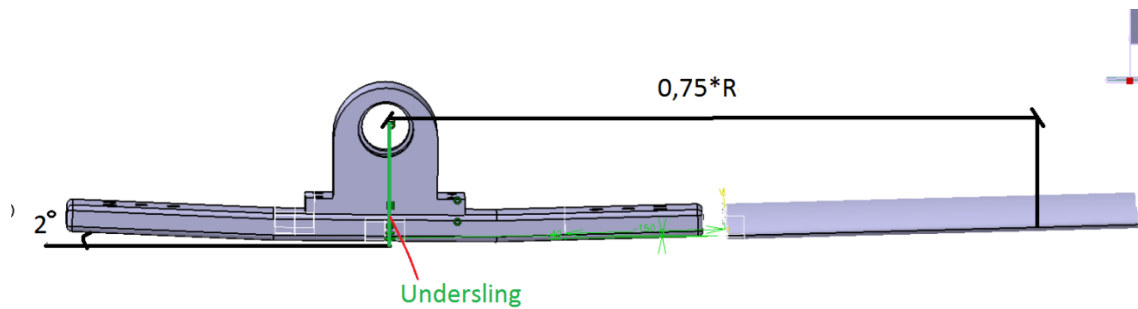
Undersling distantziaren kalkulurako beharrezkoa da errotorearen diametroa ezagutzea, honen arabera determinatu behar bait da distantzia hau.

Distantzia hau, Jesus Bolt-aren erdigunetik, balantzinaren beheko aldera doana da, eta izugarrizko garrantzia dauka errotore erdizurrunetan, eman daitezkeen bibrazioen artean, distantzia honen zehaztapen onaren bitartez, bibrazio horiek maila handi batean deuseztu ahal direlako. Bera determinatzearekin bat, Teeter Stand-aren

beharrezko altueraren ideia bat ere atera daiteke, behintzat haren aurre-dimentsionamendurako.

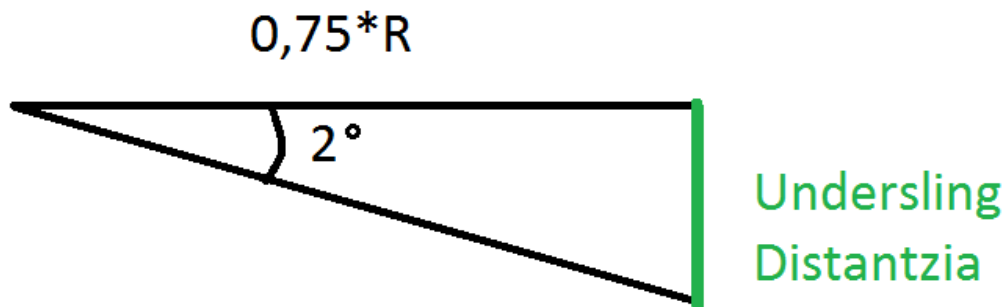
Makinaren pisuaren araberakoa izaten da printzipioz, baina pisuak errotorearen diametroa determinatzen duenez, azkenean errotorearen diametroaren bitartez determinatzen da.

Demagun hurrengo irudia, errotorea dela hegaldian, bera ezaugarritzen duen konizitate angeluarekin; horlegiz dagoena da Undersling distantzia:



3.15. Irudia: Undersling distantzia errotore-sisteman

Beraz, erlazio trigonometrikoen bitartez atera daiteke Undersling distantzia, ondoko eran:



3.16. Irudia: Undersling distantziaren determinazioa

$$\text{Undersling distantzia} = \text{tg } 2^\circ * 0,75 * R_{\text{Errotorea}}$$

3. Ekuazioa

Errotorearen diametroa 8,4 m-takoa bada, bere erradioa 4,2 m-takoa izango da, eta ondorioz:

$$\text{Undersling distantzia} = \operatorname{tg} 2^\circ * 0,75 * R_{\text{Errotorea}} = \operatorname{tg} 2^\circ * 0,75 * 4,2 \approx 0,110 \text{ m}$$

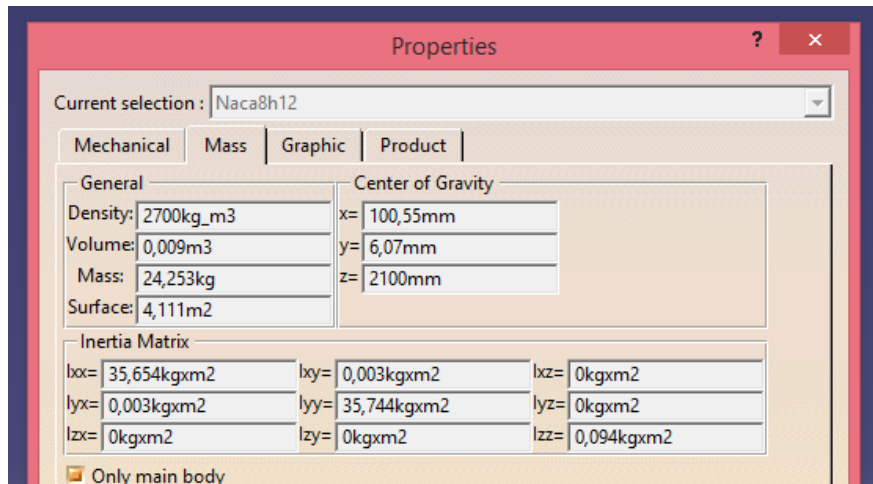
3.55 Ekuazioa

Orduan **Undersling distantzia 11 cm** -takoa da. Honek, jada, gutxienez Teeter Standaren dorreek izan dezaketen altueraren ideia bat ematen dute.

3.10. Disko errotorearen inertzia

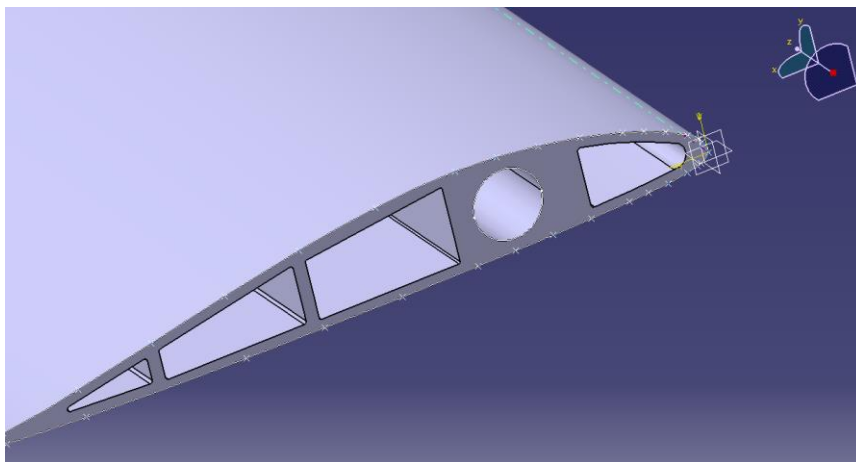
3.10.1. Palen inertziaren kalkulua

Autojiroaren palen inertzia zehazki kalkulatzeko ez da batere lan erraza, izan ere, palak profil aerodinamikoak izaki, beraien geometria definitzea ez da erraza. Horregaitik palak kalkulatzeko, lehen aipatu den bezala, hurbilketaren bat egin beharko da, eta hala, catia v5 programan diseñatu diren palen inertzia momentuak hartu dira.



3.17 Irudia: Palaren propietateak

Pala biek osatutako multzoarentzat, erraz ondoriozta daiteke multzoaren grabitate-zentrua y ardatzeko puntu batean izango dela. Grabitate-zentruaren altuera palen $y=6,07\text{mm}$ altueraren erdira emango da, pala multzoaren x_G alegia, hauek izango dira multzoarentzat grabitate-zentruaren koordinatuak:

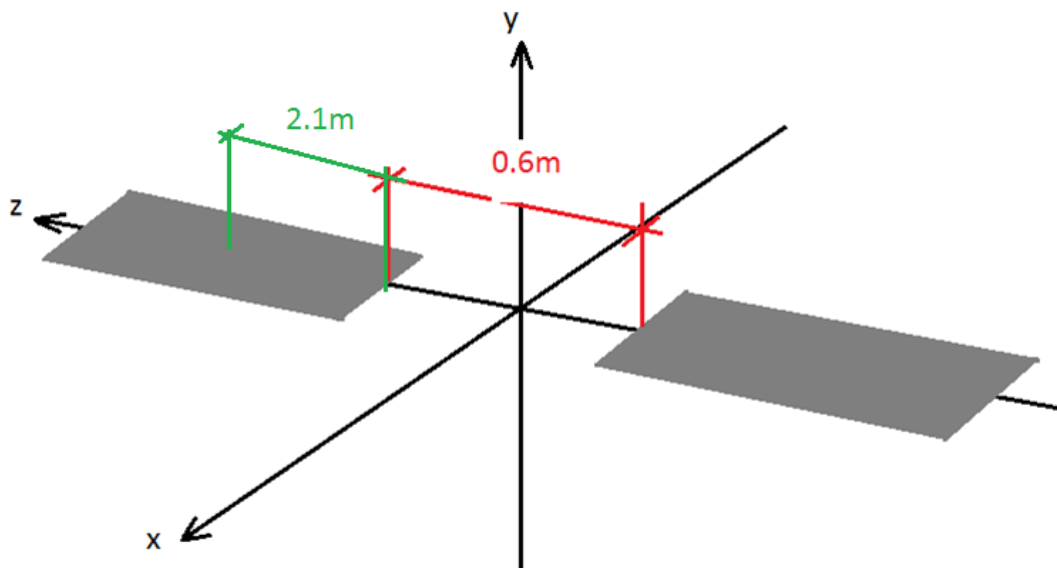


3.18. Irudia: Palaren koordinatu ardatzak

Palen inertzia momentuaren indarra, XZ planoan emango da z ardatzaren norabidean alegia. Hori dela eta, prerrotadorearen kalkuluetarako balore interesgarria **I_{xx}**-rena da.

Halere, **I_{xx}**-ren balore hau pala bakoitzaren grabitate zentruari dagokiona da eta behar den inertzia momentuaren balorea, multzoaren grabitate-zentruarekiko da. Arazoa sahiesteko, Steiner-en teorema erabili beharko da, zeina hurrengo formulaz definitzen den, non I_0 palen grabitate-zentrutik igarotzen den inertzia momentua den, aurreko I_{xx} alegia:

$$I = I_0 + M \cdot d_{ardatzak}^2$$



3.19. Irudia: Palaren multzoaren zentrua

Multzoaren erdigunetik igarotzen den x ardatza eta palaren grabitate-zentrutik igarotzen den x ardatzaren arteko distantzia ondokoa da:

$$d_{ardatzak} = \frac{\text{Palaren luzera}}{2} + \frac{\text{Balantzina zentruaren luzera}}{2} = 2,1 + \frac{0,6 \text{ m}}{2} = 2,4 \text{ m}$$

3.56. Ekuazioa

Horrela ardatzen arteko distantzia ezagututa, Steiner-en teorema aplikatu daiteke:

$$I = I_0 + M \cdot d_{ardatzak}^2 = 35,654 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + (24,253 \text{ kg}) \cdot (2,4 \text{ m})^2 = 175,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.57. Ekuazioa

Honela, hau izango litzateke I_x inertzia momentu nagusia, multzoaren erdigunetik pasatzen den x ardatz paraleloarekiko.

Normala den bezala, inertzia momentuen baloreak ikusita esan daiteke, z ardatzean zeharreko inertzia-momentuaren balorea oso txikia dela x eta y ardatzetakoekin alderatuz. Y ardatzeko inertzia ez du eraginik kalkulu honetan, beraz kalkulu honetarako ez da aintzat hartuko.

Orduan bada, palaren inertzia totala ondokoa izango da:

$$I_{pala} = I_z = 175,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

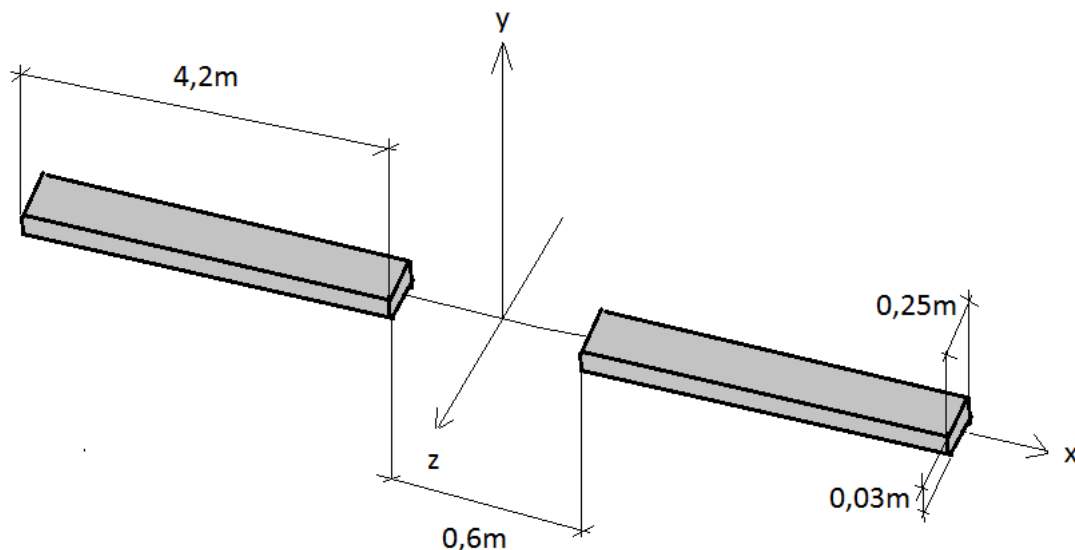
3.58. Ekuazioa

Baina hau pala batentzako inertzia momentuaren balioa izango litzateke, baina multzoan bi daudenez, balio hau bikoiztu egin behar da:

$$I_{Multzoa} = 2 * I_{pala} = 2 * 175,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 350,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.59. Ekuazioa

Konprobaketa bat; palak prisma erretangeluar bat balitz bezala inertzia kalkulatu dira.



3.20. Irudia: Palak espazioan euren dimentsioekin

Pala biek osatutako multzoarentzat, erraz ondoriozta daiteke multzoaren grabitate-zentrua y ardatzeko puntu batean izango dela. Grabitate-zentruaren altuera palen $h=0,03\text{m}$ altueraren erdira emango da, pala multzoaren x_G alegia, hauek izango dira multzoarentzat grabitate-zentruaren koordinatuak:

$$x_G = 0 \text{ m eta } y_G = 0,015 \text{ m}$$

Orduan puntu horrekiko inertzia momentuak atera beharko dira.

Prisma errektangeluar baten inertzi momentua, ondoko eran atera daiteke:

$$I = \int_{-c/2}^{c/2} \left(\frac{1}{12} \cdot b^2 + x^2 \right) \cdot \frac{M}{c} \cdot dx \rightarrow I = \frac{M}{12} (b^2 + c^2)$$

3.60. Ekuazioa

Dena dela, distantziak ateratzen ditugun inertzia ardatzen araberakoak dira, horrela I_y , I_x edo I_z ateratzean maneiatu behar diren distantziak desberdinak izango dira. Horrela:

$$I_y \rightarrow b=4,2 \text{ m eta } c=0,25 \text{ m}$$

$$I_x \rightarrow b=0,03 \text{ m eta } c=0,25 \text{ m}$$

$$I_z \rightarrow b=0,03 \text{ m eta } c=4,2 \text{ m}$$

3.61. Ekuazioa

Bestalde, palen pisuari dagokionez, pala bakoitzak 24,3 kg inguru pisatzen zituela onartu zen.

Behin datu hauek izanda, inertzien baloreak ardatz bakoitzarekiko:

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot M \cdot (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot (24,3 \text{ kg}) \cdot ((4,2 \text{ m})^2 + (0,25)^2) = 35,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot M \cdot (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot (24,3 \text{ kg}) \cdot ((0,03 \text{ m})^2 + (0,25 \text{ m})^2) = 0,128 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot M \cdot (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot (24,3 \text{ kg}) \cdot ((0,03 \text{ m})^2 + (4,2 \text{ m})^2) = 35,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.62. Ekuazioa

Palen inertzia momentuaren indarra, XZ planoan emango da z ardatzaren norabidean alegia. Hori dela eta, prerrotadorearen kalkuluetarako balore interesgarria I_z rena da.

Halere, I_z -ren balore hau pala bakoitzaren grabitate zentruari dagokiona da eta behar den inertzia momentuaren balorea, multzoaren grabitate-zentruarekiko da. Arazoa sahiesteko, Steiner-en teorema erabili beharko da, zeina hurrengo formulaz definitzen den, non I_0 palen grabitate-zentrutik igarotzen den inertzia momentua den, aurreko I_z alegia:

$$I = I_0 + M \cdot d_{ardatzak}^2$$

3.63. Ekuazioa

Multzoaren erdigunetik igarotzen den z ardatza eta palaren grabitate-zentrutik igarotzen den z ardatzaren arteko distantzia ondokoa da:

$$d_{ardatzak} = \frac{\text{Palaren luzera}}{2} + \frac{\text{Balantzinaren luzera}}{2} = \frac{4,2 \text{ m}}{2} + \frac{0,6 \text{ m}}{2} = 2,4 \text{ m}$$

3.64. Ekuazioa

Horrela ardatzen arteko distantzia ezagututa, Steiner-en teorema aplikatu daiteke:

$$I = I_0 + M \cdot d_{ardatzak}^2 = 35,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + (24,3 \text{ kg}) \cdot (2,4 \text{ m})^2 = 175,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.65. Ekuazioa

Orduan bada, palaren inertzia totala ondokoa izango da:

$$I_{pala} = I_z = 175,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.66. Ekuazioa

Baina hau pala batentzako inertzia momentuaren balioa izango litzateke, baina multzoan bi daudenez, balio hau bikoiztu egin behar da:

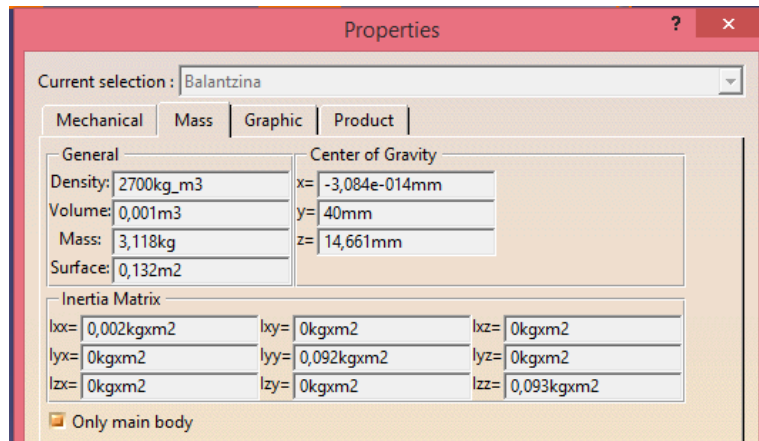
$$I_{Multzoa} = 2 * I_{pala} = 2 * 175,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 351,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.67. Ekuazioa

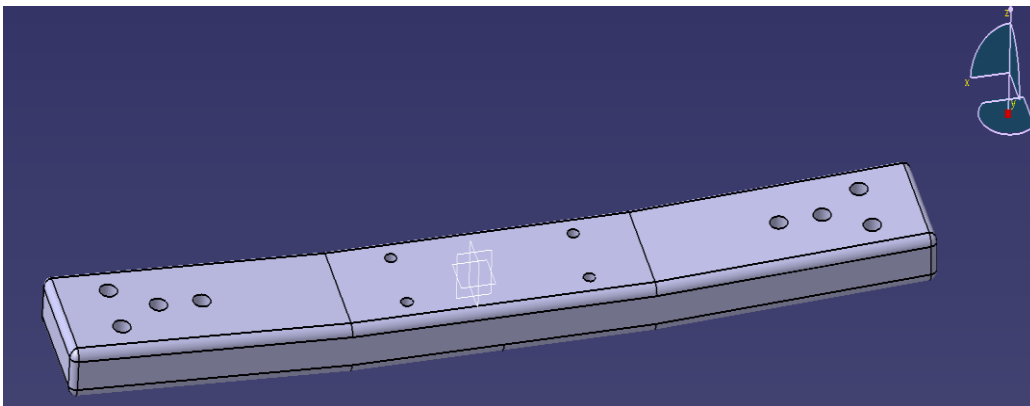
Catiaren bitartez lortutako balioa eta suposaketa eginez ia berdina dira.

3.10.2. Balantzinaren inertiaren kalkulua

Balantzinaren inertzia kalkulatzeko palena baino errazagoa izango da, Steiner-en teorema ez baita erabili behar izango. Palen kalkuluen bezala Catia V5-tetik atera dira balantzinaren ezaugarrien propietateak.



3.21. Irudia: Balantzinaren propietateak



3.22. Irudia: Balantzinaren koordinatuak

Aurreko irudian ikusten den bezala grabitate zentrua ia erabat zentratuta dago. Balantzinak sortzen dituen inertiak ia mespresagarriak dira, bere balioak oso txikiak dira eta gure kasuan kontutan hartu beharrekoa y-ardatzean.

Orduan bada, balantzinaren inertzia totala ondokoa izango da:

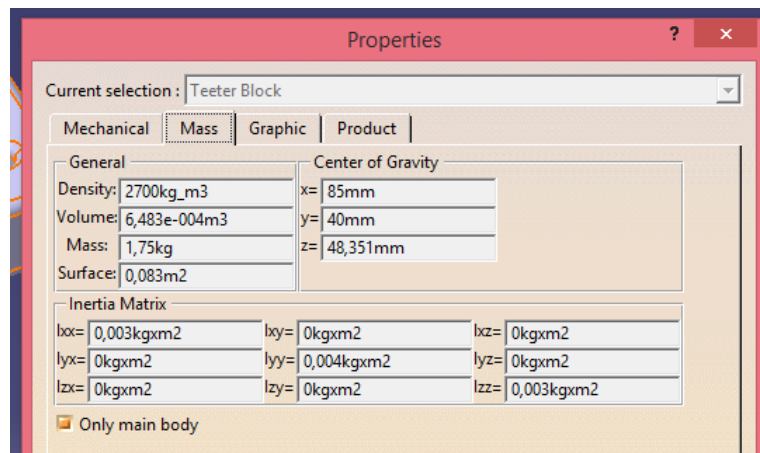
$$I_{balantzina} = I_y = 0,092 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.68. Ekuazioa

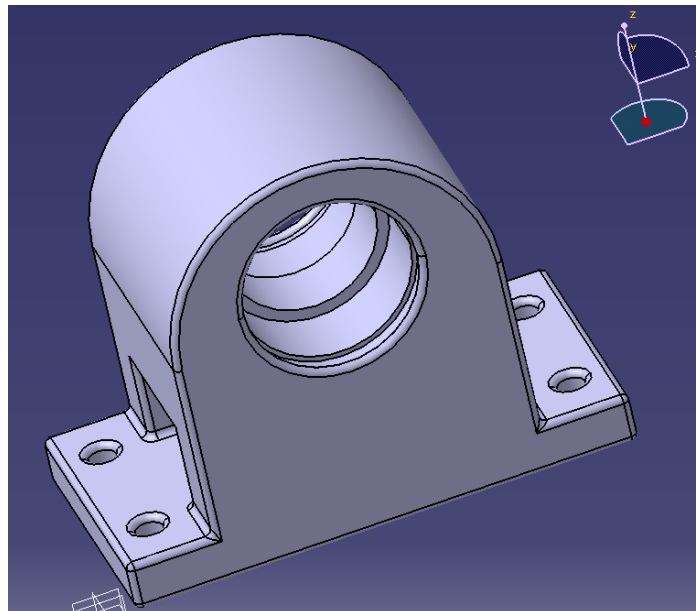
Bai balantzaren kasuan eta bai palen kasuan, elementuek duten geometria dela eta, ikus daiteke, nola pala eta balantzaren desplazamenduen norabideetan inertiak handiagoak diren, desplazamendu horietan ematen diren makurdurak etab. hobeto eusteko.

3.10.3. Teeter Block-aren inertiaren kalkulua

Teeter Block-aren inertzia momentuak ere Catiatik atera dira.



3.23. Irudia: Teeter Block-aren propietateak



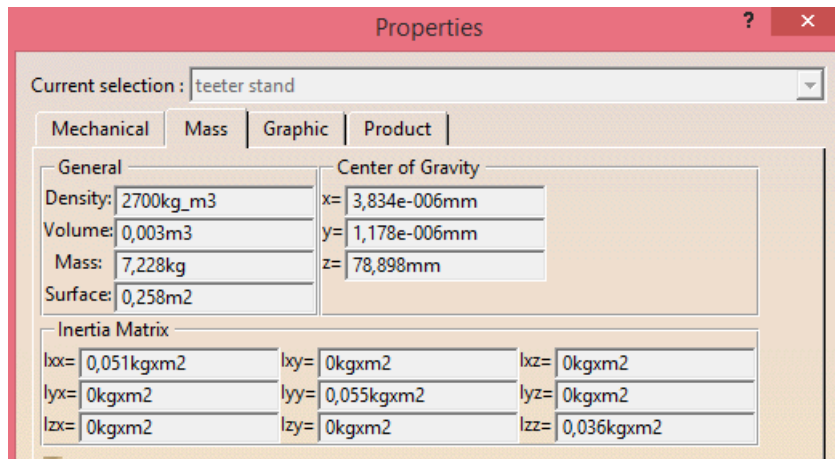
3.24. Irudia: Teeter Block-aren koordenatuak

Balantzinarekin gertatzen zen moduan teeter block-aren inertziak oso txikiak dira eta hau dela eta ez ditugu kontutan izango multzoaren kalkulua egiteko orduan.

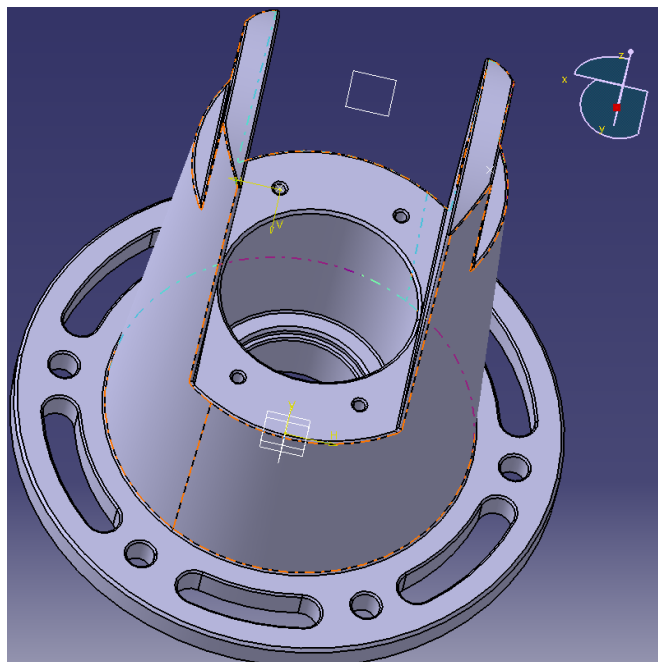
3.10.4. Teeter Stand-aren inertzi momentuaren kalkulua

Teeter Stand-aren inertziaren kalkuluan ere, suposaketa edo hurbilketaren bat egin da Catia V5-rekin, definitzeko duen geometria zaila dela eta. Dena dela, bere inertzia ez da oso handia izango eta mesprezagarria dela esan daiteke.

Izatez, inertzi ardatzarekiko inertzia momentua ateratzeko orduan, kalkuluetan ikusi den bezala, palen kontribuzioa, beste elementuekin alderatuta oso handia da; eta beste elementuen inertzi momentuak ikusita akaso mesprezatu ahal izango dira.



3.25. Irudia: Teeter Stand-aren propietateak



3.26. Irudia: Teeter Stand-aren koordinatuak

Aurreko elementuekin gertazen zen bezala teeter Stand-aren inertiak oso txikiak dira eta hau dela eta ez ditugu kontutan izango multzoaren kalkulua egiteko orduan.

3.10.5. Errotore multzoaren inerti momentuaren kalkulua

Esan bezala, Teeter Stand-aren inertiaren kontribuzioa eta Teeter Block-aren partearena mesprezatu egingo dira, oso balio txikerrak baitituzte. Aldiz pala eta balantzinaren arteko batura, errotore-multzoaren inertzia momentu bezala kontsideratuko da:

$$\begin{aligned} I_{\text{Errotorea}} &= I_{\text{Palak}} + I_{\text{Balantzina}} = 350,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,092 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ &= 350,792 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

3.69. Ekuazioa

Orduan, Teeter Stand-aren gainean ematen den tortsioaren analisirako, inertzia momentu hau erabiliko da.

3.11. Palen lotura

Palen lotura torlojuen bitartez egingo da balantzinera. Erabiliko diren torlojuak titaniozkoak dira.

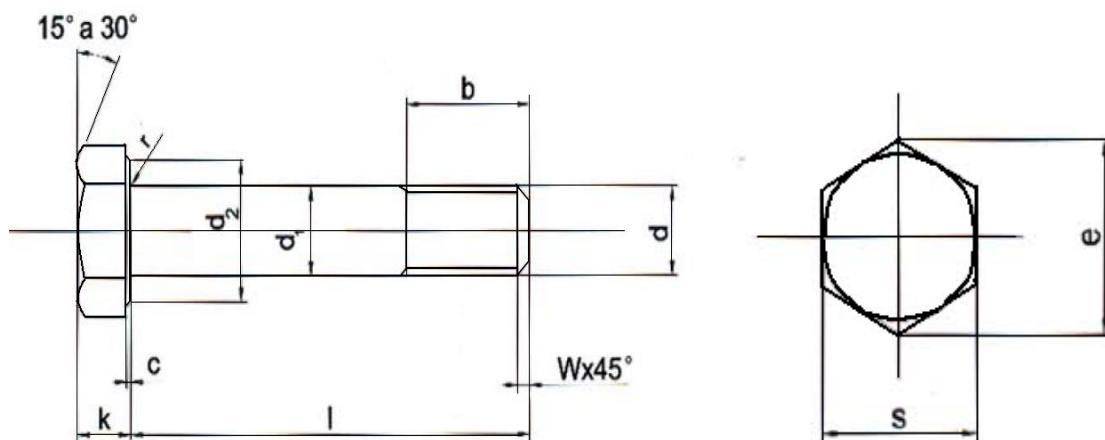
Paletan eragiten duten indarrak lau dira; sustentazio indarra, erresistentzia indarra, indar zentrifugoa eta palen pisua. Hauetatik latzena indar zentrifugoarena da zeinek torlojuari indar ebakitzaila egiten dion eta sustentazioa indarra. Beste indarrak mespresagarriak dira.

Erabilitako kalitatea 8.8, fluentzia tentsioa 640 N/mm^2 eta ebakitzaila $\tau = 320 \text{ kg/cm}^2$.

3.11.1. Bernoen kalkulua

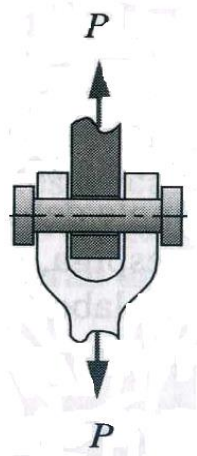
VITI A TESTA ESAGONALE PARZ. FILETTATA
HEXAGON BOLTS
SECHSKANTSCHRAUBEN MIT SCHAFT
VIS EXAGONALE (OU SIX PANS) (H)
TE UNI 5737 - DIN 931

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
b (l<125)	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	30
e min.	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,90	21,10	24,49	26,75	33,53
k	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
d ₂	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	28,2
c	0,27	0,27	0,32	0,32	0,37	0,37	0,37	0,37	0,5	0,5
r	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8
w	0,5	0,8	1	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5
l max	30	50	60	140	140	140	140	140	140	140



3.27. Irudia: DIN 931 Berno hexagonalak

Torlojuek jasandako indarra:



3.28. Irudia: Palaren lotura ebakitzailerako bikoitzera

Lerro neutroan emango litzatekeen **esfortzu ebakitzailerako maximo** hori ondoko formularen bitartez atera daiteke:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A}$$

3.69. Ekuazioa

Non:

*V→Sekzioan ematen den indar ebakitzailerako. Ebakitzailerako bikoitza den kasuetan

V=P/2 delarik. Kasu honetan, P autojiroaren pisua da. [N]

*A→Sekzioaren azalera zirkularra [mm²]

<p>TITANIO Grado 5 CA (Ti 6Al 4V) Limite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>TITANIO Grado 2 (Puro) Limite elástico 275 MPa Resistencia tracción 345 MPa Densidad 4,51 gr/cm³</p>
<p>TITANIO Grado 5 (Ti 6Al4V) Limite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>ALUMINIO 7075 (Ergal) Limite elástico 470 MPa Resistencia tracción 540 MPa Densidad 2,80 gr/cm³</p>

TITANIO Grado 5 CA	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos y normativa vigentes en la industria aeronáutica.
TITANIO Grado 5	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos convencionales, mecanizado, torno, fresa...
TITANIO Grado 2	Titanio puro, de moderada resistencia mecánica. Tornillos adecuado para infinidad de aplicaciones. Su principal característica es su resistencia a la corrosión y a las altas temperaturas. Utilizado en aplicaciones industriales.
ALUMINIO 7075	Aleación de aluminio denominada ergal, de moderada resistencia mecánica. Su bajo peso es su principal característica.

3.29. Irudia: Bernoen materialaren oinarrizko propietateak

Gorritz inguratutako Gr.5CA ikurrak, “5. Mailakoa” dela adierazten du, alegia, beharrezkoak diren propietateak dituen: 10% luzapen portzentaia, 827 MPa-ko limite elastikoa, 4430 kg/m³-ko dentsitatea, 900 MPa arteko haustura tentsioa trakziora...

Katalogoan, balore zehatzagoak ere agertzen dira erabiliko den titanio aleazioarentzako:

Propiedades del TITANIO (cuatro aleaciones más representativas)		LOWDE TITANIUM					
Denominación	Composición	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite elástico (MPa)	Ductilidad (alargamiento)	Dureza	Soldabilidad	Resistividad eléctrica (μΩm)
Ti grado 2	Ti Fe 0.30 O 0.25 (comercial puro)	345	275	20 %	82 HRB	Excelente	0,56
Ti grado 5	Ti 6Al 4V	896	827	10 %	33 HRB	Muy buena	1,67
Ti grado 19	Ti3Al8V6Cr4Zr4Mo (βeta C)	793	759	15 %	45 HRB	Regular	1,55
Ti 6246	Ti6Al2Sn4Zr6Mo	1172	1103	10 %	39 HRB	Limitada	2

3.30. Irudia: Titanioaren propietate fisiko eta mekanikoak

Datuak:

Aeronautikako apartatuan kalkulatu den balioarekin kalkulatu dugu zenbat torloju eta beraren diametroa.

$$F_c = m_p * \Omega^2 * R_r = 21kg * 40,64^2 \frac{rad}{s} * (0,75 * 4,2) = 109307,75N$$

Bost torloju jartzen badira beraien diametroa;

$$F_{Torloju} = \frac{109307,75/2}{5} = 10930,75N \sim 1114,24Kg$$

3.70. Ekuazioa

$$\tau_{torloju} = \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} = \frac{640/2}{3} = 106,66MPa$$

3.71.Ekuazioa

$$A_{tor} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot \tau_{max}} = \frac{4 \cdot 10930,75N}{3 \cdot 106,66MPa} = 136,64mm^2$$

3.72.Ekuazioa

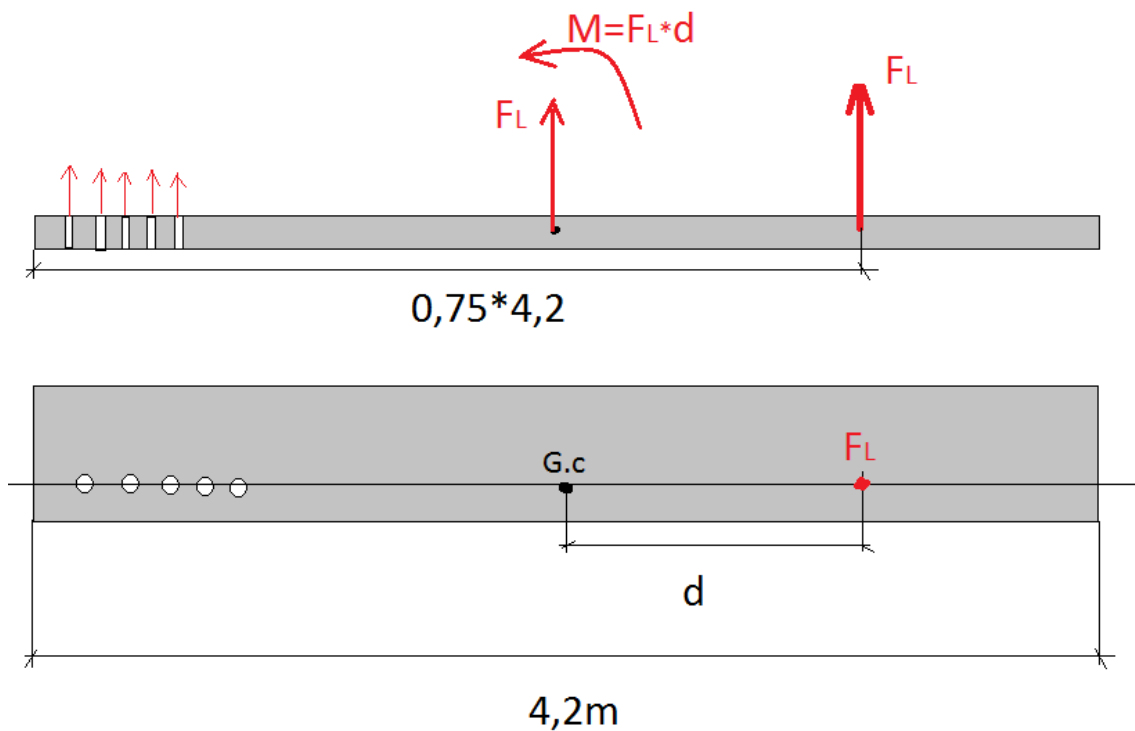
$$A_{torloj} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{torlo}^2 \rightarrow d_{torlo} = \sqrt{\frac{4 \cdot 136,64}{\pi}} = 13,19mm$$

3.73.Ekuazioa

M14 torlojuak erabiliko dira. kalkulua autojiroaren egoera latzenezan kalkulatu da. Egoera horretan kasu puntualen batean iritziko da.

3.11.2.Sustentazio indarra torlojuan:

Indar bat eta momentu ez zuzen bat eragingo dute palan.



3.31.Irudia:Paletan sustentazio indarraren eragina

3.11.3. Indar axiala:

Datuak :

$n=5$ torloju

$C=0,36$

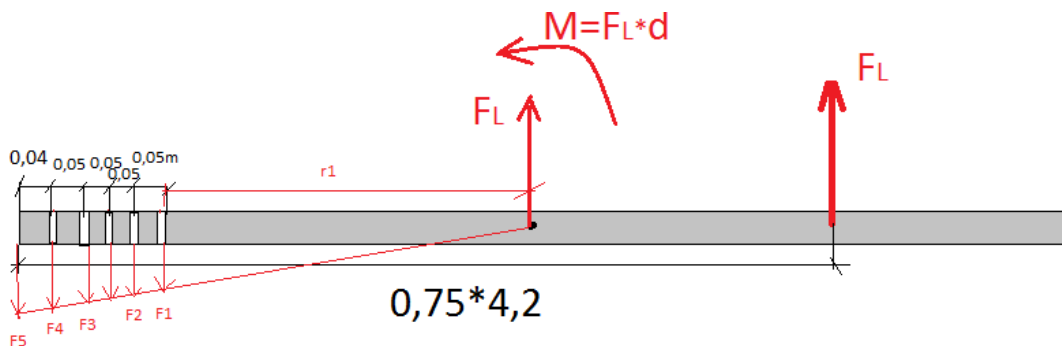
$\sigma_{proba} = 600\text{Mpa}$

$$\sigma_T = \sigma_P + C * \frac{P * C.S}{At} = 0,75 * 600 + 0,36 \left(\frac{2302,43 * 3}{\frac{5}{115}} \right) = 454,32\text{MPa}$$

3.74.Ekuazioa

$$454,32\text{MPa} \leq \sigma_{proba} = 600\text{Mpa}$$

3.75.Ekuazioa

3.11.4. Momentuak sortzen duen indarrak:

3.31. Irudia:

$$M = P * d = 2302,43 * 1,5 = 3453,64\text{Nm}$$

3.76.Ekuazioa

$$M = F_1 * r_1 + F_2 * r_2 + F_3 * r_3 + F_4 * r_4 + F_5 * r_5$$

3.77.Ekuazioa

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \frac{F_3}{r_3} = \frac{F_4}{r_4} = \frac{F_5}{r_5}$$

3.78.Ekuazioa

$$3453,64Nm = F_1 * 1,86 + F_1 * 1,96 + F_1 * 2,06 + F_1 * 2,17 + F_1 * 2,28$$

$$F_1 = 334,64N$$

3.79.Ekuazioa

$$F_2 = 343,32N; F_3 = 352,36N; F_4 = 361,40N; F_5 = 370,43N$$

3.80.Ekuazioa

Indar handiena trakziopera; $F_5 = 370,43N$

$$\sigma_T = \sigma_p + C * \frac{P * C.S}{At} = 0,75 * 600 + 0,36 \left(\frac{370,43 * 3}{115} \right) = 450,7MPa \leq 600MPa$$

3.81.Ekuazioa

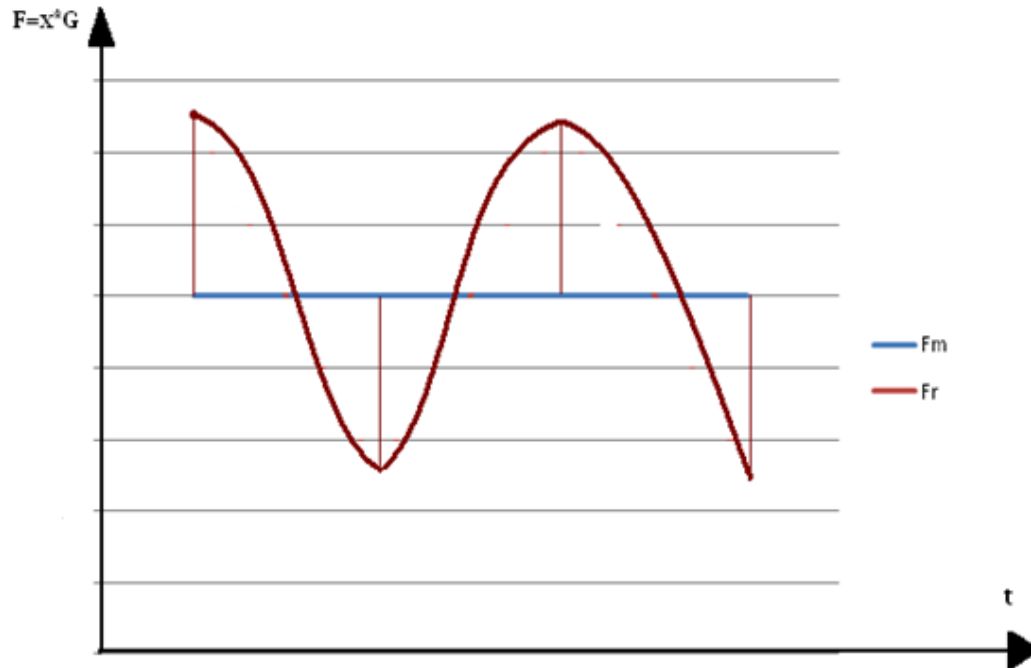
3.11.5. Palaren nekearen kalkulua

Errotorea hegaldi normalean dabilela suposatzen bada, 300 rpm ingurura, bira bakoitzean errotoreak ziklo bat egiten ditu. Gainera, sustentazio asimetria dela eta indarren zenbatekoak aldatzen dabilta uneoro, aurreratzen den palak, 10 % sustentazio gehiago duelarik, atzeratzen denak baino.

Honela, paletan eragiten duten indarrak aldakorrek izango dira eta zehazki determinatu ezin izango diren arren, indar hauek piezaren nekearengan izango duten eragina kalkulatzeko suposaketa bat egingo da.

Hala, Palengan eragingo duen **indar minimoa, indar zentrifugoarena 95 %** izango dela suposatuko da, eta **indar maximoa, indar zentrifugo maximoaren 105 %** izango dela suposatuko da.

Indar aldakor hauek denboran zehar, ondoko grafika bat jarraitzen dutela esan daiteke:



3.32. Irudia: Indar aldakorrak denboran zehar

Grafikan ikus daitekeen bezala, indar aldakor horiek, indar medio eta alternoak definituko dituzte. Baldin eta indar zentrifugo maximoa 109307,75N-koa bada:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{109307,75 \text{ N} * 1,05 + 109307,75 \text{ N} * 0,95}{2} = 109307,75 \text{ N}$$

$$F_R = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{109307,75 \text{ N} * 1,05 - 109307,75 \text{ N} * 0,95}{2} = 5465,38 \text{ N}$$

3.82. Ekuazioa

Aurrez egin bezala, indar hau, bi sekzioren artean banatu behar da, lehenago aipatutako **A** eta **B** sekzioak eutsi beharko dituzte indar hauen erdiak, alegia.

Indar mota bien aplikazio azalera berbera denez, orduan, indar konstante eta alternoek hurrengo tentsioak sortuko dituzte azalera horrengan:

$$\tau_m = \frac{4 \cdot \frac{F_m/5}{2}}{3 \cdot A_{sekzioa}} = \frac{2 \cdot 109307,75 \text{ N} / 5}{3 \cdot \frac{\pi}{4} (14 \text{ mm})^2} = 94,67 \text{ MPa}$$

$$\tau_r = \frac{4 \cdot \frac{F_r/5}{2}}{3 \cdot A_{\text{sekzioa}}} = \frac{2 \cdot 5465,38 \text{ N}/5}{3 \cdot \frac{\pi}{4} (14 \text{ mm})^2} = 4,73 \text{ MPa}$$

3.83. Ekuazioa

Batazbesteko tentsio ebakitzaila eta tentsio ebakitzaila alternoa ezagututa, $\tau_{e,eq}$ atera daiteke jada ondoko formulaz:

$$\tau_{e,eq} = \tau_m + K_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

3.84. Ekuazioa

Baina hemen K_{fs} eta σ_e ezezagunak dira. K_{fs} hurrengo formulatik atera daiteke:

$$K_{fs} = 1 + q(K_t - 1)$$

3.85. Ekuazioa

Non K_t , σ -ren balioak ateratzeko tentsio kontzentrazioak estimatzen dituen estatikako koefizientea den, baina pieza honetan, ez dago tentsio kontzentrazioirik indar hauen aplikazio puntuetan beraz bere balioa unitatekoa da. Orduan K_{fs} ondoko formularen labur daiteke:

$$K_{fs} = 1$$

3.86. Ekuazioa

Beraz, $\tau_{e,eq}$ -ren balioa ondoko eran atera leike:

$$\tau_{e,eq} = \tau_m + \tau_r = 473,38 \text{ MPa} + 23,66 \text{ MPa} = 497 \text{ MPa}$$

3.87. Ekuazioa

Eta behin honen balioa ezagututa, Von Mises-en balioa atera daiteke:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{e,eq}^2 + 3 \cdot \tau_{e,eq}^2} = \sqrt{3 \cdot (497 \text{ MPa})^2} = 860,91 \text{ MPa}$$

3.88. Ekuazioa

Baina hau esfortzu ebakitzailaren balio baliokidea izango litzateke, esfortzu ebakitzailaren osagai alerno eta batazbesteko osagaia aintzat hartzen dituen. Piezak ebakiduraren aurrean duen bizi-iraupena kalkulatzeko, esfortzu ebakitzaila alerno eta medioa, bakoitza bere aldetik sartu behar dira Von Mises-en adierazpenean:

$$\sigma_{VM_{batazb.}} = \sqrt{\sigma_{e,eq.b} + 3 \cdot \tau_{e,eq.b}^2} = \sqrt{3 \cdot (94,67 \text{ MPa})^2} = 163,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM_{alerno}} = \sqrt{\sigma_{e,eq.a} + 3 \cdot \tau_{e,eq.a}^2} = \sqrt{3 \cdot (4,73 \text{ MPa})^2} \cong 8,19 \text{ MPa}$$

3.89. Ekuazioa

Eta balio hauekin jada joan daiteke Soderbergh-en ekuazioetara.

Bestalde, berno hauek, titanio aleaziozkoak direnez, hain zuzen ere, **Ti-6Al-4V** aleaziozkoak, euren nekearen aurreko portaera ez da izango guztiz altzairuena bezalakoa. Ezta aluminioarenaren modukoa ere honek ez baitu itxura baten neke limiterik; horregaitik titanioak bien arteko elementuak dituela esan daiteke.

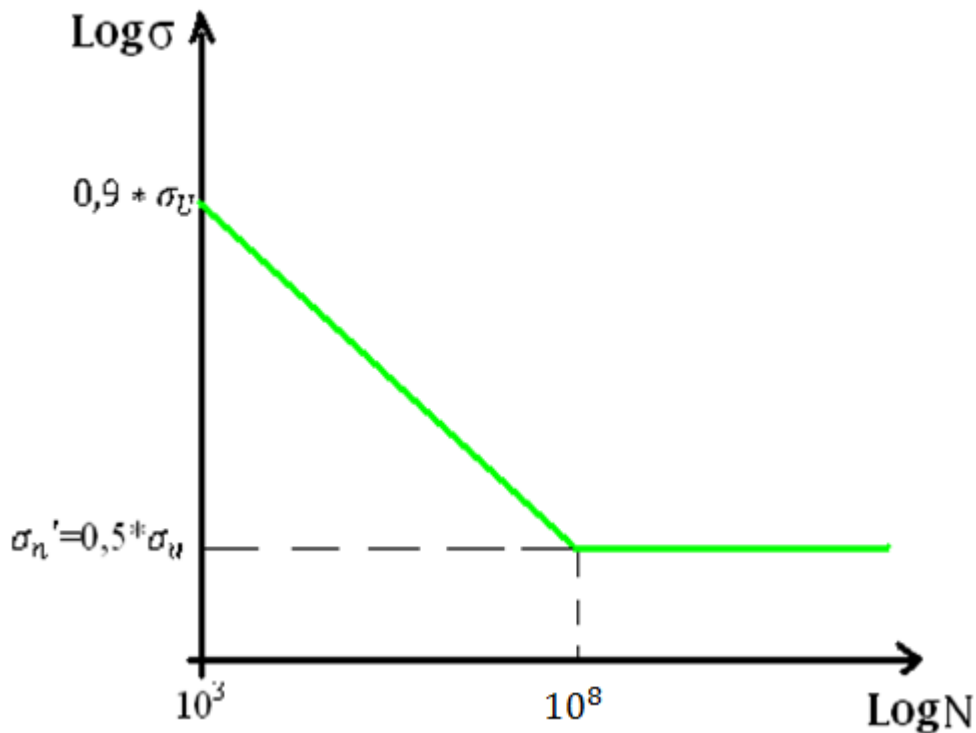
Horrela, altzairuen antzeko portaera dutela esaten den arren, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da ondoko eran:

$$\sigma_n' = 0,5 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.90 Ekuazioa

Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo gainditzen dituen edozein piezak **bizitza infinitua** duela esaten da.

Titanio aleazioek altzairuaren antzeko grafika jarraitzen dute, alegia, 10^8 ziklotara neke limitea hasten dela suposatzen da, hurrengo grafikari ikus daitekeen bezala:



3.91. Irudia: Titanio aleazioen bizi-iraupena

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.92. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

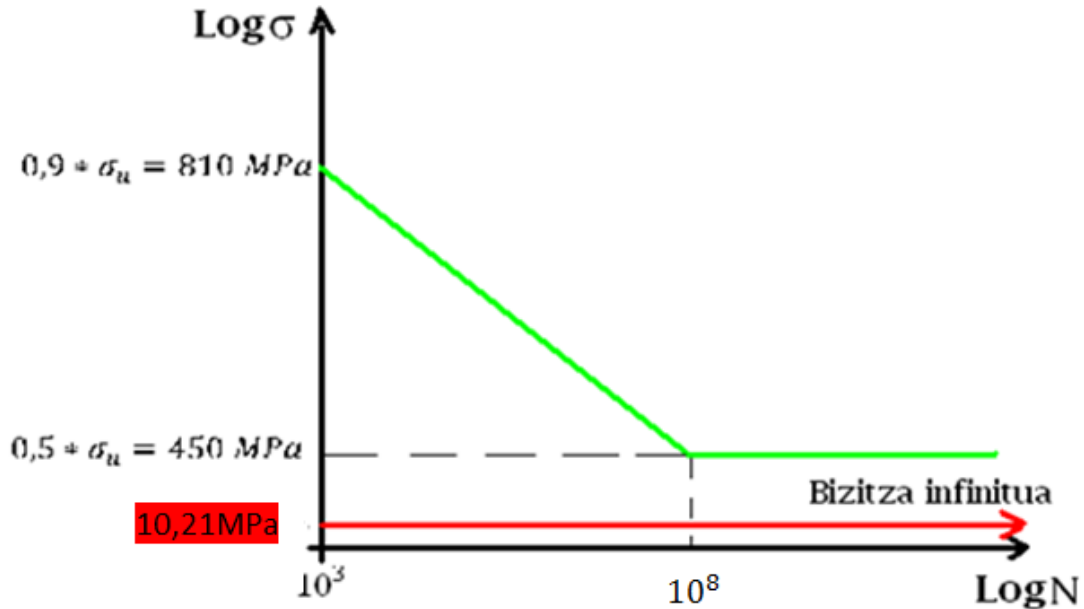
Non ondoko baloreak ditugun σ_N ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{8,19 \text{ MPa}}{1 - \frac{163,97 \text{ MPa}}{827 \text{ MPa}}} = 10,21 \text{ MPa}$$

3.93. Ekuazioa

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren palen indar zentrifugoa eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke.

Grafikara joanez eta balore horrekin sartuz:



3.33. Irudia: Bizi-iraupenaren grafika

Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezarengan tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluentzia tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gaitzen badu.

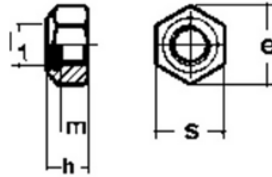
3.11.6. Azkoinak

Dudarik gabe **M 14-ko azkoin hexagonalak** erabili beharko dira lotura gauzatzeko. Finkapenerako, Lowde enpresak eskeintzen dituen aukeren artean, M 14 bernoentzako, , ondoko dimentsioekin, Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak direlarik:

**Tuerca autofrenante
(baja) DIN 985 - métrica**



DUEMILA®
STANDARD & CUSTOM
FASTENER WHOLESALE SUPPLIERS



d ₁	s	h _{max}	m	e _{min}
M 2	4,5	2,5	1,6	4,91
M 2,5	5	3,8	2	5,51
M 3	5,5	4	2,4	6,01
M 3,5	6	4,5	2,6	6,64
M 4	7	5	3,2	7,66
M 5	8	5	4	8,79
M 6	10	6	5	11,05
M 7	11	7,5	5,5	12,12
M 8	13	8	6,5	14,38
M 10	17	10	8	18,90
M 12	19	12	10	21,10
M 14	22	14	11	24,49
M 16	24	16	13	26,75
M 18	27	18,5	15	29,56
M 20	30	20	16	32,95
M 22	32	22	18	35,03
M 24	36	24	19	39,55
M 27	41	27	22	45,20
M 30	46	30	24	50,85
M 33	50	33	26	55,37
M 36	55	36	29	60,79
M 39	60	39	31	66,44
M 42	65	42	34	71,30
M 45	70	45	36	76,95
M 48	75	48	38	82,60
M 52	80	52	42	88,25
M 56	85	56	45	-
M 60	90	60	48	-

3.34. Irudia: DIN 985 azkoinak

Esan bezala, azkoinak Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak dira.

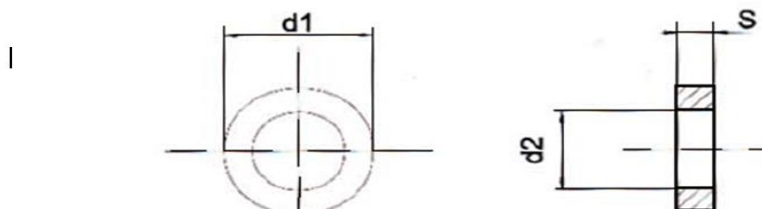
Goiko iruditik ikusten den bezala, M 14-ko azkoinen **m** altueraren balioa **14 mm**-takoa da eta bernoaren gune hariztatuak 34 mm ditu.

3.11.7. Zirindolak

Zirindolak ere jarri beharko dira, estutze edo lotze kargaren banaketa zabalagoa izan dadin.

**RONDELLE
WASHER
SCHEIBEN
RONDELLE (NFE 27611)
RONDELLE UNI 6592 - DIN 125**

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d ₁	7	9	10	12	16	20	24	28	30	37
d ₂	3,2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	21
S	0,5	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3



3.35. Irudia: DIN 125-k araututako zirindolak

Ikusten den bezala, zirindolen barneko diametroa, bernoaren diametroa baino 1 mm handiagoa da, izan behar den moduan.

3.11.8. Estutzean eman beharreko pareta

Dinamometría TITANIO										
TORNILLOS ROSCA METRICA					Ti grado 2		Ti grado 4		Ti grado 5	
MET. mm	PASO mm	HEXAG. mm	ALLEN mm	Sección mm ²	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm
2	0,4	4	1,5	1,72	340,28	0,10	595,49	0,18	1.019,61	0,31
2,5	0,45	5	2	2,88	580,09	0,22	1.015,16	0,38	1.738,17	0,65
3	0,5	5,5	2,5	4,34	883,30	0,39	1.545,77	0,69	2.646,68	1,18
3,5	0,6	6	-	5,81	1.178,76	0,62	2.062,84	1,08	3.532,02	1,84
4	0,7	7	3	7,50	1.516,76	0,91	2.654,34	1,59	4.544,80	2,72
5	0,8	8	4	12,32	2.521,43	1,86	4.412,51	3,26	7.555,17	5,58
6	1	10	5	17,36	3.533,18	3,15	6.183,07	5,51	10.586,74	9,44
7	1	11	-	25,53	5.291,09	5,39	9.259,41	9,43	15.854,11	16,15
8	1,25	13	6	31,93	6.553,46	7,72	11.468,55	13,51	19.636,63	23,13
10	1,5	16	8	50,91	10.498,76	15,38	18.372,83	26,91	31.458,25	46,07
12	1,75	18	10	74,31	15.369,07	26,91	26.895,87	47,10	46.051,52	80,64
14	2	21	12	102,11	21.164,37	43,13	37.037,65	75,47	63.416,43	129,23
16	2	24	14	141,07	29.599,38	67,87	51.798,92	118,77	88.690,90	203,36
18	2,5	27	14	170,93	35.529,93	92,77	62.177,38	162,34	106.461,07	277,96
20	2,5	30	17	220,42	46.249,04	132,56	80.935,81	231,98	138.579,54	397,19
22	2,5	34	17	276,19	58.370,16	182,20	102.147,79	318,85	174.899,01	545,94
24	3	36	19	317,40	66.598,61	229,06	116.547,57	400,85	199.554,53	686,35
27	3	41	19	419,21	88.731,99	339,16	155.280,98	593,53	265.874,47	1.016,26
30	3,5	46	22	508,84	107.337,37	458,11	187.840,39	801,69	321.623,19	1.372,66

3.18. Taula: Titaniozko bernoentzako metrikaren arabeko estutze-parea

Taulatik ondoriozta daitekeen bezala, dinamometroaren bidez, **M14**-ko bernoari **129,23 N·m**-ko pareta aplikatu behar zaio.

Aurreteinkaketaren balorea 63416,43 N –tara irits daiteke, baina kasu honetarako ez da beharrezkoa izango berno honek nagusiki ebakitzaila hutsera egingo baitu lan.

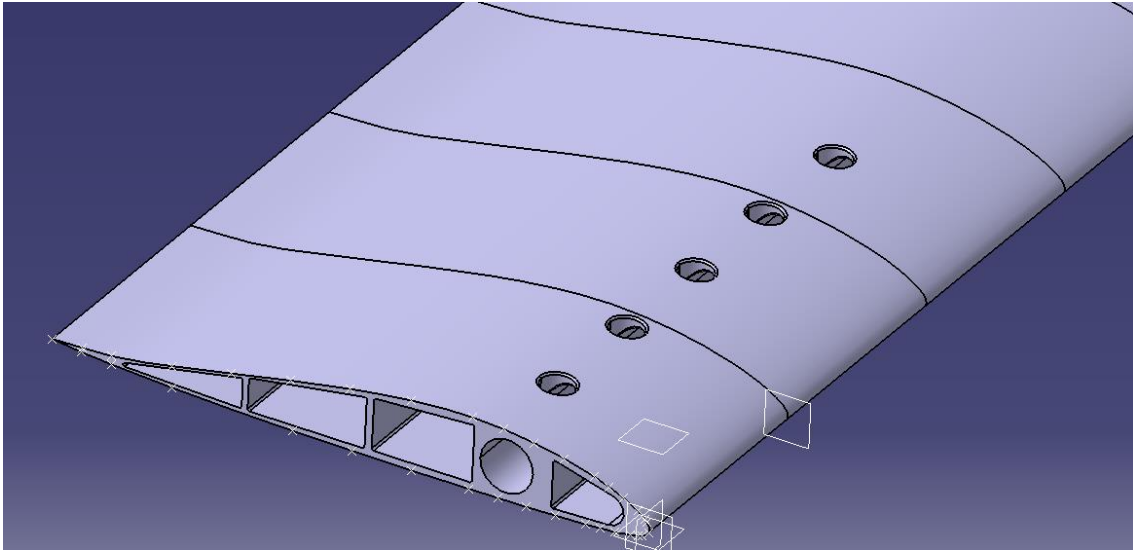
3.11.9. Palen eta bernoaren arteko finkapena

Berno eta palaren arteko lotura nahiko **finkoa** izan behar da, autojiroaren funtzionamendu egokienarentzako ez baita interesgarria pieza bi hauen artean mugimendu erlatiborik izatea.

Ondorioz, **H7/j6** doiketa bat egokia izango litzateke palaren eta loturaren arteko lotura gauzatzeko.

3.12. Palen lehenego diseinuaren aukeraketa

3.12. Palaren lehenego diseinuak honako itxura du:



3.36. Irudia: Palaren diseinua

Palaren 1-aren bolumena ondokoa da:

$$V_{Pala}=0,007 \text{ m}^3$$

3.94. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Teeter Stand} = \rho * V_{Pala} = 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,007 \text{m}^3 = 18,9 \text{ kg}$$

3.95. Ekuazioa

3.12.1. Lehenego karga *Palaren 1*-engan: *Sustentazio indarra*

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, aluminio aleazio **6061T6** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 69\text{GPa}$$

$$\text{Poisson – en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2700 \text{kg/m}^3$$

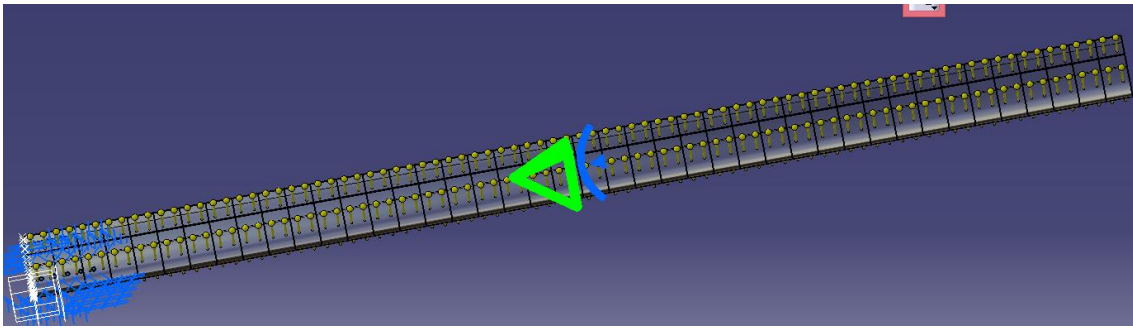
3.96. Ekuazioa

Autojiroaren kasurik larrienean sortzen diren balioak erabiliko dira; kasu hau autojiroaren abiadura maximoko balioak dira.

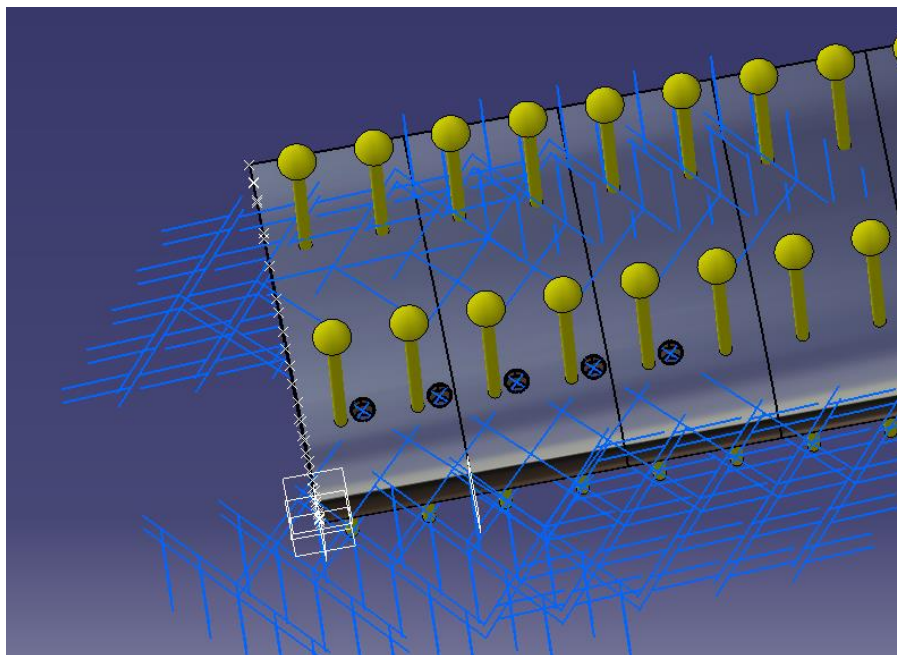
Pala (m)	Vautojiro(m/s)	w (rad/s)	Lb(plano horizontalea)	Dr (plano horizontalean)
0	43,2	40,65	0	0
0,1	43,2	40,65	1,941137418	0,789517739
0,2	43,2	40,65	2,809211894	0,546395176
0,3	43,2	40,65	3,805951606	0,542275285
0,4	43,2	40,65	4,929433787	0,572673601
0,5	43,2	40,65	6,180668386	0,619531677
0,6	43,2	40,65	7,560049483	0,676823346
0,7	43,2	40,65	9,067761617	0,741964356
0,8	43,2	40,65	10,70390243	0,813662059
0,9	43,2	40,65	12,46852834	0,89119811
1	43,2	40,65	14,36167418	0,974141412
1,1	43,2	40,65	16,38336261	1,062217586
1,2	43,2	40,65	18,53360898	1,155243685
1,3	43,2	40,65	20,81242408	1,253093044
1,4	43,2	40,65	23,2198157	1,355675177
1,5	43,2	40,65	25,75578961	1,462923723
1,6	43,2	40,65	28,42035018	1,574788909
1,7	43,2	40,65	31,21350075	1,69123267
1,8	43,2	40,65	34,13524397	1,812225399
1,9	43,2	40,65	37,1855819	1,937743722
2	43,2	40,65	40,36451623	2,067768938
2,1	43,2	40,65	43,67204833	2,202285907
2,2	43,2	40,65	47,1081793	2,341282242
2,3	43,2	40,65	50,67291008	2,484747711
2,4	43,2	40,65	54,36624145	2,632673785
2,5	43,2	40,65	58,18817405	2,785053301
2,6	43,2	40,65	62,13870844	2,941880199
2,7	43,2	40,65	66,21784509	3,103149313
2,8	43,2	40,65	70,4255844	3,268856218
2,9	43,2	40,65	74,76192674	3,438997099
3	43,2	40,65	79,2268724	3,613568648
3,1	43,2	40,65	83,82042165	3,792567985
3,2	43,2	40,65	88,54257472	3,97599259
3,3	43,2	40,65	93,39333182	4,163840249
3,4	43,2	40,65	98,37269313	4,356109006
3,5	43,2	40,65	103,4806588	4,552797132
3,6	43,2	40,65	108,717229	4,753903087
3,7	43,2	40,65	114,0824038	4,959425499
3,8	43,2	40,65	119,5761834	5,16936314
3,9	43,2	40,65	125,1985678	5,383714908
4	43,2	40,65	130,9495572	5,602479812
4,1	43,2	40,65	136,8291516	5,825656957
4,2	43,2	40,65	142,8362151	6,053245532
			2302,429991	109,9426859

3.19.Taula: susentazioaren eta drag-en balioak palako sekzioan

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da.

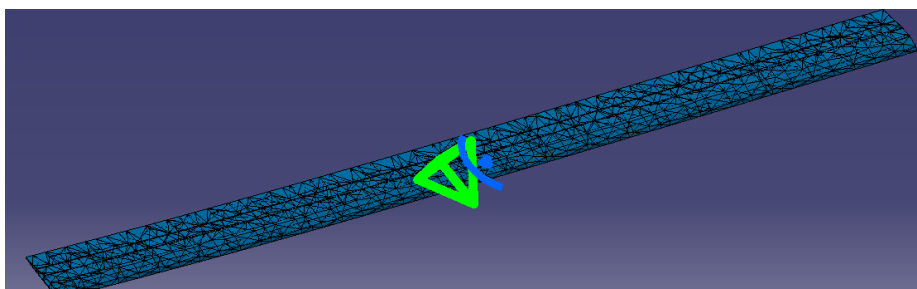


3.37. Irudia: Indarren aplikazioa



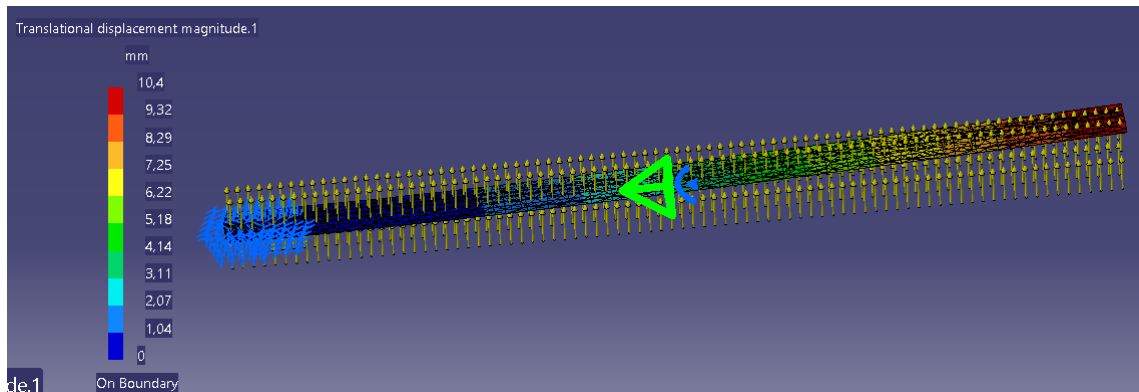
3.38. Irudia: Lotura torlojuetan

Catia V5-eko Ansys-ean materiale mota, elementu mota etab. definitu ondoren, pieza mallatu egin behar da, milaka elementu finitutan zatituz pieza, hurrengo irudian ikus daitekeen bezala:



3.39. Irudia: Pieza mallatuta

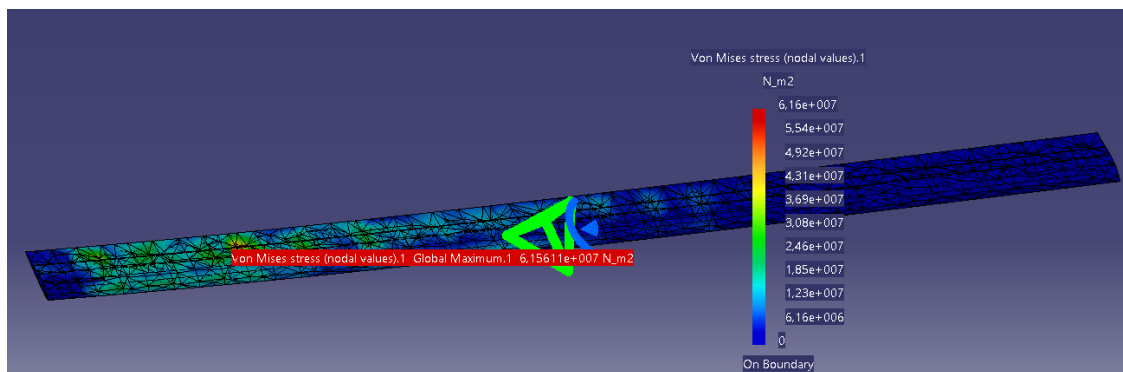
Deformazioak palan:



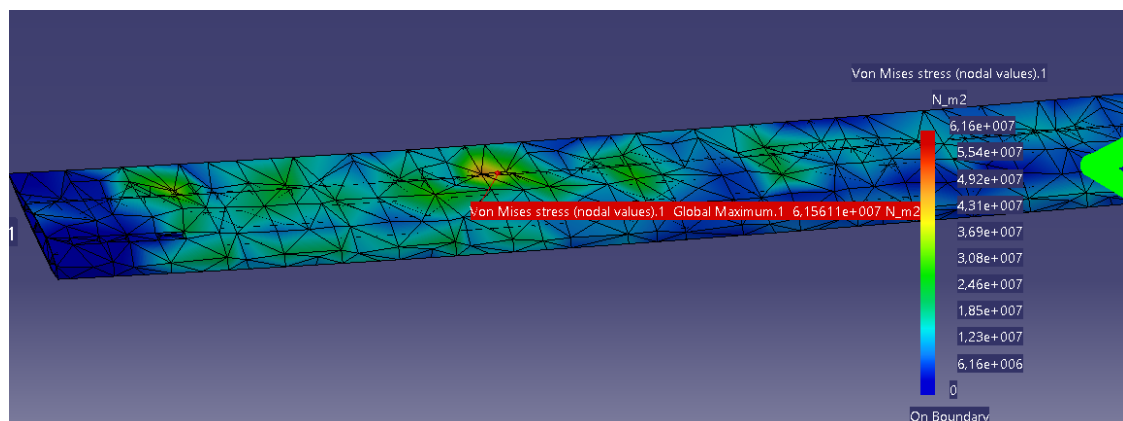
3.40. Irudia: Palare 1-aren deformazioak

Lehen emaitza honetatik ondoriozta daiteke, karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak direla, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 10,4 mm-koa da; Deformazio hau indar zentrifugari esker txikitu egiten da.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da.



3.41. Irudia: Von Mises-en tentsioak



3.42. Irudia: Von Mises-en tentsioak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 61,6 MPa-koa delarik.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von\ Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.97. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Aluminio 6061-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=280$ Mpa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzen da.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

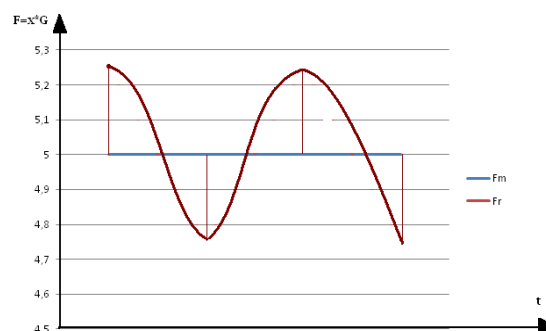
$$\sigma_{Von\ Mises} = 61,6\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{280\ MPa}{3} = 93,33\ MPa$$

3.98. Ekuazioa

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

3.12.2. Palaren 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Lehenago aipatu den bezala, kontuan hartuta aluminio aleazioek printzipioz ez dutela neke-limiterik, piezen fabrikazio prozesuaren arabera, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da aluminio piezen bizi iraupena kalkulatzeko. Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo edo gehiago jasan ditzakeen pieza batek, **bizitza infinitua** duela onartzen da.



3.43. Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Tentsioak aldakorak direnez paletan, tentsio maximoa aurreratz doan palak dituela eta tentsio minimoak atzerantz doan palak; suposatuko da aurrerzta doan palak %10 tentsio handiagoak dituela. Hau jakinik tentsio alternoa eta medioa aterako dugu eta palen bizitza iraupena kalkulatu.

$$\sigma_{max} = 61,60Mpa$$

$$\sigma_{min} = 61,60Mpa * 0,1 = 6,16Mpa$$

3.99. Ekuazioa

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{61,6 + 6,16}{2} = 67,76Mpa$$

3.100. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{61,6 - 6,16}{2} = 27,72Mpa$$

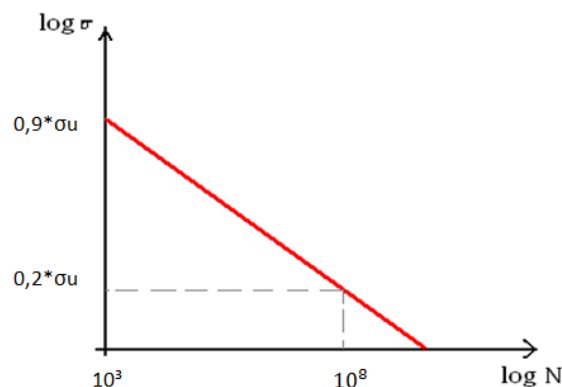
3.101. Ekuazioa

Halere, aurrez aipa bezala, altzairua alde batera utzirik, gehien ezagutzen den materiala den arren, oraindik asko dago ikertzeke, eta kriterio nahiko kontserbakorrak erabiltzen dira oraindik ere; dagoen datu “falta erlatiboa” dela eta. Hau dela eta $\sigma_{e'}$ -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.102. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak ($\log \sigma$ - $\log N$):



3.44. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupenaren grafika

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bitzita nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.103. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

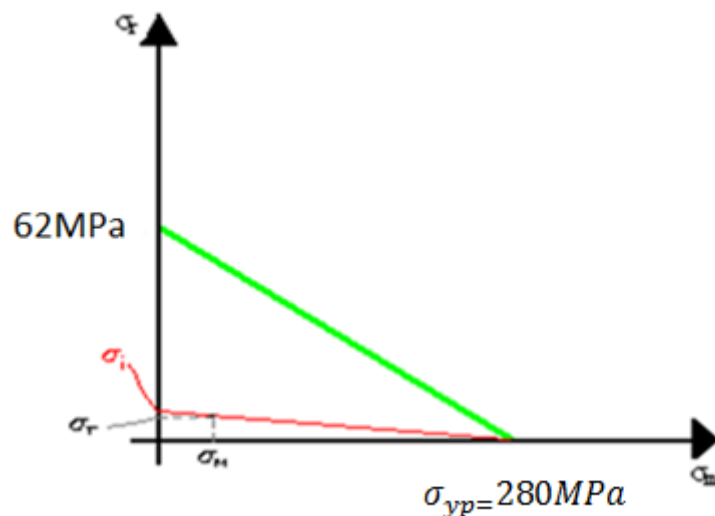
Non ondoko baloreak ditugun σ_i ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{27,72 \text{ MPa}}{1 - \frac{67,76 \text{ MPa}}{280 \text{ MPa}}} = 35,47 \text{ MPa}$$

3.104.Ekuazioa

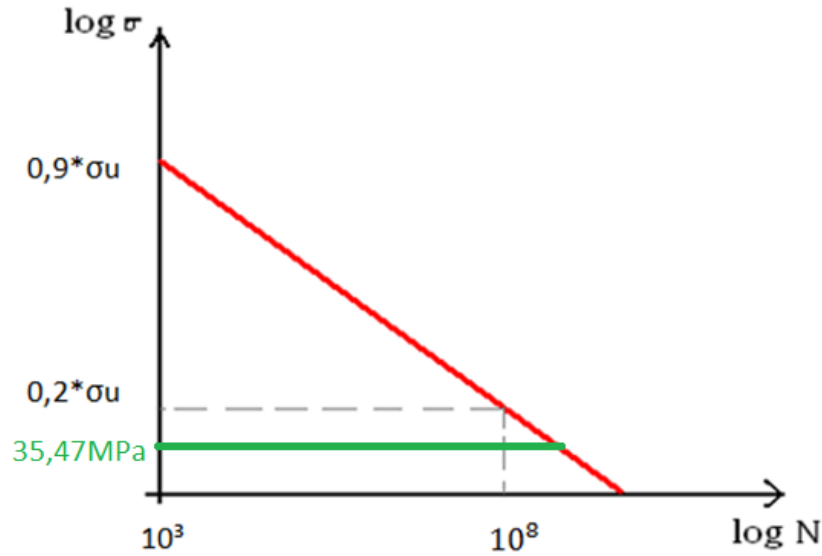
Ondoko grafikotik ere atera daiteke balioa:

$$\sigma_u = 310 \text{ MPa}$$



3.45. Irudia: σ_N ateratzeko grafika

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bitzita ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.45. Irudia: Bizi iraupenerakografika

Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezarengan tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluentzia tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

3.12.3. Lehenengo karga *Palaren 1-engan: Sustentazio indarra eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Lehen diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisisa egitea.

Kasu honetarako ere, errotoreak 300 rpm-ra biratuko duela suposa dezakegu, beraz:

$$w = 300 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5 \frac{\text{rev.}}{\text{s}}$$

3.105. Ekuazioa

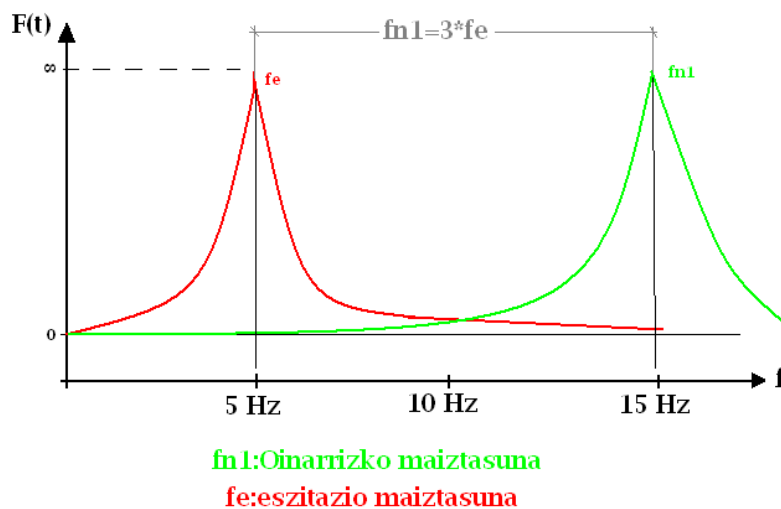
Alegia, **f=5 Hz**-tako maiztasuna du kargaren aplikazioak kasu honetarako ere, baina ezin da albo batera utzi rpm handiagoetara kargak izan ditzakeen maiztasunak ere.

3.12.4. Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenetan eta batik bat euren oinarritzko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.

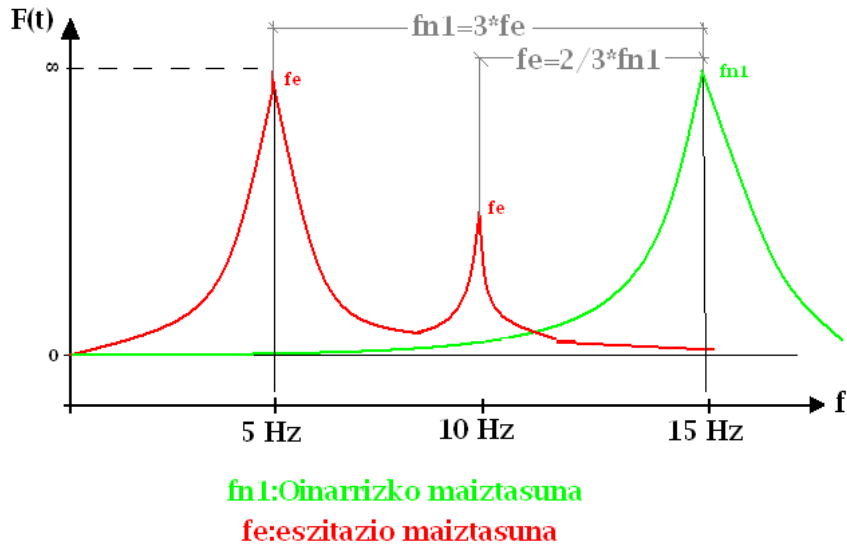
Pieza hau eszitatuko duen oinarritzko maiztasuna 5 Hz-takoa da esan bezala, eta erresonantzia ekiditeko, piezaren oinarritzko maiztasunak ezin du inolaz ere eszitzazio maiztasun honen balioarekin kointziditu edota oso hurbil egon. Izan ere, erresonantzia fenomenoaren ematen bada, tentsioak infinitora hurbil daitezke eta pieza bere jardueran erabat puskatu.

Diseinua ona eta segurtasunezkoa izan dadin, piezaren maiztasun natural baxuena, eszitzazio maiztasuna baino handiagoa izan behar da neurri jakin batean. Hain zuzen ere, hiru aldiz handiagoa izan behar da piezaren oinarritzko maiztasuna eszitzazio maiztasunaren aldean. Horrela pieza eszitatuko duen maiztasuna 5 Hz bada normalean, bere oinarritzko maiztasunak 15 Hz ingurukoa izan behar du:



3.45. Irudia: Maiztasunen grafikak

Bestalde, autojiroaren errotorea 300 rpm baino biraketa abiadura handiagoetara ibil daiteke eta eszitzazio maiztasun handiagoak ere sortu ditzake, beraz alderdi hau ere kontuan hartu behar da neurri batean. Eszitzazio maiztasun honek harmonikoak sortu ditzake beste maiztasun batzuetan eta erresonantzia era berdinean gauza daiteke, hori dela eta aintzat hartu behar da hau ere:



3.46. Irudia: Maiztasunen grafikak

Hori dela eta, oinarrizko maiztasunaren 2/3-ko baliora, beste maximo bat eman daitekeela kontsideratuko da, alegia 10 Hz-tara beste maximo bat eman daitekeela suposatuko da, baldin eta oinarrizko maiztasun minimotzat 15 Hz hartzen badugu.

Beraz, *Palaren- 1* honentzako, Catia V5-eko Ansys-en analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:

The screenshot shows the 'Image Edition' dialog box with a table of natural frequencies. The table has two columns: 'Number of modes' and 'Frequency (Hz)'. The first mode is highlighted in blue.

Number of modes	Frequency (Hz)
1	25,1592
2	26,4017
3	157,428
4	164,417
5	317,307
6	431,145
7	467,686
8	764,171
9	806,226
10	893,223

Buttons: More >>, OK, Cancel, Preview

3.47. Irudia: *Palaren 1*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da:

3.12.5. Lehenengo karga *Palaren 1-engan: Drag indarra*

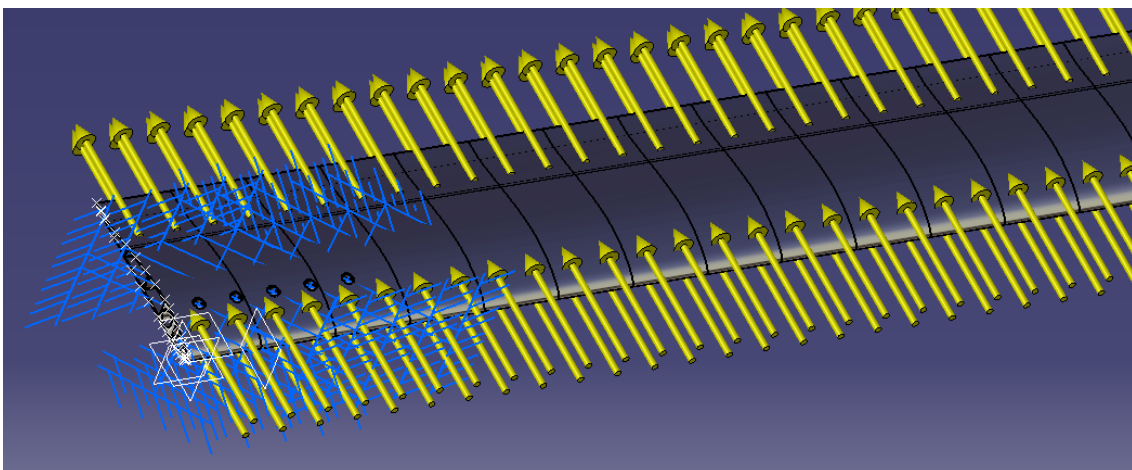
Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, aluminio aleazio **6061T6** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 69\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

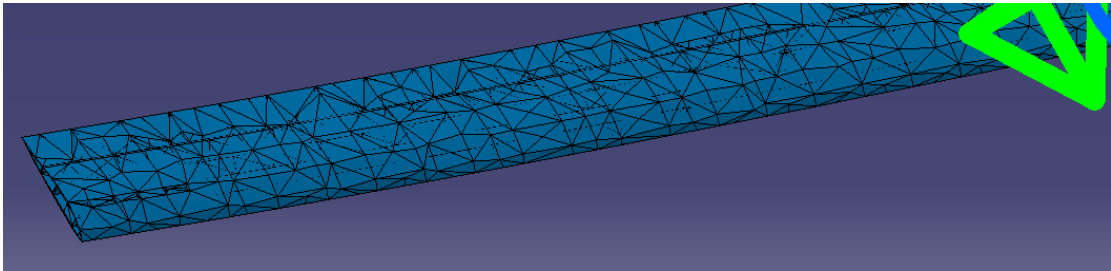
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2700\text{kg/m}^3$$

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da.



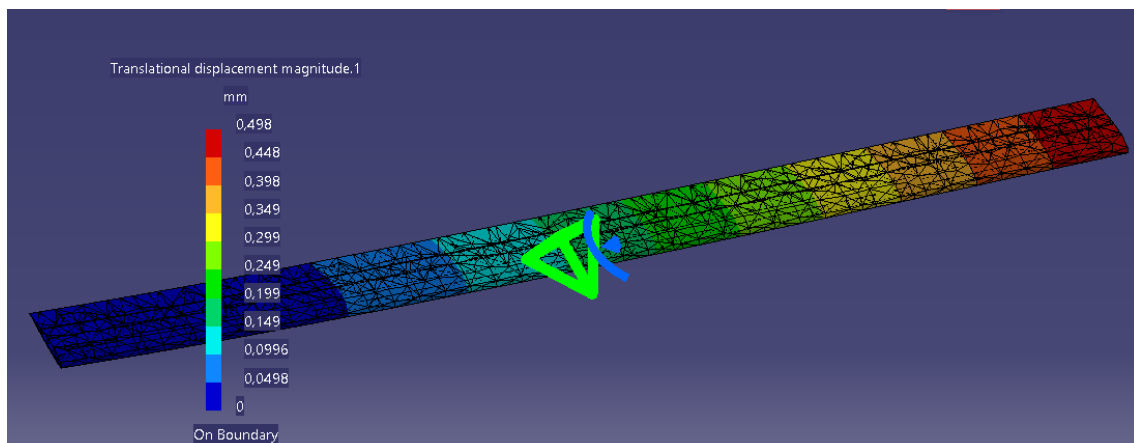
3.48.Irudia: Drag indarra palan eta lotura gunea

Palaren mallaketa:



3.49.Irudia:

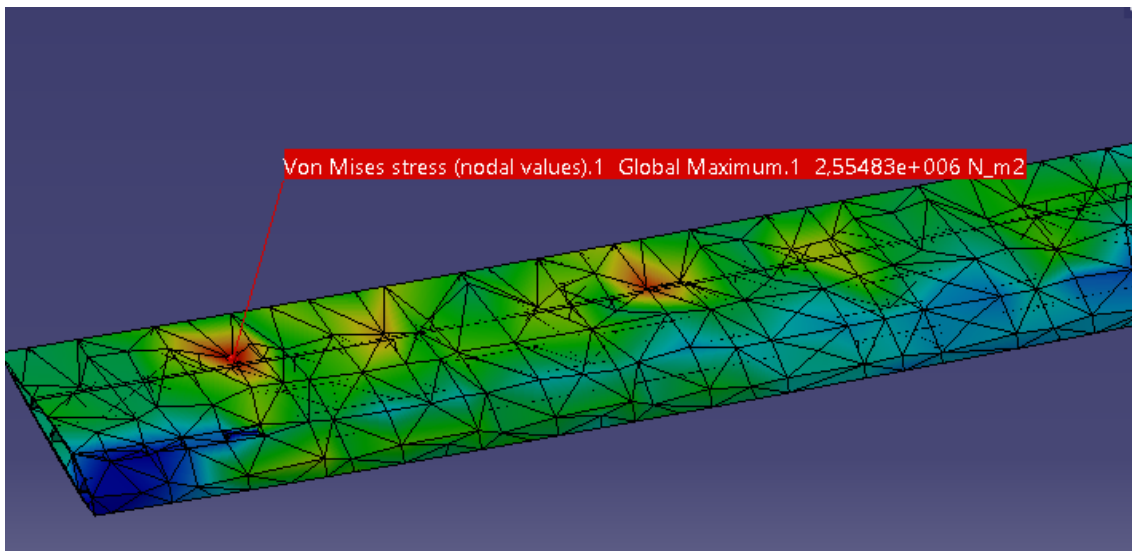
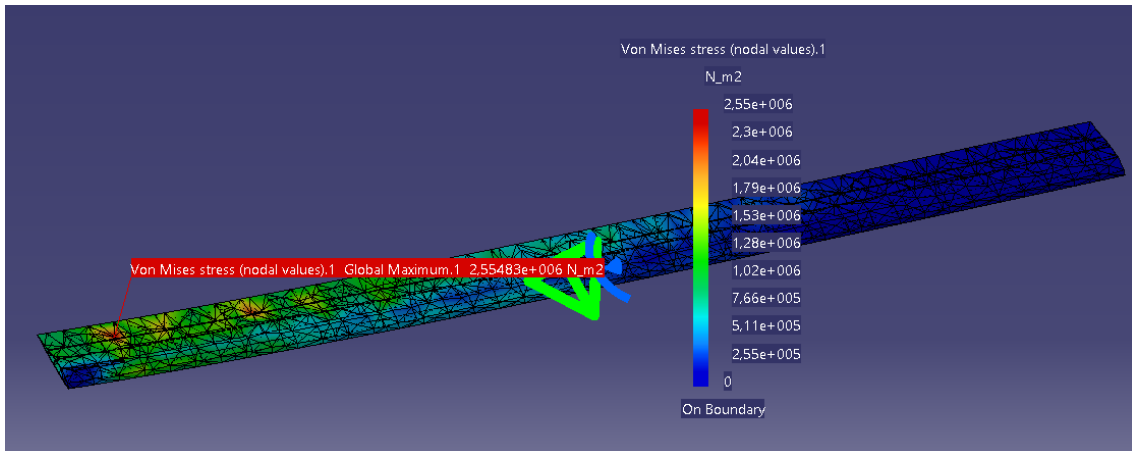
Orduan, *Palan 1*-rengan, drag indarra emango den azalera aplikatuz, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



3.50. Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren deformazioak drag indarrari esker

Karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak dira, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,4983 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Tentsioei dagokienean;



3.51.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren tentsio maximoak

Argi dagoen moduan, Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Bere tentsioa 2,55MPa da, oso balio txikia.

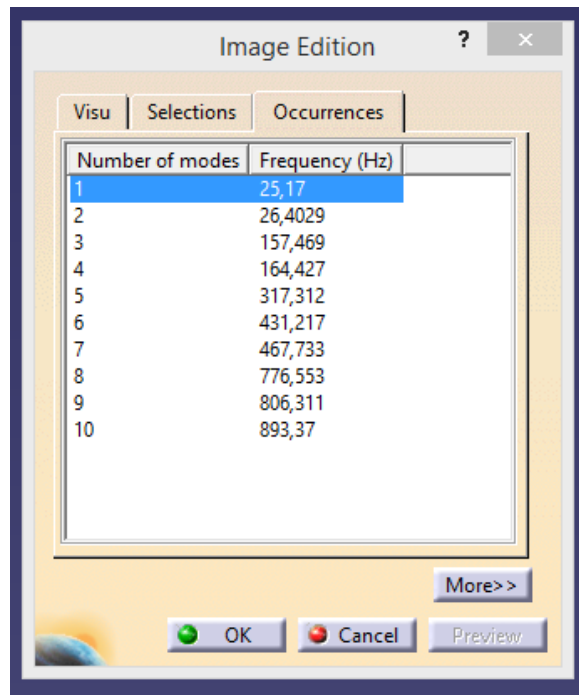
3.12.6. *Palaren 1*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Zer esanik ere ez, nekearen azterketarekin, ez da nekearentzako beharrezkoa izango kalkulurik egitea, benetan nekera eutsi beharreko karga, sustentazioa baita, eta aurrez ikusi bezala, ez du inongo arazorik ematen piezak; bizitza-infinitua baitu.

3.12.7. karga *Palaren 1-engan: Drag Indarra eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, drag indarra, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da.

Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	25,17
2	26,4029
3	157,469
4	164,427
5	317,312
6	431,217
7	467,733
8	776,553
9	806,311
10	893,37

3.52. Irudia: *Palaren 1*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da.

3.12.8. Lehenengo karga *Palaren 1-engan: Indar zentrifugoa*

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulu, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

Kasu honetan, aluminio aleazio **6061T6** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 69\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

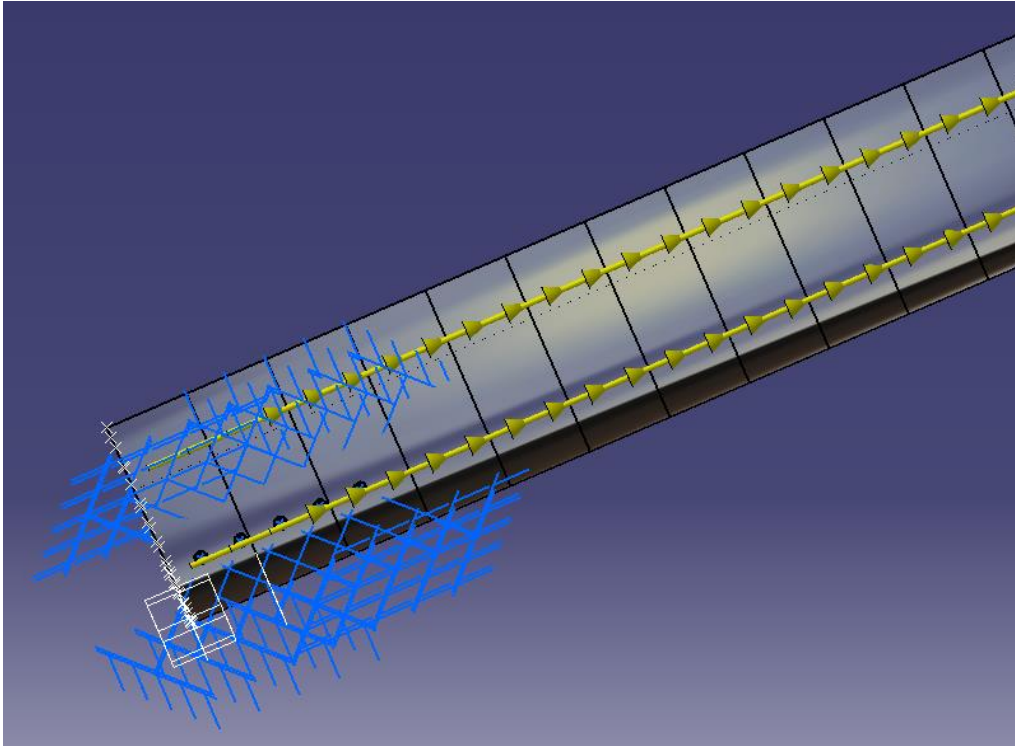
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2700\text{kg/m}^3$$

Palako sekzio bakoitzean eragindako indar zentrifugoa:

Pala (m)	mp (palaren pisua)kg	Ω (rad/s)	Fc (N) (indar zentrifugoa)
0	0,45	40,654	0
0,1	0,45	40,654	74,37364722
0,2	0,45	40,654	148,74729444
0,3	0,45	40,654	223,12094166
0,4	0,45	40,654	297,49458888
0,5	0,45	40,654	371,8682361
0,6	0,45	40,654	446,24188332
0,7	0,45	40,654	520,61553054
0,8	0,45	40,654	594,98917776
0,9	0,45	40,654	669,36282498
1	0,45	40,654	743,7364722
1,1	0,45	40,654	818,11011942
1,2	0,45	40,654	892,48376664
1,3	0,45	40,654	966,85741386
1,4	0,45	40,654	1041,23106108
1,5	0,45	40,654	1115,6047083
1,6	0,45	40,654	1189,97835552
1,7	0,45	40,654	1264,35200274
1,8	0,45	40,654	1338,72564996
1,9	0,45	40,654	1413,09929718
2	0,45	40,654	1487,4729444
2,1	0,45	40,654	1561,84659162
2,2	0,45	40,654	1636,22023884
2,3	0,45	40,654	1710,59388606
2,4	0,45	40,654	1784,96753328
2,5	0,45	40,654	1859,3411805
2,6	0,45	40,654	1933,71482772
2,7	0,45	40,654	2008,08847494
2,8	0,45	40,654	2082,46212216
2,9	0,45	40,654	2156,83576938
3	0,45	40,654	2231,2094166
3,1	0,45	40,654	2305,58306382
3,2	0,45	40,654	2379,95671104
3,3	0,45	40,654	2454,33035826
3,4	0,45	40,654	2528,70400548
3,5	0,45	40,654	2603,0776527
3,6	0,45	40,654	2677,45129992
3,7	0,45	40,654	2751,82494714
3,8	0,45	40,654	2826,19859436
3,9	0,45	40,654	2900,57224158
4	0,45	40,654	2974,9458888
4,1	0,45	40,654	3049,31953602
4,2	0,45	40,654	3123,69318324

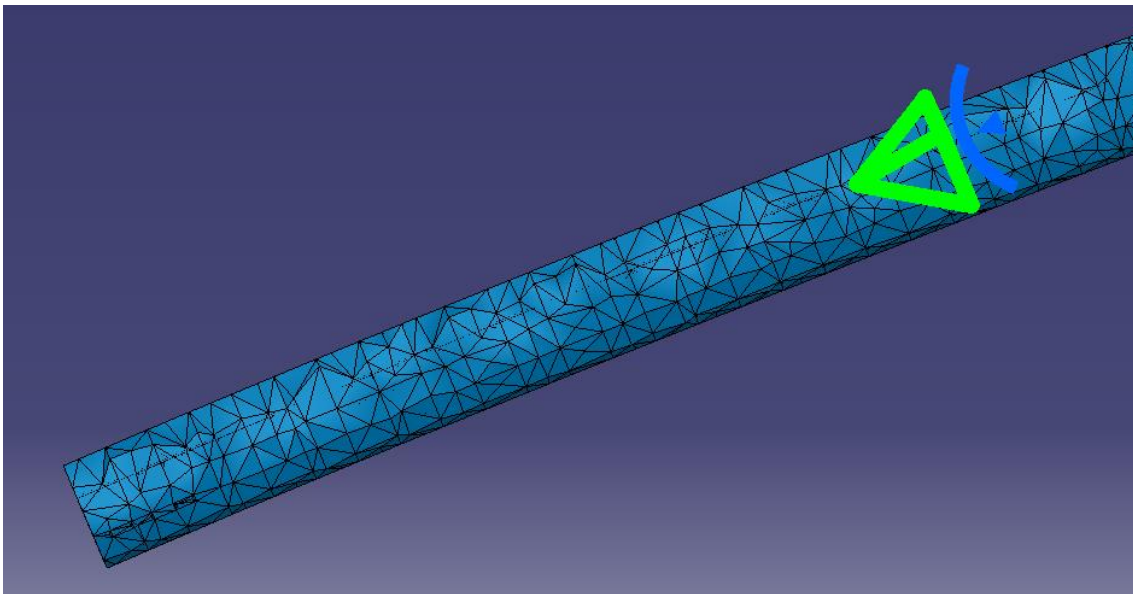
3.20.Taula:Indar zentrifugoa paleko sekzioan banatuta

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da.



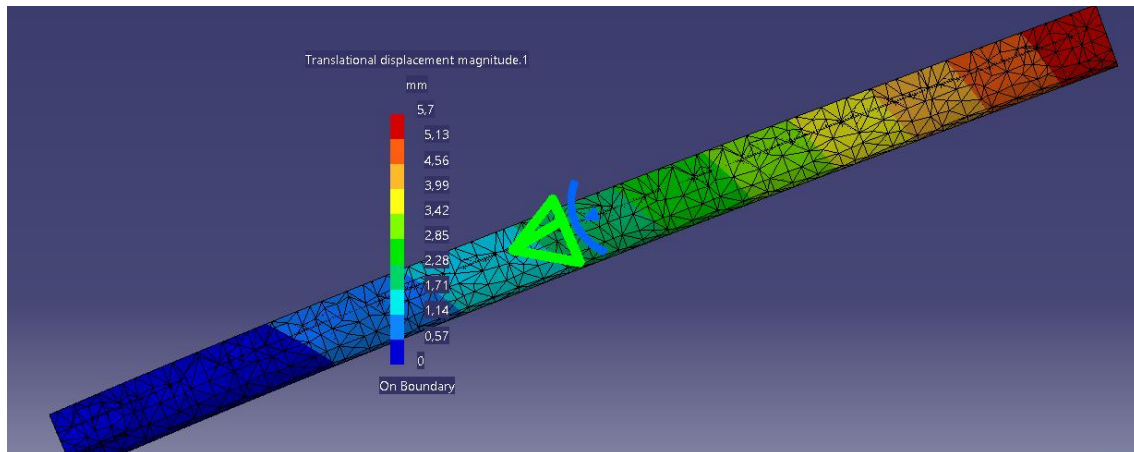
3.53.Irudia: indar zentrifugoa palan eta lotura gunea

Palaren mallaketa:



3.54.Irudia: pala mallatuta

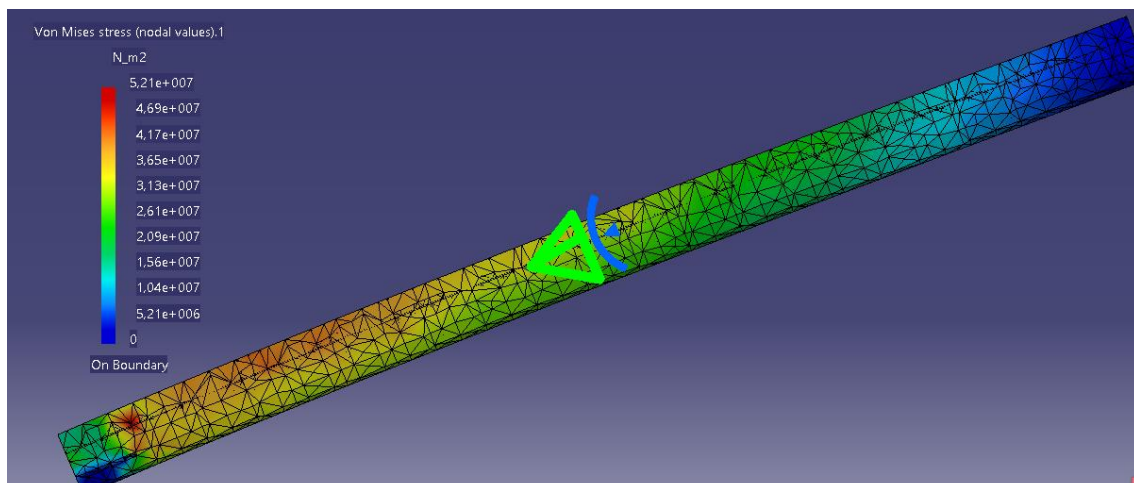
Orduan, *Palan1*-rengan, indar zentrifugoa emango den azaleran aplikatuz, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



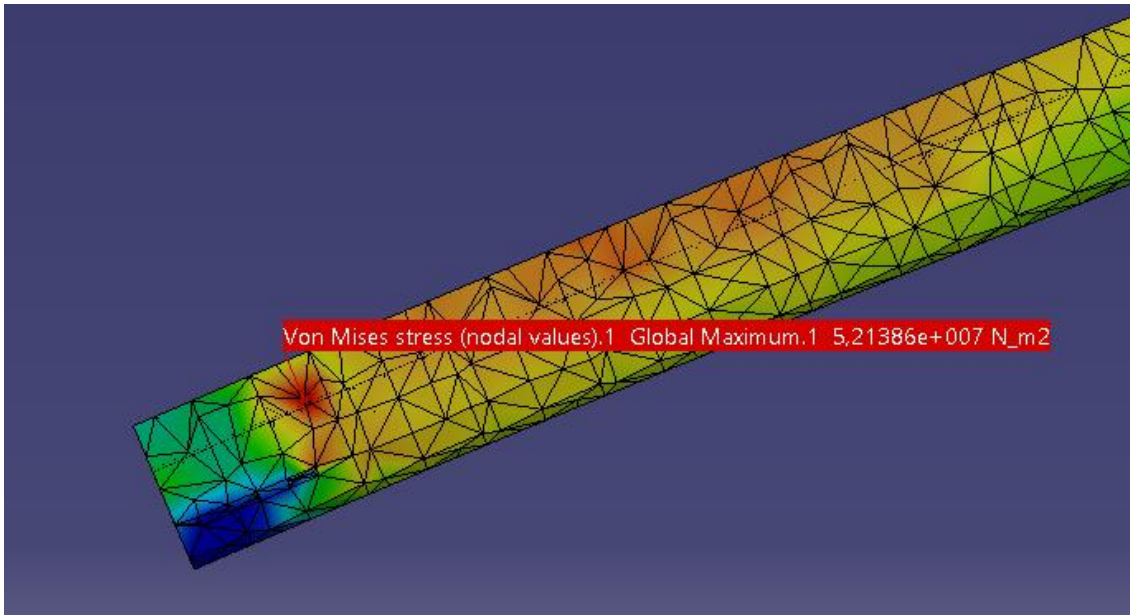
3.55.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren deformazioak indar zentrifugoari esker

Karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak dira, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 5,7 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Tentsioei dagokionez;



3.56.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren tentsio maximoak



3.57.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren tentsio maximoaren puntua

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 52,1MPa-koa delarik.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von\ Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.106. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Aluminio 6061-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=276$ Mpa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzen da.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

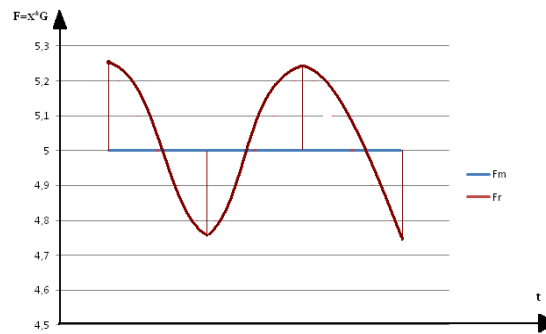
$$\sigma_{Von\ Mises} = 52,1\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{276\ MPa}{3} = 92\ MPa$$

3.107. Ekuazioa

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

3.12.9. Pala 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Lehenago aipatu den bezala, kontuan hartuta aluminio aleazioek printzipioz ez dutela neke-limiterik, piezen fabrikazio prozesuaren arabera, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da aluminio piezen bizi iraupena kalkulatzeko. Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo edo gehiago jasan ditzakeen pieza batek, **bizitza infinitua** duela onartzen da.



3.58. Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Tentsioak aldakorrek direnez paletan, tentsio maximoa aurreratz doan palak dituela eta tentsio minimoak atzerantz doan palak; suposatuko da aurrerzta doan palak %10 tentsio handiagoak dituela. Hau jakinik tentsio alternoa eta medioa aterako dugu eta palen bizitza iraupena kalkulatu.

$$\sigma_{max} = 52,1Mpa$$

$$\sigma_{min} = 52,1Mpa * 0,1 = 5,21Mpa$$

3.108. Ekuazioa

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{52,1 + 5,21}{2} = 28,655MPa$$

3.109. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{52,1 - 5,21}{2} = 23,445MPa$$

3.110. Ekuazioa

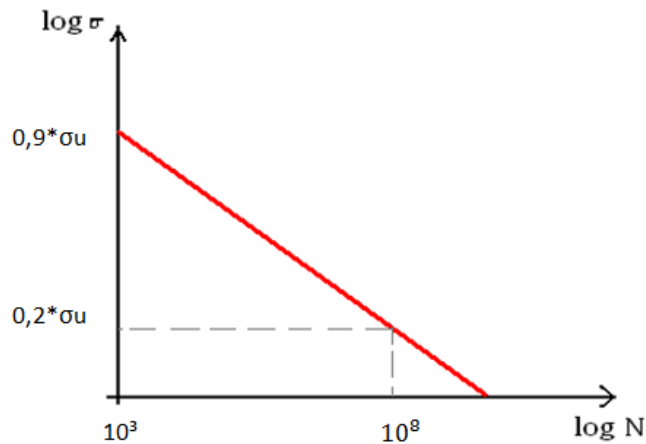
Halere, aurrez aipa bezala, altzairua alde batera utzirik, gehien ezagutzen den materiala den arren, oraindik asko dago ikertzeke, eta kriterio nahiko kontserbakorrak

erabiltzen dira oraindik ere; dagoen datu “falta erlatiboa” dela eta. Hau dela eta $\sigma_{e'}$ -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.111. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak ($\log \sigma$ - $\log N$):



3.59. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupearen grafika

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.112. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

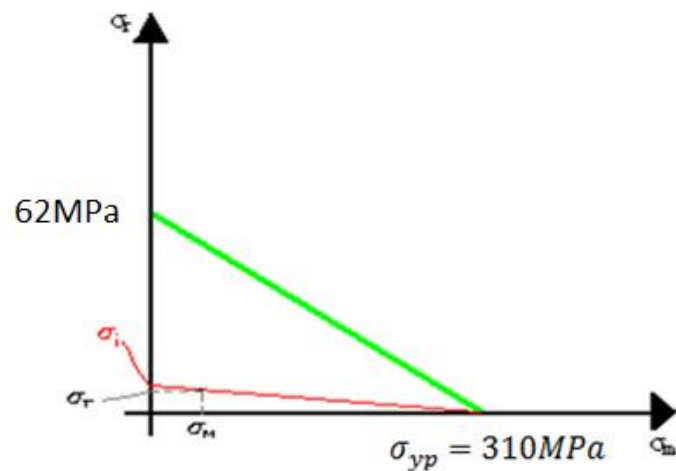
Non ondoko baloreak ditugun σ_i ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{23,445 \text{ MPa}}{1 - \frac{28,655 \text{ MPa}}{310 \text{ MPa}}} = 25,83 \text{ MPa}$$

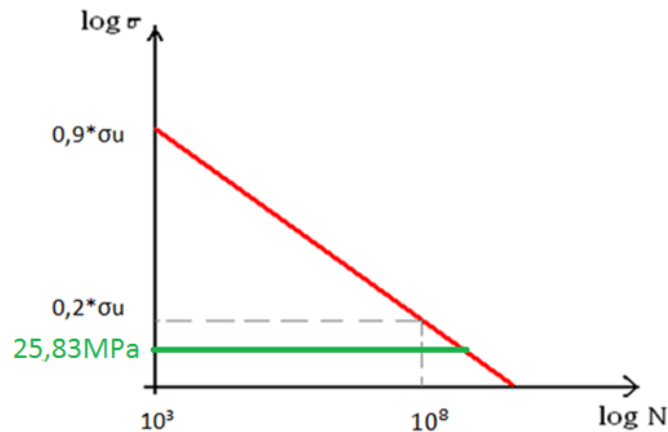
3.113. Ekuazioa

Ondoko grafikotik ere atera daiteke balioa:

$$\sigma_u = 270 \text{ MPa}$$

3.60. Irudia: σ_N ateratzeko grafika

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.61. Irudia: Bizi iraupenerakografika

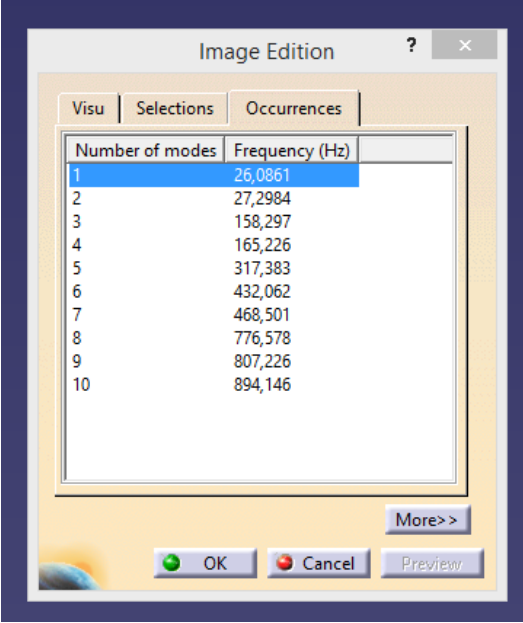
Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezaren tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts

egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluentzia tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

3.12.10. karga *Palaren 1-engan: Indar zentrifugoaren eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, indar zentrifugoa, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da.

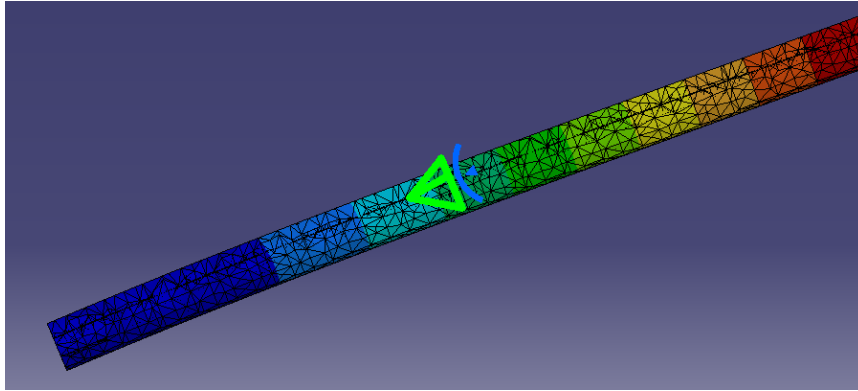
Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	26,0861
2	27,2984
3	158,297
4	165,226
5	317,383
6	432,062
7	468,501
8	776,578
9	807,226
10	894,146

3.62. Irudia: *Palaren 1-aren* lehenengo 10 maiztasun naturalak

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da.

3.63. Irudia: *Palaren 1*-aren lehenengo 1 maiztasun naturalak

3.12.11. Lehenengo karga *Palaren 1*-engan: *Palaren pisuaren indarra*

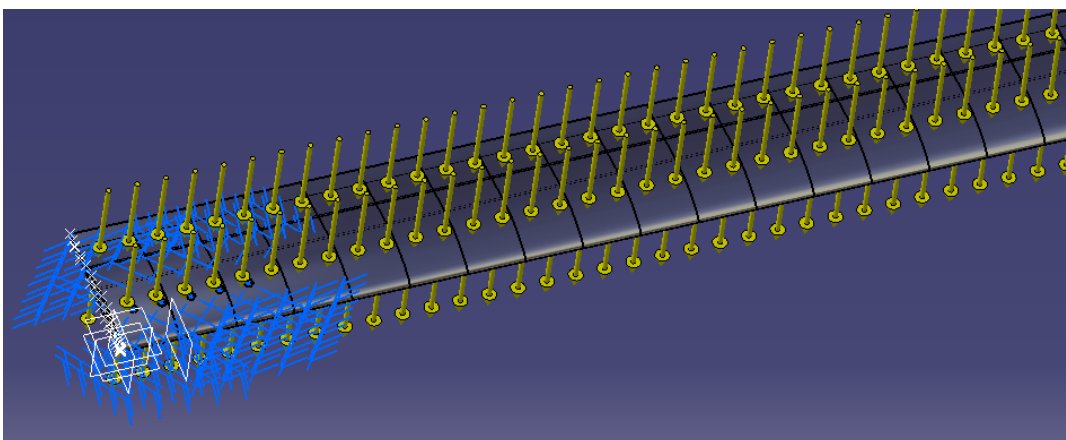
Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, aluminio aleazio **6061T6** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 69\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

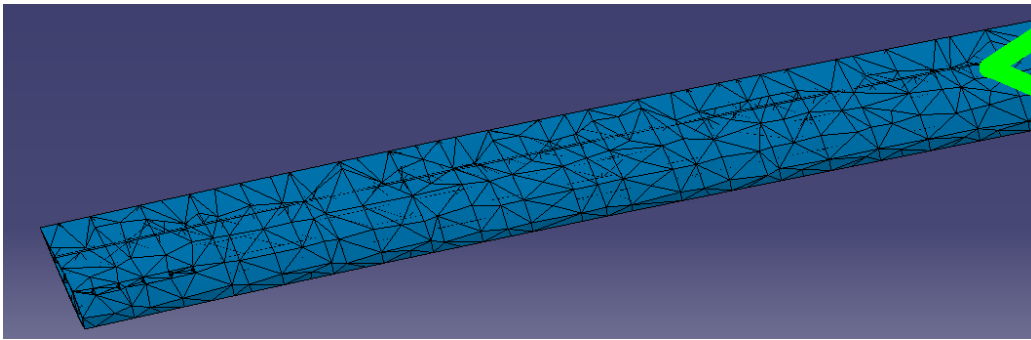
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2700\text{kg/m}^3$$

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da.



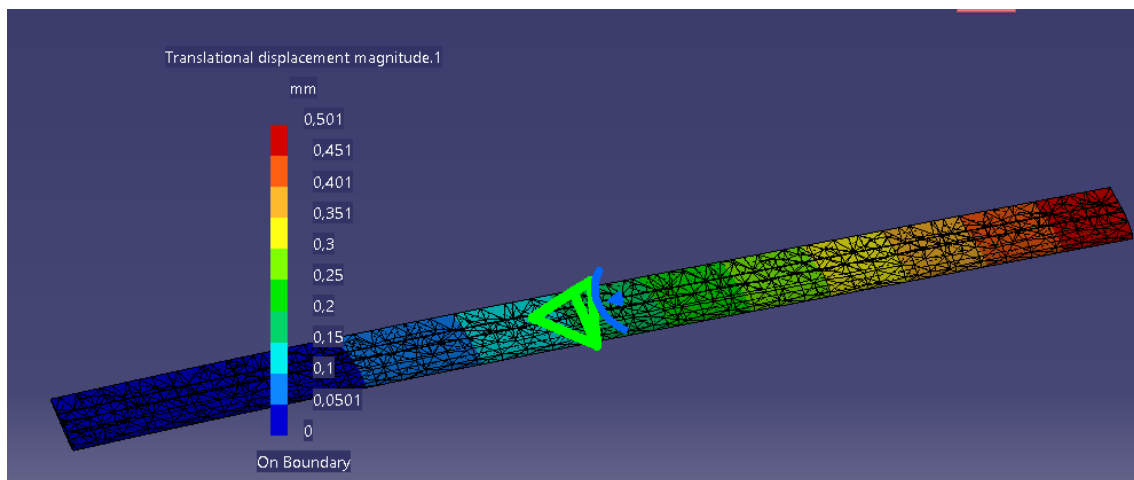
3.64.Irudia: palaren pisua eta lotura gunea

Palaren mallaketa:



3.65.Irudia: pala mallatuta

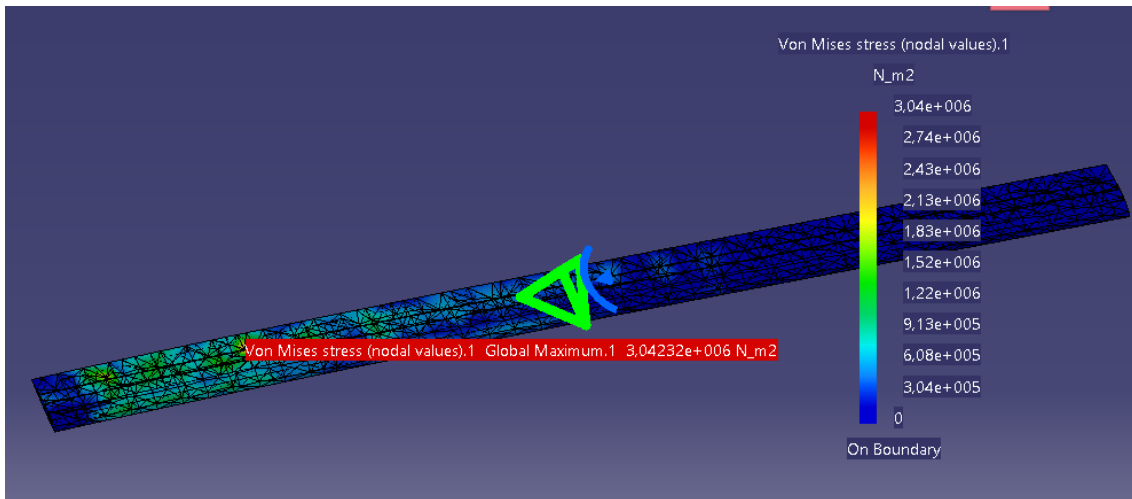
Orduan, *Palan 1*-rengan, pisuak eragindako indar emango den azaleran aplikatuz, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



3.66.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren deformazioak palen pisuari esker

Karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak dira, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,501 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Tentsioei dagokioenez;



3.67.Irudia: *Palan 1*-engan ematen diren tentsio maximoak

Argi dagoen moduan, Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Bere tentsioa 3,04MPa da, oso balio txikia.

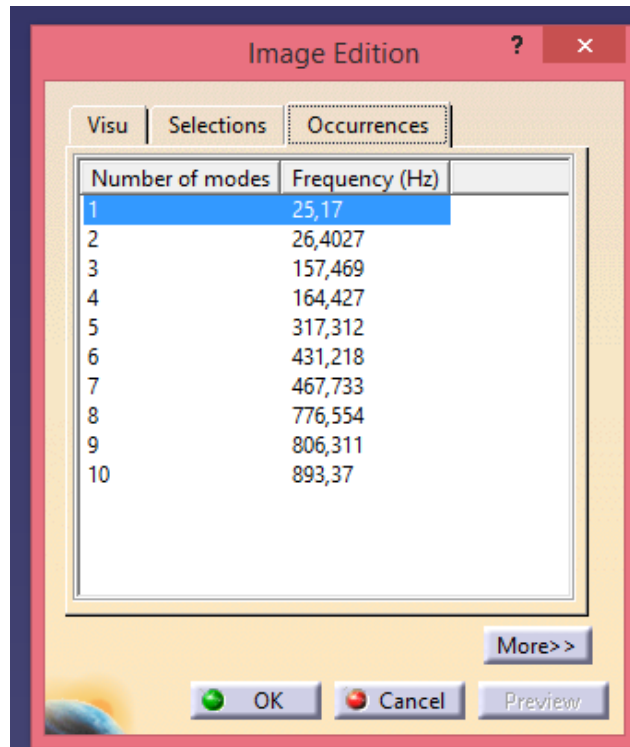
3.12.12. *Palaren 1*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Zer esanik ere ez, nekearen azterketarekin, ez da nekearentzako beharrezkoa izango kalkulurik egitea, benetan nekera eutsi beharreko karga, sustentazioa baita, eta aurrez ikusi bezala, ez du inongo arazorik ematen piezak; bizitza-infinitua baitu.

3.12.13. karga *Palaren 1*-engan: Pisuaren Indarra eta kargaren eszitazio maiztasunak

Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, drag indarra, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da.

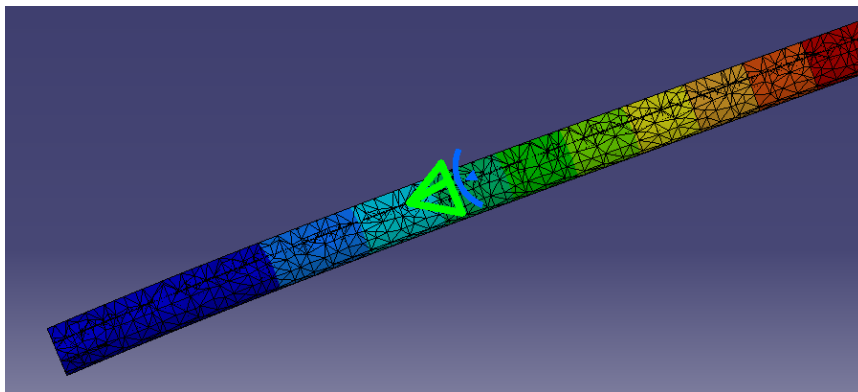
Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	25,17
2	26,4027
3	157,469
4	164,427
5	317,312
6	431,218
7	467,733
8	776,554
9	806,311
10	893,37

3.68. Irudia: *Palaren 1*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da.



3.69. Irudia: *Palaren 1*-aren lehenengo 1 maiztasun naturalak

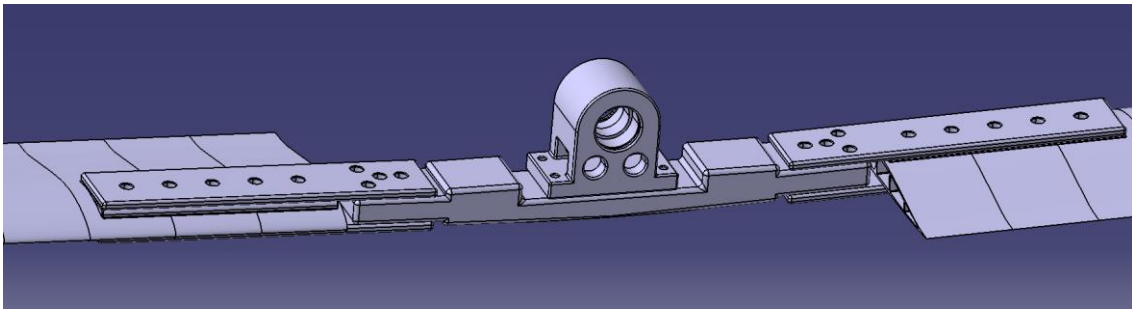
3.12.14. Ondorioa

Diseinatutako palak karga egoera guztiak behar bezala eusten ditu. Merkatuan dauden palen pisua 20-21kg bitartekoa dela kontuan izan da, eta diseinatutako palak 18,9kg dituztela pala hauek aukeratu dira.

3.12.15. Palaren multzoaren kalkulua 5G-ak kontutan hartuta:

5G-ko indarrak autojiroaren gidariak bapateko biraketa handiak egiterakoan sortzen dira. Biraketa hauek autojiroaren errore multzoan eragin puntualak izaten ditu eta diseinatutako palak, 5G-ko indar hauek eusten dituen konprobatzeko hurrengo kalkulua burutuko da.

Errore multzoa: teeter block, balantzina, xaflak (balantzina eta palak lotzeko) eta palak.



3.70.Irudia: errore multzoaren zatia

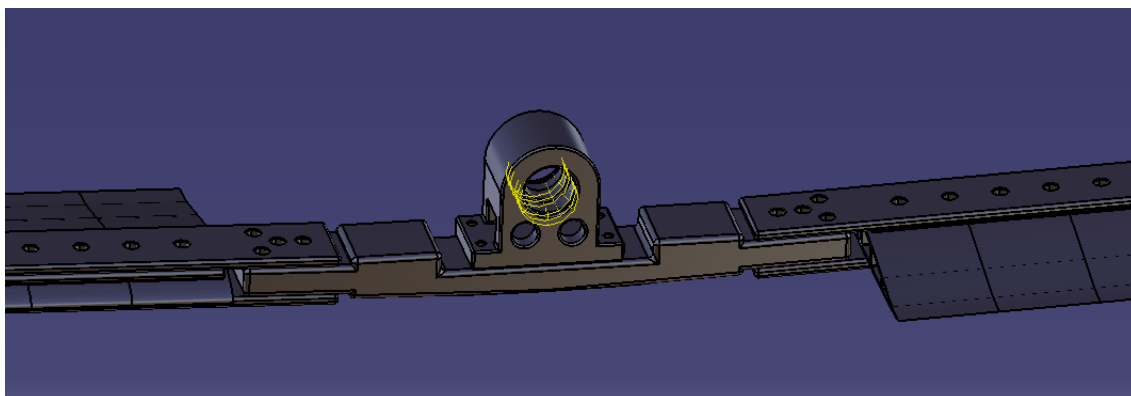
3.12.16.Multzoaren azterketa: 5G-ko indarra

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, aluminio aleazio **6061T6(palak) eta 7075T6(gainontzekoak)** zehatz bat aukeratu da, baloreak lehenago erabilitako berdinak.

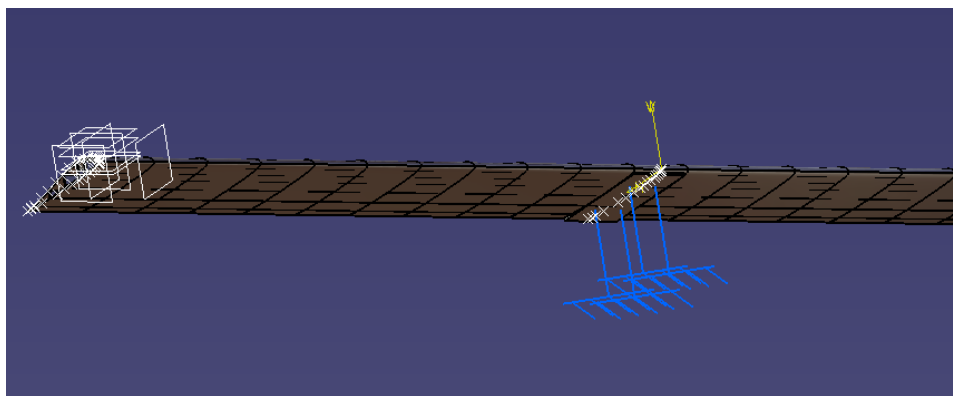
Karga indar moduan aplikatzea erabaki da. Baina diseinua dela eta lotura ezartzeko orduan sustentazio indarraren erresultatean erabaki da jartzea enpotramendua baina goiko aurpegia ere aukeratzen du, hau egitan horrela ez den arren ez da beste aukerarik egon diseinua dela eta.

$$F_{5G} = 22072,5N$$

3.114.Ekuazioa

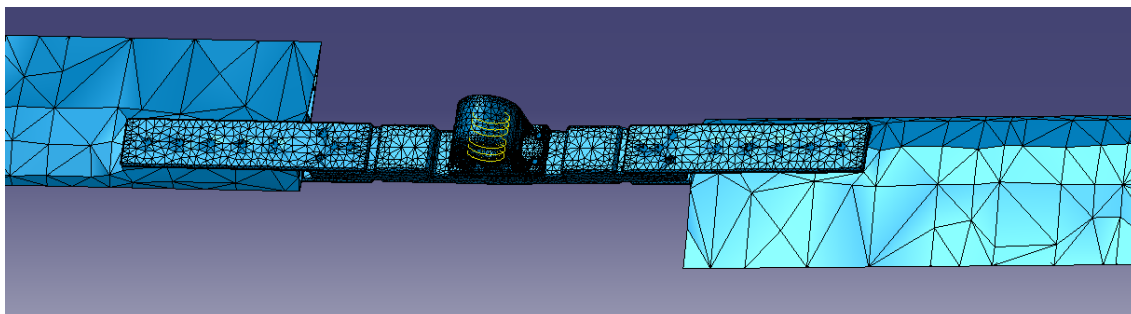


3.71.Irudia:5G-ko karga errodamenduen alojamenduan beheratz



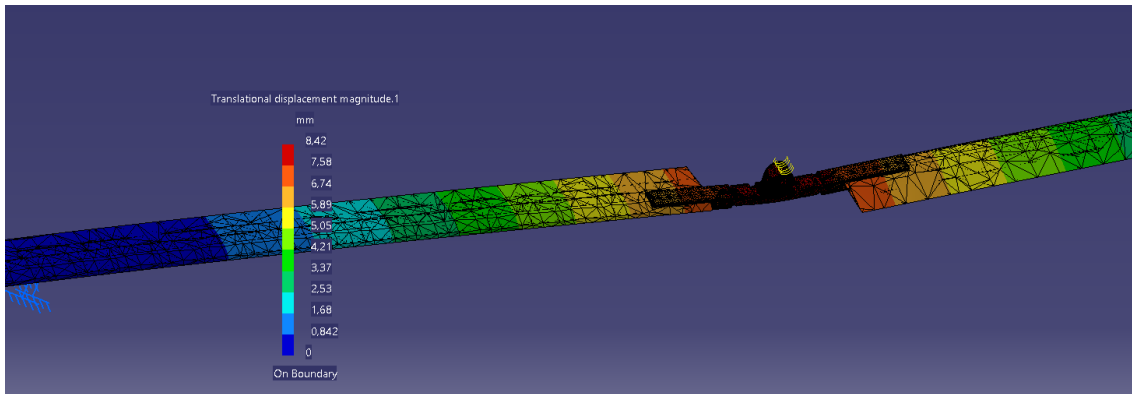
3.73.Irudia:Enpotramendua paleko sustentazioaren erresultatearen distantziara

Multzoaren mallaketa:



3.74.Irudia:

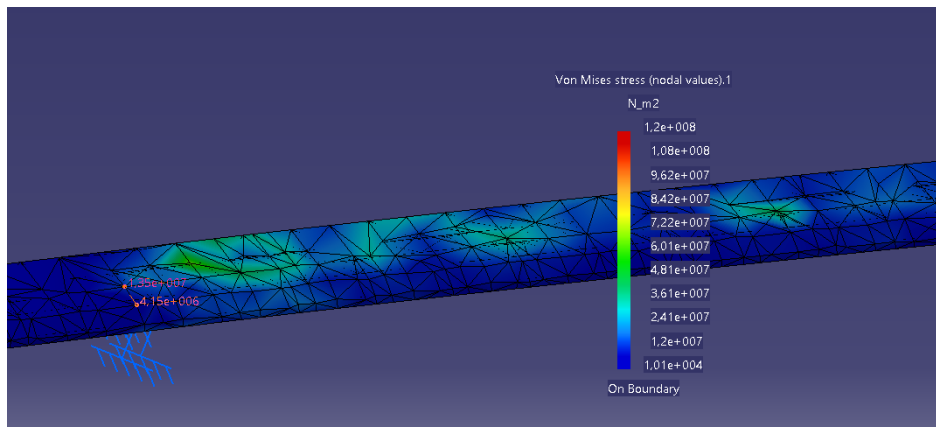
Deformazioak:



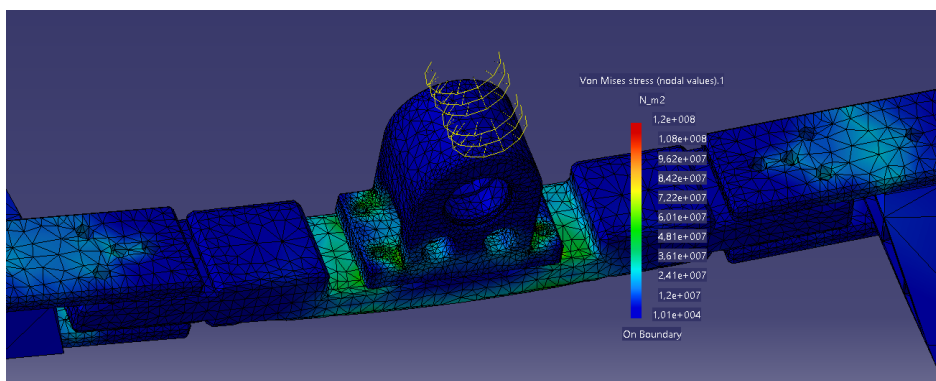
3.75.Irudia:

Karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak dira, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 8,42 mm-koa da; Multzoan sortzen diren deformazioak oso txikiak dira.

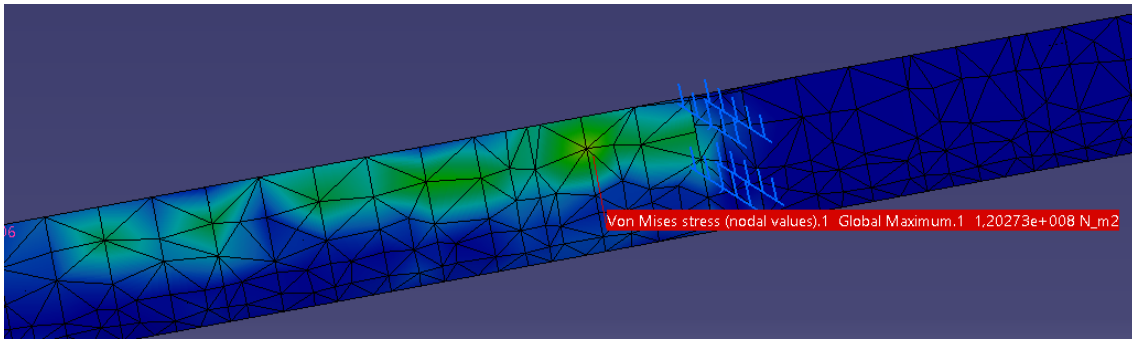
Tentsioei dagokioenez;



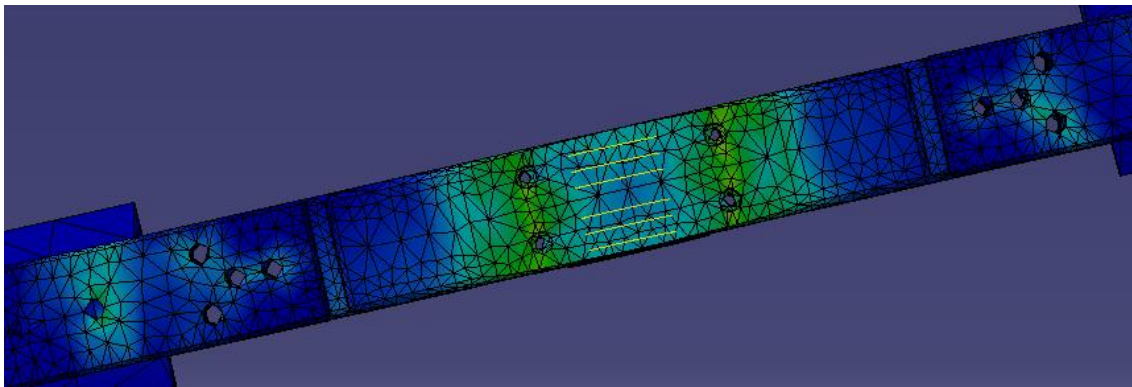
3.76.Irudia:Paletako tentsioak



3.77.Irudia:Paletako tentsioak



3.78.Irudia:Palaren azpikoan dauden tentsioak



3.79.Irudia:Xaflan tentsio maximoak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 120 MPa-koa delarik.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.115. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Aluminio 7570-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=500$ Mpa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzen da.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

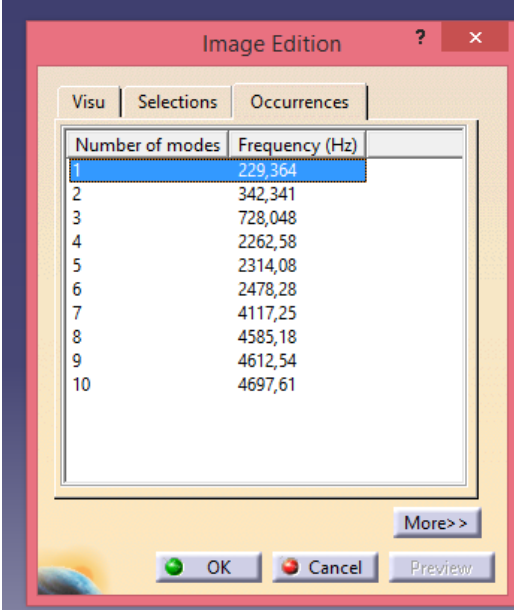
$$\sigma_{Von Mises} = 120 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.116.Ekuazioa

3.12.17. karga *Multzoarengan: 5G-ko Indarra eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, drag indarra, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da.

Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



The screenshot shows a dialog box titled 'Image Edition' with a table of modes and frequencies. The table has two columns: 'Number of modes' and 'Frequency (Hz)'. The first row is highlighted in blue.

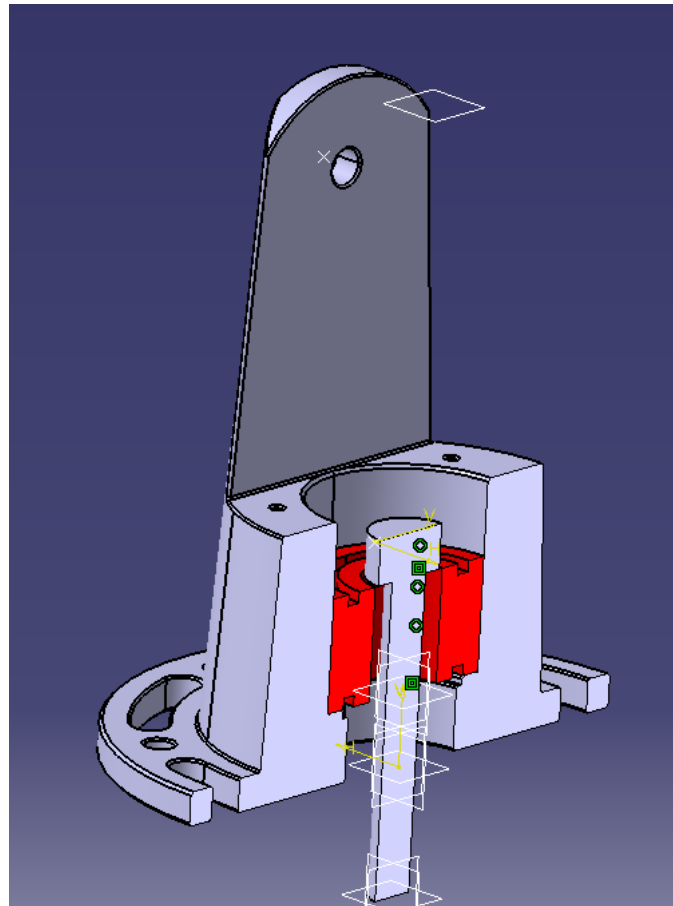
Number of modes	Frequency (Hz)
1	229,364
2	342,341
3	728,048
4	2262,58
5	2314,08
6	2478,28
7	4117,25
8	4585,18
9	4612,54
10	4697,61

Buttons: More>>, OK, Cancel, Preview

3.80.Irudia:

3.13. Errodamendu nagusiaren kalkulua (Spindle-aren errodamendua)

Ardatzaren (Spindle) inguruan biratzen duen errodamendu honek berebiziko garrantzia du autojiroaren errotore-buruaren funtzionamenduan, berari esker gauzatzen baita autojiroko parte mugikor eta estatikoen arteko lotura; alegia, errotoreak bere kanpoko eraztunari lotuta biratzen du. Hala, errotorearen gain eman daitezkeen karga egoera posible guztien erantzulea da hein handi batean. Suma daitezkeenez, garrantzi handiko elementua da errodamendu hau eta zehaztasunez kalkulatu behar da.



3.81. Irudia: Errodamendua muntaturik gainontzeko zenbait elementurekin

Irudiko muntaiaren ebaketan, errodamendua gorriz nabarmendurik dagoen elementua da, lilaz ardatzaren zorroa eta horlegiz ardatza bera.

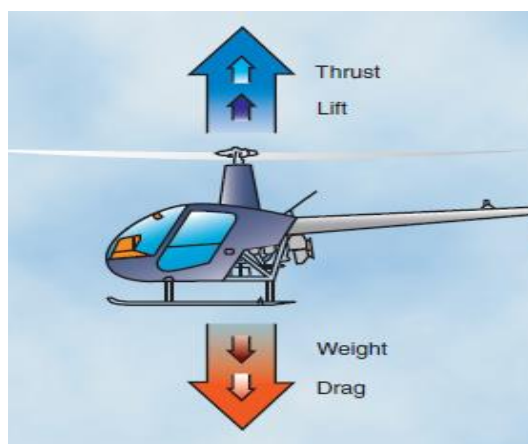
3.13.1. Errodamenduak eutsi beharreko kargak

Errodamendu honek, karga desberdinen konbinazioa jasan behar du, hots, karga erradial eta karga axialen konbinazioa eusteko gai izan behar da, nahiz eta biak batera eusteko exijentzi-egoera seguraski ez den emango. Horrela, karga erradial eta karga axialen konbinazioa jasateko gai izan behar den errodamendu mota bat aukeratu behar da, eta gainera karga axiala norabide bietan eutsi behar du errodamenduak.

Autojiro baten hegaldian hainbat indar, momentu eta flexioek hartzen dute parte, gehienak palengan ematen direlarik. Denak ere, hegaldiko momentuaren arabera, aldakorrak izango dira, pala bien artean eman behar diren konpentsazioak gauzatzeko. Paletatik igarota gero, errotore-buruarengan eragiten dute eta ondorioz baita bere elementu guztien gain ere. Ezagunak izan beharko dira, errotore-burua jasan behar dituen kargen aurrean prestatzeko eta diseinatu ahal izateko.

Errotorea eta bera osatzen duten elementuak ezaugarritzeko, parte hartzen duten indar aldakor guztiak, indar nagusi bitan baneratu daitezkeela kontsidera daiteke, horrela kalkulu prozesua erraztuz.

Indar hauetariko bat, autojiroaren pisu guztiaren ondoriozko indarra da. Autojiroak eta hegaz egin behar duen edozein makinak, hegaz egiteko ezinbesteko baldintzatzat izango du, gutxienez, lurretik altxatzeko edota airean mantendu behar den masaren pisuak egiten duen indarraren hainako elebazio indarra izatea. Horrela, G-ak ere kontuan hartu beharko dira, hegazean askoz handiago egingo dituztelako berez egongo diren pisuaren ondoriozko kargak.



3.82. Irudia: Autojiroaren gaineko indarrak

Autojiro hau, 5G-ko kargak eusteko prestatuta egon behar denez, ondokoa izango da zentzu bertikalean jasan beharreko kargaren balio maximoa:

$$Karga\ max_{Hegaz} = 2 * F_{sus_b} = 2 * F_{sus} * \cos\beta = m_{Autojiro} * 5G = 22072,5\ N$$

3.117.Ekuazioa

Honela, bada, autojiroak hegaldiko egoera txarrean izango duen beheranzko, (eta akzio-erreakzioz baita goranzko) indarririk handiena gutxi gorabehera, **22,1 Kn**-koa izango da. Mota honetako indar guztiek egon beharko dute, indar balio horren azpitik, baldin eta autojiroa tarte seguruan ibili nahi izanez gero.

Beste indarraren balioa txikixeagoa da, baina honek, ez dio protagonismorik kentzen, aurrekoa bezain garrantzitsua baita, indar hau **alboetaranzko indarra** da, edota **indar erradiala** ere dei dakiok.

Balio zehatz bat ezartzea ez da erreza hegaldi jarrera eta aldagai askoren menpe dauden indar hauentzat, eta hori dela eta, suposizio edota kontsiderazioak egin behar izan dira balioei taxuzko balioak emon nahian.

Autojiroak, hegaz egiteko helizeak ematen dion aurrerapena behar du, eta aurrerapen honen bultzada, hegaldi on baterako, gutxienez, autojiroaren pisuaren erdiaren bezain bestekoa izan behar da.

Noski, G-ak kontuan hartu ezker, bultzada hori ezaugarritzen duen indarraren balioa nabarmen haziko da. Orduan, hori izango da, kalkuluetarako aintzat hartu beharreko kargaren balioa. Beraz, masa erdiarentzako eta 5G-rentzat:

$$Karga\ erradial\ max_{Hegaz} = \frac{m_{Autojiro}}{2} * 5G = 11036,25\ N$$

3.118. Ekuazioa

Autojiroaren kalkuluak burutzeko, jada hau ezagututa, esan daiteke, norabide bertikal eta horizontaletan eman daitezkeen indarren balio maximoak hurrenez hurren ondokoak direla:

$$F_{Axial/Bertikal}^{Max} \approx 22,1\ Kn$$

$$F_{Erradial/Horizontal}^{Max} \approx 11,05\ Kn$$

Eta kalkulaturako balio hauek izan beharko dira errodamenduak nahitanahiez eutsi beharko dituenak bere funtzionamendu egokirako, hauen menpe aukeratu beharko delarik errodamendua.

3.13.2. Errodamenduen propietateak

Halere, ezta soilik kargaren ikuspegitik hautatu behar errodamendua, errodamenduaren dimentsioak eta batez ere **pisua**, ainzat hartu beharreko aldagaiak izan behar dira. Kasu honetarako, gomendagarria izaten da muntaketarako ere errodamendu desmuntagarri bat hautatzea.

Bestalde, errodamenduaren **lubrikazio** sistema determinatu behar da, errodamenduaren ahalik eta bizi-iraupen luzeena lortzeko, etab. baita funtzionamendu temperatura ere...

FAG errodamendu ekoizleen katalogoetara joanda, hurrengo koadro sinoptikoan ikus daitezke, errodamendu mota bakoitzaren ahalmen eta gabeziak, eta bertatik errodamendu desberdinak proba daitezke karga egoeraren menpe:

Tipos de rodamientos

Cuadro sinótico: Tipos de rodamientos y sus características

Tipo de rodamiento	Características:				Rodamientos desplazables	Compensación de desalineaciones	Elevada precisión	Aptitud para elevadas velocidades	Fundamentación aliado	Apilado cónico	Ochuración a uno o ambos lados	Elevada rigidez	Bajo rozamiento	Rodamientos fijos	Rodamientos libres
	Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste deslizante											
Rodamientos rígidos de bolas	●	●	○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de bolas de contacto angular	●	●	○	● ^a	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de bolas de contacto angular, de doble hilera	●	●	○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos para husillos	●	●	○	● ^a	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos con cuatro caminos de rodadura	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos oscilantes de bolas	●	●	○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de rodillos cilíndricos NU, N	●	○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NU	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NUP, NJ + HJ	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NN	●	○	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NCF, NJ23VH	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NNC, NNF	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

● aptitud muy buena ○ limitada
 ● buena ○ no adecuada / no aplicable
 ○ normal / aceptable

← Rodamientos individuales y rodamientos en tandem en un sentido a) para montaje por pares b) para baja carga axial c) aptitud limitada para montaje por pares d) también con manguitos de montaje o desmontaje e) solo carga axial f) muy bien en series estrechas

Tipos de rodamientos

Cuadro sinótico: Tipos de rodamientos y sus características

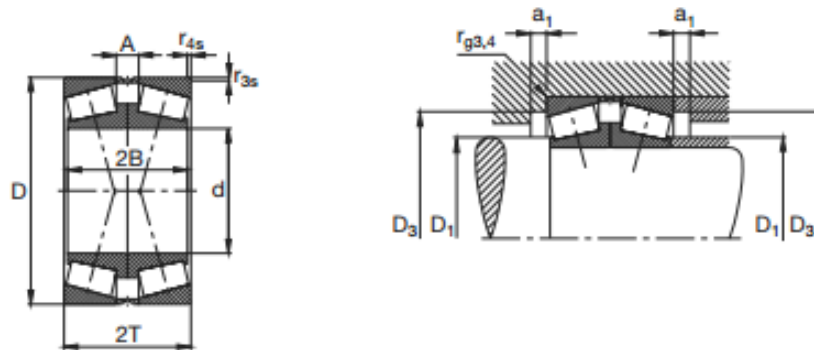
Tipo de rodamiento	Características:														
	Carga radial	Carga axial en ambos sentidos	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste desigual	Rodamientos desparejas	Compensación de desalineaciones	Elevada precisión	Aplic. con elevadas velocidades	Estado ambiente sellados	Agujero cónico	Orientación a uno o ambos lados	Elevada rigidez	Bajo rozamiento	Rodamientos tipo	Rodamientos libres
Rodamientos de rodillos cónicos	●	●	○	◐ _a	●	◐ _c	◐	◐ _c	◐	○	○	◐ _a	◐	◐ _a	◐ _a
Rodamientos oscilantes de rodillos, de una hilera	●	◐	○	◐	○	●	○	◐	◐	● _d	○	◐	◐	◐	◐
Rodamientos oscilantes de rodillos	●	◐	○	◐	○	●	○	◐	◐	● _d	○	◐	◐	◐	◐
Rodamientos axiales de bolas	○	◐	○	○	●	◐ _g	○	◐	◐	○	○	◐	◐	◐	○
Rodamientos axiales de bolas de contacto angular	◐	◐	○	○	○	◐ _g	○	◐ _c	◐	○	○	◐ _a	◐	◐ _a	○
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	○	◐	○	○	●	○	◐	○	○	○	○	◐	○	◐	○
Rodamientos axiales oscilantes de rodillos	◐	◐	○	○	●	○	○	◐	○	○	○	◐	○	◐	○
Rodamientos con anillo de sujeción	◐	◐	◐	◐	○	◐ _g	○	◐	○	○	●	◐	○	◐	○

◐ ← Rodamientos individuales y rodamientos en tandem en un sentido a) para montaje por parejas g) rodamientos con anillos de sujeción y axiales de bolas con contraplaca compensan desalineaciones durante el montaje
 ◐ ◐ ◐ c) limitada aptitud para montaje por parejas
 ◐ ◐ ◐ d) también con manguitos de montaje o desmontaje

3.83. Irudia: FAG katalogoaren koadro sinoptikoa

Koadroa ikusita, eta errodamenduen karga ahalmen eta errodamenduen gabezitasun desberdinak ikusita, ondoko errodamenduekin egin dira probak, errodamendu bakoitzaren propietate singularrek kasu bakoitzean emaitza desberdinak erakusten dituztelarik:

1. $\Phi_{Ardatza}=35 \text{ mm}$ / Errodilo konikodun erroda., lerro bikoitzduna



3. Irudia: Errodilo konikodun erroda. doitua, lerro bikoitzduna

Errodamendu hauek bikoitzak dira, hau da, errodamendu koniko bik osatzen dute hauetariko bat, X disposizioan finkatuta daudelarik eta kanpoko eraztunean dutelarik elementu banatzaile bat. Doituta jartzen dira, karga axiala norabide bietan eutsi ahal izateko.

Errodamenduen kalkuluak burutzeko fag katalogoan dauden formulak erabili dira.

Zehaztasunez doituriko errodamenduak N11 CA –FAG

Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa:

$$P = 0,67 * F_r + Y * F_a [KN] \quad \text{para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

3.119. Ekuazioa

Non , e eta Y- ren balioak taulatik ateratzen diren.

Errodamenduaren karga baliokide estatikoa:

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a [KN]$$

3.120. Ekuazioa

Y_0 – ren balioa tauletatik aterako da.

Errodamenduaren eskaera estatikoa:

$$F_s = \frac{C_0}{P_0} \geq 8$$

3.121.Ekuazioa

Errodamenduen bizi-iraupena (rev):

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 rev] \quad \text{3. Ekuazioa}$$

p= errodilko errodamenduen esponetsiala p=10/3.

Errodamenduen bizi-iraupena (h):

$$L_{h10} = L_h = \left(\frac{L * 10^6}{n * 60} \right)^p \quad [h]$$

3.122. Ekuazioa

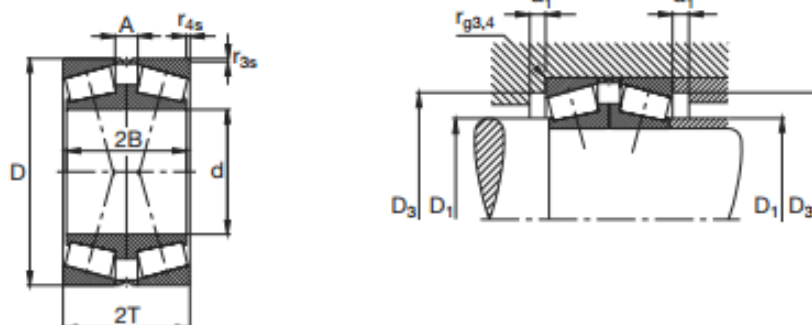
n= biraketa abiadura

Errodamenduaren kalkulua		
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga
Errodilo konikodun errodamenduak, lerro bikoitza		n kopurua
		Indar axial maximoa, F_A (KN)
Errodamenduaren momenkladura		Indar radial maximoa, F_r (KN)
31307A.A40.70.N11CA		F_A / F_r (-)
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga balokide estatikoa
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	129	P_0 (KN)
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	104	
		Errodamenduaren karga balokide dinamikoa
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)
Biraketa-abiadura, W (rpm)	600	
		Errodamenduaren eskaera estatikoa
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)
Ardatzaren diametroa, $\Phi_{ardatza}$ (mm)	35	
		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)
		L_H (h. Ordutan)
		1114.1168

3.21. Taula

Begibistaz ikus daiteke, errodamendu hauek egokiak direla, bizi-iraupena, 1114 ordurarte ere irits daitekeelarik 5G-ko indarrak eutsiz eta biraketa-abiadura maximora. 80 mm-rartekoa da errodamenduaren kanpoko eraztunaren diametroa. Gainera, tamaina honetako errodamendu baten pisua ere aintzat hartu behar da honek zehazki 1,3 kg pisatzen bait ditu. Halere, beste diámetro bateko errodamendua kalkulatu da, konparaketa bat egiteko.

2. $\Phi_{Ardatza}=40 \text{ mm}$ / Errodilo konikodun erroda., lerro bikoitzduna



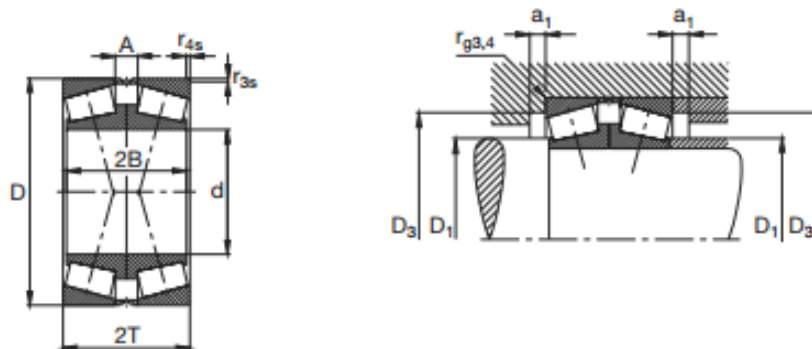
3.84. Irudia: Errodilo konikodun erroda. doitua, lerro bikoizduna

Errodamenduaren		kalkulua	
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga	
Errodilo konikodun errodamenduak, lerro bikoitza		n kopurua	5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)	22,0725
Errodamenduaren momenkladura		Indar radial maximoa, F_r (KN)	11,03625
31307A.A40.70.N11CA		F_A / F_r (-)	2
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa	
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	166	P_0 (KN)	28,69425
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	132	Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa	
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)	34,322738
Biraketa-abiadura, W (rpm)		Errodamenduaren eskaera estatikoa	
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)	5,7851312
Ardatzaren diametroa, $\phi_{ardatza}$ (mm)		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)	
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$	88,720382
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)	
		L_H (h, Ordutan)	2464,455

3.22.Taula

Ardatzarentzako 40 mm-ko zuloa duen errodamendu honekin, pisua eta kanpo-diametroa piska bat igotzen diren arren (1,67 kg eta 90 mm) bizi-iraupena ere nabarmen igotzen da, 2464,455 ordurarteko bizi-iraupenera irits daitekeelarik. Aurrekoarekin alderatuz, hau kontutan izango dugu baina pisua oso garrantzitsua da.

Dena dela, FAG katalogoan, mota bereko errodamenduentzat bada txikiago bat ere, 30 mm-ko zuloa duena ardatzentzat.

3. $\Phi_{Ardatza}=30 \text{ mm}$ / Errodilo konikodun erroda., lerro bikoizduna

3.86.Irudia: Errodilo konikodun erroda. doitua, lerro bikoizduna

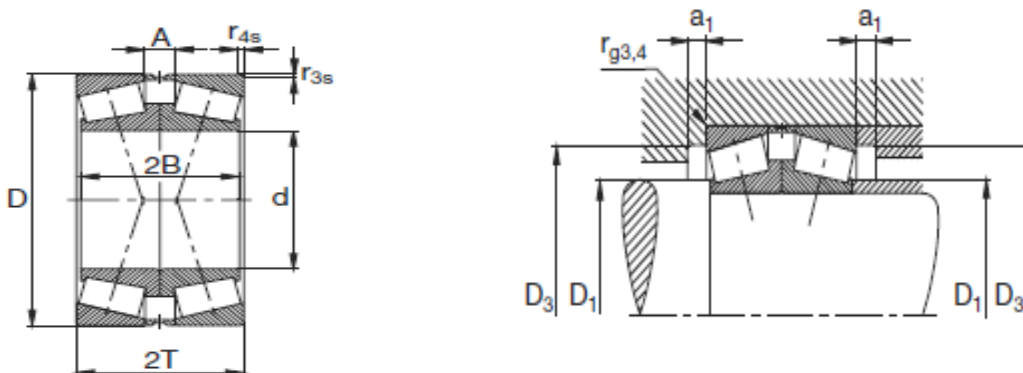
Errodamenduaren kalkulua		
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga
Errodilo konikodun errodamenduak, lerro bikoitza		n kopurua
		5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)
		22,0725
Errodamenduaren momenkladura		Indar radial maximoa, F_r (KN)
31307A.A40.70.N11CA		11,03625
		F_A / F_r (-)
		2
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	95	P_0 (KN)
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	78	28,69425
Errodamenduaren biraketa abiadura		Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa
Biraketa-abiadura, W (rpm)	600	P (KN)
		34,322738
Errodamenduaren parametro geometrikoak		Errodamenduaren eskaera estatikoa
Ardatzaren diametroa, ϕ ardatza (mm)	30	F_s (-)
		3,3107678
		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$
		15,388179
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)
		L_H (h, Ordutan)
		427,44942

3.23. Taula

Ardatzarentzako 30 mm-ko zuloa duen errodamendu honekin, pisua eta kanpo-diametroa asko jaisten diren arren (0,85kg eta 72 mm) bizi-iraupena ere nabarmen dator behera, 427 ordurarteko bizi-iraupenera irits daitekeelarik. Aurrekoarekin alderatuz, hau baztertu egin beharra dago.

Hiru diametro ezberdin hauek konparatuta, ardatzarentzako 40 mm-ko zuloa duen errodamendua aukeratu da. Bizi-iraupen oso ona dauka eta 35mm-ko errodamenduak baino pisu gehiago izan arren hau aukeratuko da. Dena dela, oraindik badira zenbait aldagai aztertzeke: lubrikazio-sistema, bizi-iraupenaren zehaztasun handiagoa,...

Hauek lirarteke, behintzat **31308A.A50.90.N11CA**, (**1,67 kg**) errodamenduaren datu geometrikoak:



3.87.Irudia: Errodilo konikodun errodamendua, lerro bikoizduna

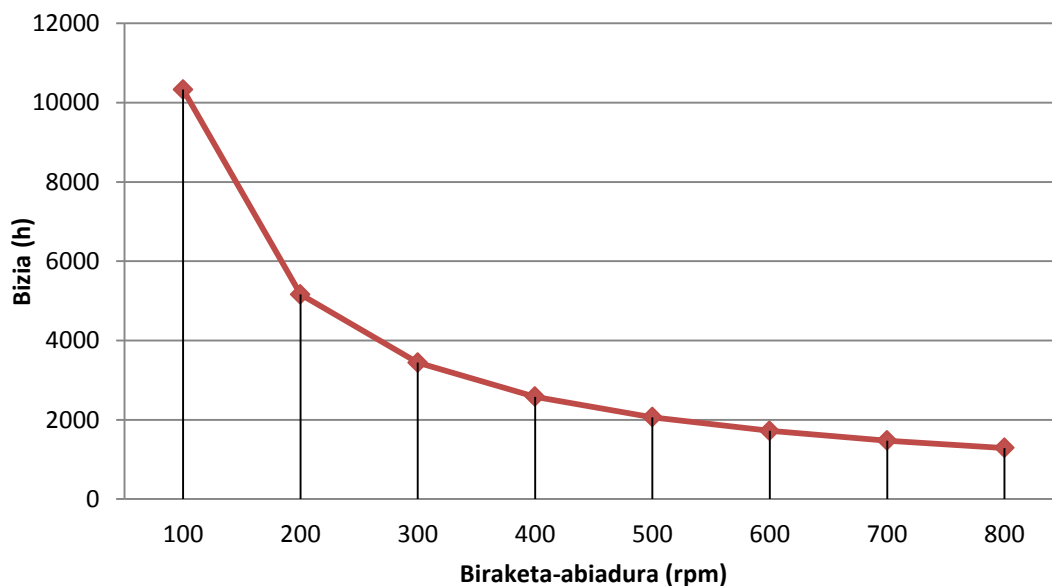
Eje	Dimensiones						Peso ≈ Pareja de rodamientos kg
	d mm	D	2B	2T	A	r_{3s}, r_{4s} mm	
40	40	90	46	50,5	16,5	1,5	1,67

3.24.Taula: **31308A.A50.90.N11CA** -ren datu geometrikoak

Velocidad límite*) Pareja de rodamientos min ⁻¹	Denominación abreviada*) Rodamiento FAG	Medidas auxiliares				
		D ₁ max mm	D ₃ min	D ₃ max	a ₁ min	r_{g3}, r_{g4} max
6000	31308A.A50.90.N11CA	51	71	81	4	1,5

3.25. Taula: **31308A.A50.90.N11CA** -ren datu geometrikoak eta abiadura limitea

Ondoko grafikan, ikus daiteke nola aldatzen den bizi-iraupena biraketa abiaduraren-menpe. Gogoratu behar da nola, zenbait parametro kontuan hartzeke dauen oraindik, eta hau momentuz hurbilketa simple bat dela:



3.88. Irudia: Errodamenduaren bizi-iraupena biraketa-abiaduraren menpe

Ez da ahaztu behar, autojiro baten biraketa-abiadura normala, 300 rpm-takoa dela, eta biraketa abiadura maximoetara, 600 rpm-tara, une gutxi batzuetan soilik iritsiko dela.

3.13.3. Errodamenduaren lubrikazioa

Errodamenduaren lubrikazioa ezinbestekoa da errodamenduen bizitzan, lubrikazio barik ezin dezaketelarik lanik egin, nekera huts egingo bait lukete. Lubrikazioak, errodamenduak berak bere barne elementuen artean metal-metal kontaktua izatea ekidin behar du derrigorrez, lubrikazio pelikula bat izan behar delarik beti sortuta kontaktu hori eman ez dadin.

Hortaz gain, zerbitzu baldintzak onak izan daitezen ere lagundu behar du errodamenduarengan, hala nola, zarata gutxi izatea funtzionamenduan, marruskadura gutxitzea...

Errodamenduen lubrikazioaren % 90-a koipeen bitartez egiten da, olioarekin alderatuz dituen abantailengatik, euren artean: diseinu errazak, koipearen propietate obturatzailerik onak, mantenimendu koste baxuekin bizi-iraupen luzeak...

Horregaitik kasu honetarako ere, grasan pentsatu da eta grasa hautatu beharra dago. Errodamendu hauek lubrikazio mota biak izan ditzaketen arren, bai olioia eta bai grasa, FAG enpresak berak ere grasa erabiltzea aholkatzen du errodamendu hauentzat.

Grasa hautatzeko zenbait aldagai hartu behar dira kontuan, hauen menpe dagoelarik kalkulua:

$P \rightarrow$ Karga dinamiko baliokidea [Kn]

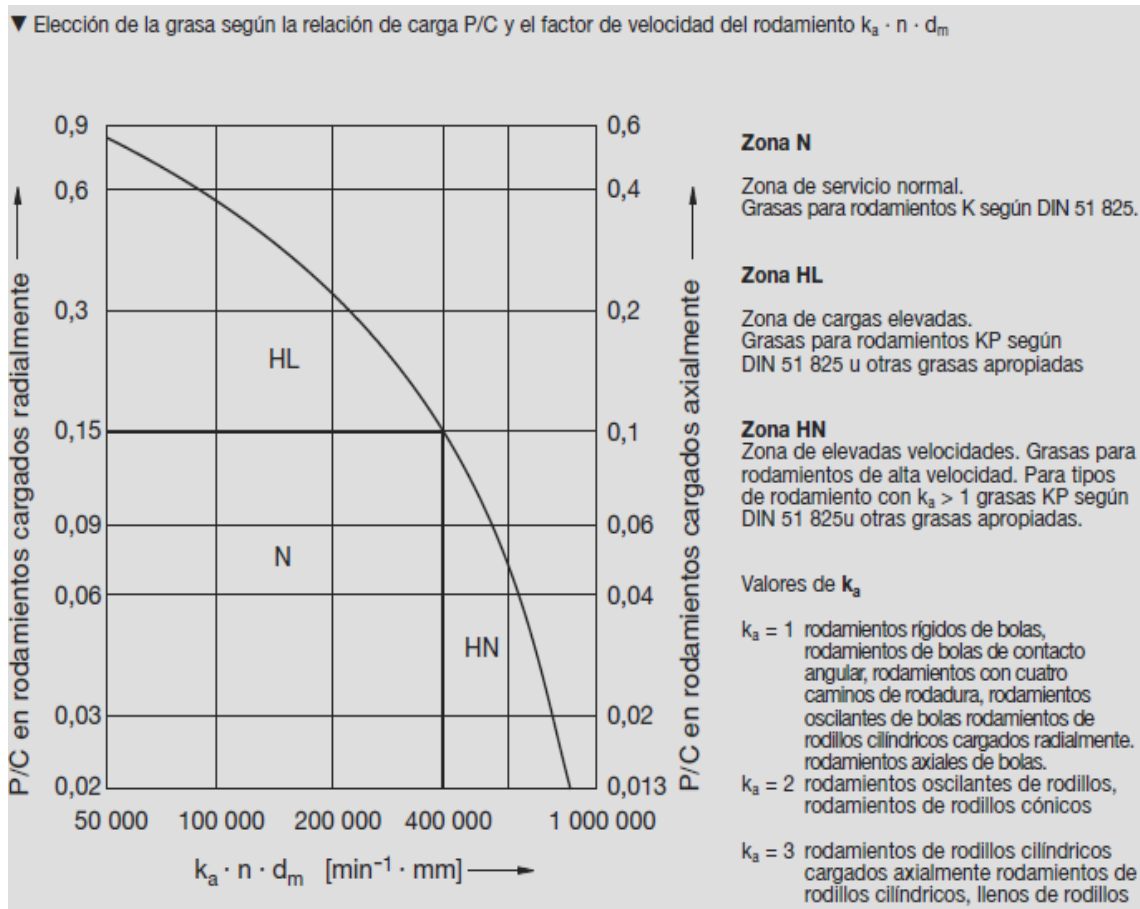
$C \rightarrow$ Karga dinamikoaren kapazitatea [Kn]

$K_a \rightarrow$ Errodamendu motaren araberako faktorea [-]

$n \rightarrow$ Abiadura [min^{-1}]

$d_m \rightarrow$ Errodamenduaren batazbesteko diametroa [mm]

Hurrengo diagramak grasa aukeratzeko eskema bat du karga eta abiaduraren menpe:



3.89. Irudia: Grasaren aukeraketa karga eta abiaduraren menpe

Hautatutako errodamenduarentzako aurreko aldagaien balioak hurrengoak dira:

Karga baliokide dinamikoa $\rightarrow P = 34,33 \text{ Kn}$

Karga dinamikoaren kapazitatea $\rightarrow C = 132 \text{ Kn}$

3.123. Ekuazioa

Errodamendu motaren araberako faktorearen balioa aurreko taulatik atera daiteke, hautatutako errodamendua errodilo konikoduna denez, K_a -ren balioa 2 da:

$k_a = 2$ rodamientos oscilantes de rodillos,
rodamientos de rodillos cónicos

3.90. Irudia

Biraketa-abiadura $\rightarrow n=600$ rpm dela kontsideratu da

Errodamenduaren batzbesteko diametroa hurrengo formulaz kalkulatu behar da, non D errodamenduaren kanpoko diametro nagusia den eta d errodamenduaren barruko eraztunaren barne-diametroa:

$$D_m = \frac{D + d}{2} = \frac{90 \text{ mm} + 40 \text{ mm}}{2} = 65 \text{ mm}$$

3.124. Ekuazioa

Taulara sartu ahal izateko hurrengo formulen balioak atera behar dira eurekin sartzeko:

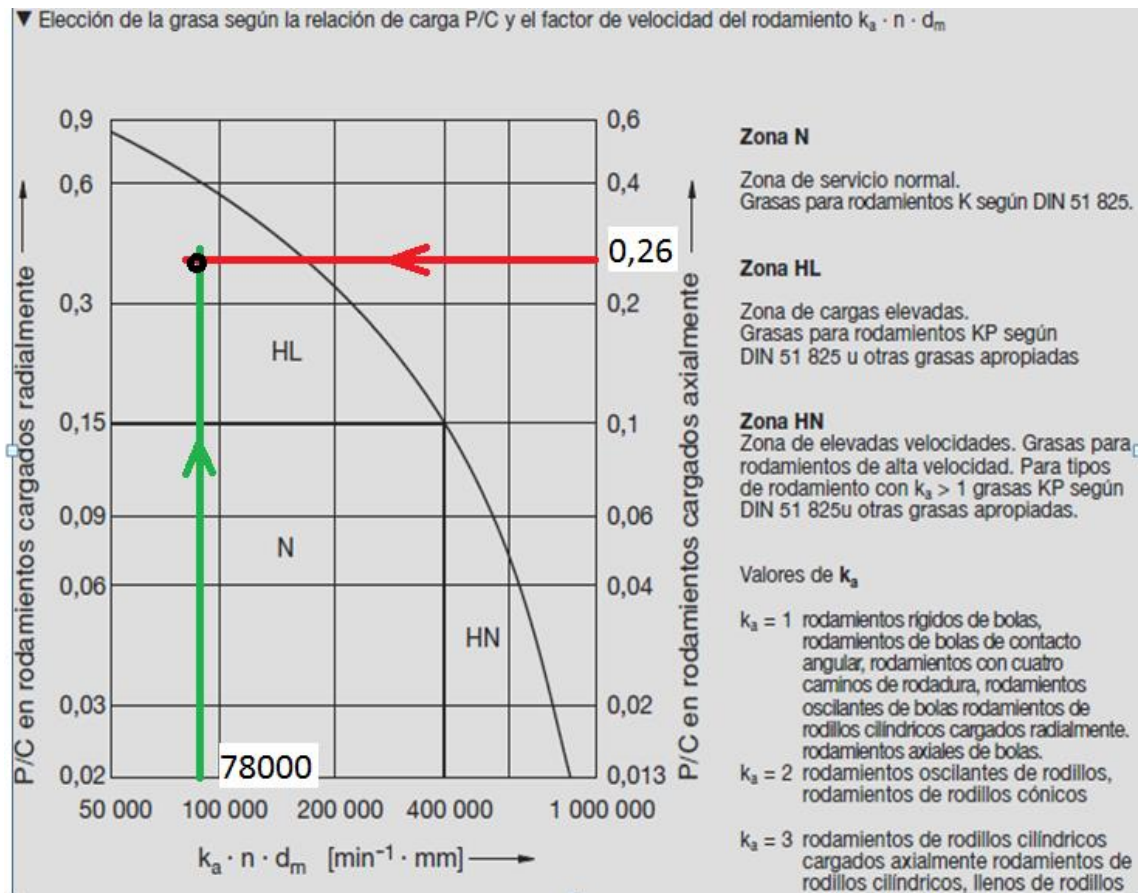
$$k_a \cdot n \cdot D_m = 2 \cdot 600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 65 \text{ mm} = 78000 [\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}]$$

$$\frac{P}{C} = \frac{34,33 \text{ kN}}{132 \text{ kN}} = 0,26$$

3.125 Ekuazioa

Orain balio hauekin taulara sartu behar da, errodamenduak behar duen grasa mota aukeratu ahal izateko. Grasaren hautaketa zonalde batean jaustearen arabera gauzatu behar da, hau da, HN,N edo HL arlo bakoitzak grasa mota baten erabilera determinatzen du, abiadura handientzako, karga handientzako...

Errodamenduak nagusiki karga axiala jasan behar duenez, hori dela eta grafikara eskumako alderditik sartzea erabaki da. Hona hemen grafika lortutako balioekin:



3.91. Irudia: Grasa hautatzeko taula

Horrela, 78000 eta 0,26 balioekin sartuta HL zonaldean geratzen da errodamenduaren lan eremua, zeina karga handien eremua den. Taulan ikusten den bezala, DIN 51 825-ren arabera arautzen dira erabili beharreko koipeak.

Errodamenduentzako FAG enpresaren Arcanol koipeek errodamenduen aplikazio ia guztietarako balio dute eta errodamenduen exigentzia gehienak ase ditzakete, baita kasu honentzako errodamenduentzako ere.

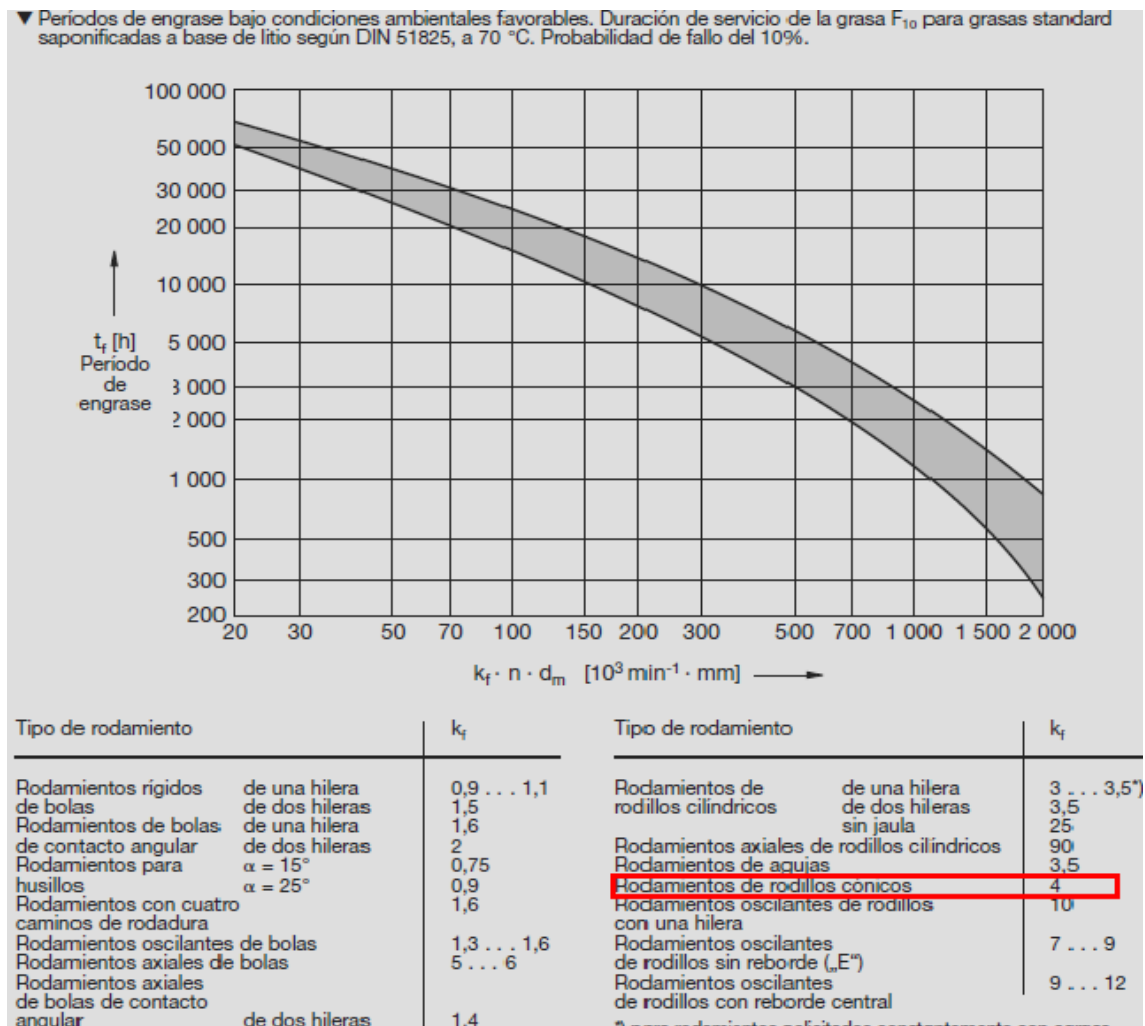
Koipe baten zerbitzuko iraupena, abiatzetik errodamenduak lubrikazio arazo baten ondorioz huts egin arteko igarotzen den denbora da. Hurrengo kurban, grasa mota jakin batentzako huts egiteko probabilitatearen 10%-ko portzentaia, F_{10} -en bitartez deskribatzen da, zeina laborategiko entsai errealisten bitartez ateratzen den. Baina FAG enpresak, kalkuluen erraztasunerako, t_f parametroa definitzen du, errodamendua berriro

ere engrasatu edo koipeztatzeko denbora tartea delarik, orientazio balore modura balio dezan, grasa standard-en kasuan.

Segurtasuna bermatzeko, eta logikoa den moduan, errodamendua birkoipeztatzeko denbora, grasaren zerbitzu iraupena baino askoz txikiagoa izan behar da. Hurrengo irudiko kurbak, DIN 51825-en exijentziak minimoki betetzen dituzten koipeei ere segurtasun nahikoa ematen die. Birkoipeztatze denborak, errodamenduaren abiadura faktorearen menpe daude:

$$K_f \cdot n \cdot d_m \text{ [} 10^3 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm]}]$$

Non hurrengo irudian ikus daitekeen bezala, errodilo konikodun errodamenduentzat K_f -ren balorea 4-koa den:

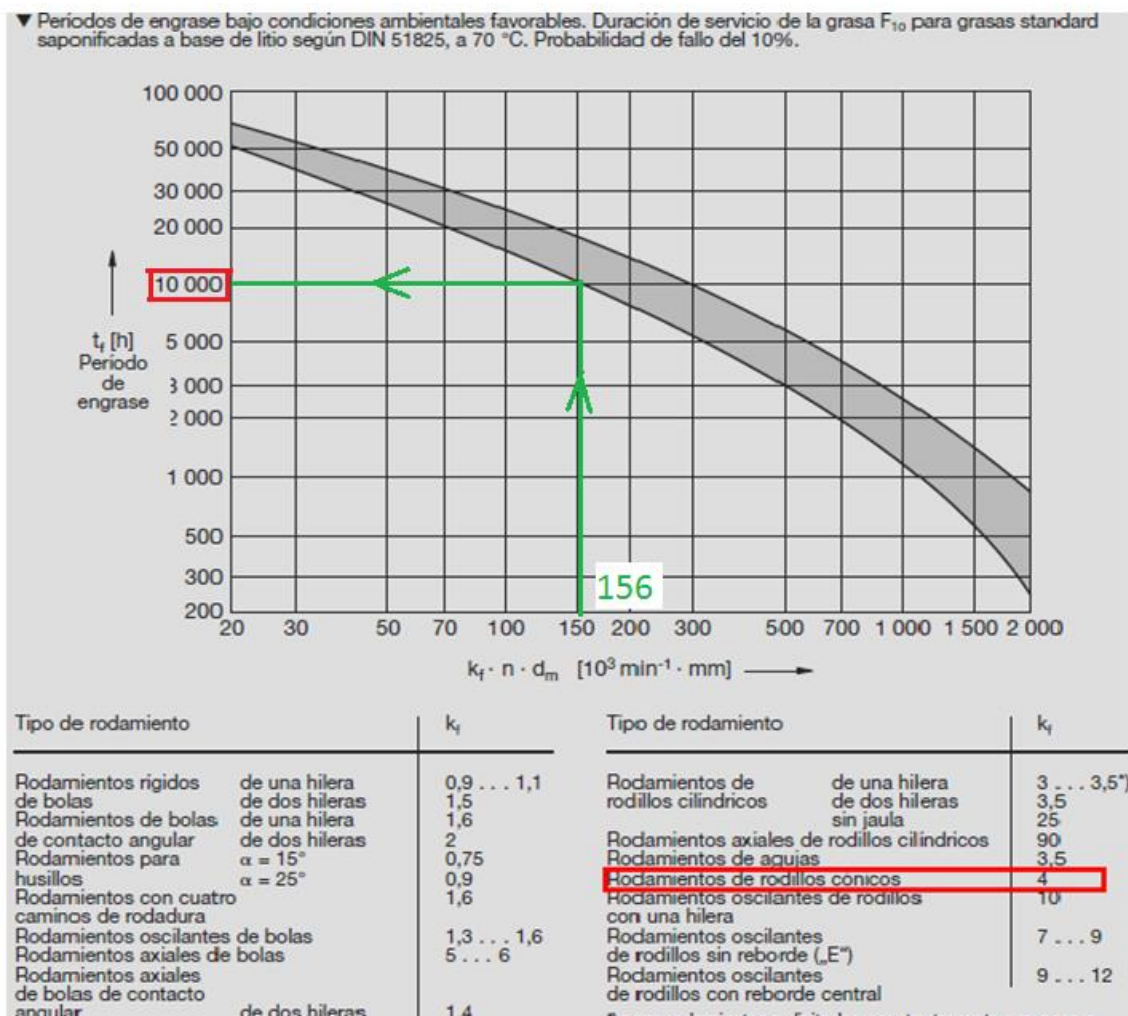


3.92. Irudia: Birkoipeztatze denboren grafika

Orduan, bada, aurreko formularen balioa atera behar da, eta balio horrekin sartu grafikara, bertikalean kurbaren puntu batera heldu arte:

$$K_f \cdot n \cdot d_m = 4 \cdot 600 \frac{rev}{min} \cdot 65 mm = 156000 \left[\frac{rev}{min} \cdot mm \right]$$

Baina balio hau 1000-z zatitu behar da grafikan sartu ahal izateko, beraz taulan, **156**-ko balioaz sartu behar da:



3.92. Irudia: Birkoipeztatzearen grafika

Ikusten den moduan, grafikaren arabera eta dauden lan baldintzetarako, birkoipeztatzea 10000 h inguruan egin behar da, aurrez kalkulatu den errodamenduaren beraren 2465h -ko bizitza baino askoz gehiago, beraz kalkulaturakoa onargarrizat jo daiteke.

FAG enpresak suministratzen dituen Arcanol koipeen artean errodamenduaren lan baldintzetarako koipe mota biren artean aukeratu daiteke. Errodamenduak ez du abiadura handietara lan egiten, normalean 300 rpm-tara, zenbaitetan 600 rpm-tara .

Baina errodamenduaren abiadura limitearen oso urrun daude denak ere. Beraz esan daiteke, errodamenduak lan baldintza medio edota baxuak dituela abiadurari dagokionez.

Bestalde, lan baldintzetan HL zonaldean gaudela ateratzen zen, zeina karga astunena zen. Beraz, kargen ikuspuntutik eskaera edo solizitazio handia du errodamendu honek.

Bibrazioak emango diren gailua ere bada autojiroa, eta arinago edo beranduago hauek errodamendura transmitituko dira, beraz baldintzak ikusita ondoko grasa jo daiteke onena bezala:

▼ Grasas para rodamientos Arcanol · Propiedades físico-químicas · Indicaciones sobre los campos de aplicación				
Denominación*)	Espesante	Viscosidad del aceite básico a 40 °	Consistencia	Temperaturas
FAG		mm ² /s	Clase NLGI	°C
Arcanol L186V	Jabón de litio con aditivos EP	ISO VG 460	2	-20...+140
Características principales		Ejemplos de aplicación		
Grasa especial para velocidades medias máximas cargas y temperaturas medias		Máquinas de explotación a cielo abierto, altamente solicitadas, máquinas de construcción máquinas con movimientos vibratorios		

3.93. Irudia: Arcanol L186V-aren propietate fisiko-kimikoak eta aplikazio-esparruak

Errodamenduaren lan-baldintzetarako itxuran behintzat koipe proposena dela esan daiteke temperaturari dagokionean ere lanerako temperatura tarte zabala eskeintzen baitu, lanean errodamenduak ez duelarik inoiz ere ez gorantza ez beherantza tarte hori

igaroko. Eta lehen aipatu den bezala, bibrazioentzako berebiziko propietateak omen ditu, lan horretarako aproposagoa eginez.

Ondorioz, errodamendu honen lubrikaziorako Arcanol L186V koipea erabiltzea aukeratzen da.

FAG enpresaren beraren argitalpen berezi batean oinarrituz ere justifika daiteke grasa honen aukeraketa, propietateen irudietan ere agertzen baitira aurrez jarritako baldintzak, P/C erlazioa handia den kasuetarako konsistentzia 2 edo 3-koa izatea Arcanol L186Vren kasuan bezela, edota marruskadura gutxi izatea, soilik arrankatzean handi daitekeena...

26: Elección de la grasa según diferentes criterios

Criterios para la elección de la grasa	Propiedades de la grasa a elegir (véase también apartado 3.1)
Condiciones de servicio Factor de velocidad $n \cdot d_m$ Relación de cargas P/C	Elección de la grasa según diagrama, figura 28 (pág. 27) Para factor de velocidad $n \cdot d_m$ elevado: clase de consistencia 2 a 3; para relación de cargas P/C elevada: clase de consistencia 1 a 2
Exigencias a las condiciones de funcionamiento Poco rozamiento, también al arrancar Rozamiento bajo y constante en régimen estable, admitiendo rozamiento mayor al arrancar Poco ruido	Grasa de la clase de consistencia 1 a 2 con aceite básico sintético de baja viscosidad Grasa de la clase de consistencia 3 a 4, cantidad de grasa \approx 30 % del espacio libre, o grasa de la clase de consistencia 2 a 3, cantidad de grasa < 20 % del espacio libre Grasa silenciosa (elevada pureza) de la clase de consistencia 2
Condiciones de montaje Posición inclinada o vertical del eje de los rodamientos Aro exterior gira, aro interior en reposo o fuerza centrífuga sobre el rodamiento	Grasa adherente de la clase de consistencia 3 a 4 Grasa de la clase de consistencia 2 a 4 con mucho espesante; grado de relleno en función del número de revoluciones
Mantenimiento Relubricación frecuente Relubricación ocasional; lubricación a vida	Grasa blanda de la clase de consistencia 1 a 2 Grasa estable al amasamiento de la clase de consistencia 2 a 3; temperatura admisible muy por encima de la temperatura de servicio

3.94. Irudia: Grasa hautatzeko kriterio desberdinak

Bestalde ez da errodamenduen gaineko bizitzaren kalkulu amplifikaturik gauzatuko, izan ere, horrelako azterketa bat egitea, betiere hobea den arren, duen lan karga eta emaitzen zehaztasunaren arteko erlazioa oso traketsa da. Izan ere, emaitza agian apur bat zehatzagoa izateko, lan karga asko dauka azterketak eta baliteke ez merezi izatea.

Gainera, horrelako azterketa baten murgiltzeko, lan baldintzen parametro asko ezagutu eta finkatu behar dira, momentuz behintzat, ezezagunak direnak.

Azterketa, hauek errodamendu garesti eta aplikazio teknologiko oso zehatzak ematen diren kasuetan dira interesgarriak, datuak, baldintzak etab. zehazki ezagutzen direnean.

3.13.4. Errodamenduen perdoiketa

Aukeratutako errodamenduak 40 mm-ko zuloa du ardatzarentzat, eta zelan errodamendu doitua den, bere perdoiketa mota P6X-koa da. Katalogotik, errodamenduaren perdoi-mota eta bere balioak ondokoak dira:

Tolerancias de los rodamientos de rodillos cónicos con dimensiones métricas

Aro interior

Dimensiones en mm

Diámetro nominal del agujero	más de hasta	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500	500 630	630 800	800 1000
Clase de tolerancia P6X														
Diferencia Δ_{amp}		0 -12	0 -12	0 -12	0 -15	0 -20	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40				
Variación V_{ap}		12	12	12	15	20	25	30	35	40				
	V_{amp}	9	9	9	11	15	19	23	26	30				
Diferencia de anchuras Δ_{BS}		0 -50	0 -50	0 -50	0 -50	0 -50	0 -50	0 -50	0 -50	0 -50				
Salto radial K_{ea}		15	18	20	25	30	35	50	60	70				
Diferencia de anchuras Δ_{B_1}		+100 0	+100 0	+100 0	+100 0	+100 0	+150 0	+150 0	+200 0	+200 0				
	Δ_{r12}	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+100 0	+100 0				
	Δ_{r25}	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+50 0	+100 0	+100 0	+100 0	+100 0				

Los rodamientos de rodillos cónicos sin brida de las series 320X, 329, 330, 331, 332 ($d \leq 200$ mm) se fabrican en la clase de tolerancia P6X.

Aro exterior

Dimensiones en mm

Diámetro exterior nominal	más de hasta	18 30	30 50	50 80	80 120	120 150	150 180	180 250	250 315	315 400	400 500	500 630	630 800	800 1000	1000 1250	1250 1600
Clase de tolerancia P6X																
Diferencia Δ_{Dmp}		0 -12	0 -14	0 -16	0 -18	0 -20	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -45	0 -50				
Variación V_{Dp}		12	14	16	18	20	25	30	35	40	45	50				
	V_{Dmp}	9	11	12	14	15	19	23	26	30	34	38				
Diferencia de anchuras Δ_{Cs}		0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100	0 -100
Salto radial K_{ea}		18	20	25	35	40	45	50	60	70	80	100				

3.95. Irudia: **31308A.A50.90.N11CA** -ren perdoi-mota eta bere balioak

3.13.5. Errodamenduaren doikuntza

Errodamenduen doikuntza, doituriko errodamendu hauetan errodamenduen kanpoko eraztunen artean kokatzen den eraztun edo uztai banatzaile baten bitartez gauzatzen da eta errodamenduaren beraren nomenklaturan azaltzen da atzizki baten bitartez. Alegia, **31308A.A50.90.N11CA** -ren izendapenean, 50 eta 90 zenbakiek adierazten dute, muntaketa gauzatu baino lehen, errodamenduaren lasaiera axiala **50** eta **90 μm** bitartean dagoela.

3.13.6 Errodamenduaren finkapen erradiala

3.13.6.1. Errodamenduen finkapena ardatzarekin

Errodamenduak ardatzarekin duen doitasuna aztertu behar da falta barik. Katalogoetan errodamenduaren arabera, gomendatzen dira, errodamenduak exijitzen dituen edo beharrezko dituen lasaieren balioak.

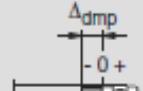













Errodamendu hau berebizikoa da errodamenduaren eraztun edo uztai biak lotura finkoz ezartzeko, horretarako despiezagarriak direlarik. Hau da, eraztun edo uztai biak banandurik munta daitezke, bakoitza bere aldetik.

Rodamientos axiales				
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga axial	Rodamientos axiales de bolas	Todas las dimensiones		j6
	Rodamientos axiales de bolas de doble efecto	Todas las dimensiones		k6
	Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	Todas las dimensiones		h6 (j6)
	Coronas axiales de rodillos cilíndricos	Todas las dimensiones		h8
Carga combinada	Rodamientos axiales oscilantes de rodillos	Todas las dimensiones	Carga puntual para el aro ajustado al eje	j6
		hasta 200 mm	Carga circunferencial para el aro ajustado al eje	j6 (k6)
		más de 200 mm		k6 (m6)

3.26. Taula: Karga mota, errodamendu mota eta ardatzaren zuloaren arabeko perdoiak

Hurrengo irudian ikus daitekeen bezala, dauden baldintzekin, ardatza eta errodamenduaren barneko eraztuna lotzeko, **j6**-ko perdoi bat gomendatzen du FAG katalogoak ardatzarentzat.

Elkargune horrentzat **finkapen finkoa** ezarri behar da, lan baldintzak onenak izan daitezen, hori dela eta ardatza eta barneko eraztunarentzat → **H7/j6** –ko perdoia ezarriko da. Eta finkapenaren eskema ondokoa izango litzateke:

		Dimensiones mm											
Medida nominal del eje	más de hasta	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 65						
		Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)											
Diferencia del agujero del rodamiento	Δ_{dmp}	0 -8	0 -8	0 -8	0 -10	0 -12	0 -15						
Esquema del ajuste Eje		Tolerancia del eje, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
		f6		-10 -18	2 8 18	-13 -22	5 11 22	-16 -27	8 15 27	-20 -33	10 17 33	-25 -41	13 22 41
g5		-4 -9	4 0 9	-5 -11	3 2 11	-6 -14	2 3 14	-7 -16	3 3 16	-9 -20	3 5 20	-10 -23	5 4 23
g6		-4 -12	4 1 12	-5 -14	3 3 14	-6 -17	2 4 17	-7 -20	3 5 20	-9 -25	3 6 25	-10 -29	5 6 29
h5		0 -5	8 4 5	0 -6	8 3 6	0 -8	8 3 8	0 -9	10 4 9	0 -11	12 4 11	0 -13	15 6 13
h6		0 -8	8 3 8	0 -9	8 2 9	0 -11	8 2 11	0 -13	10 2 13	0 -16	12 3 16	0 -19	15 4 19
j5		+3 -2	11 7 2	+4 -2	12 7 2	+5 -3	13 8 3	+5 -4	15 9 4	+6 -5	18 10 5	+6 -7	21 12 7
j6		+6 -2	14 8 2	+7 -2	15 9 2	+8 -3	16 10 3	+9 -4	19 11 4	+11 -5	23 14 5	+12 -7	27 16 7
js5		+2,5 -2,5	11 6 3	+3 -3	11 6 3	+4 -4	12 6 4	+4,5 -4,5	15 9 5	+5,5 -5,5	18 10 6	+6,5 -6,5	22 13 7
js6		+4 -4	12 7 4	+4,5 -4,5	13 7 5	+5,5 -5,5	14 8 6	+6,5 -6,5	17 9 7	+8 -8	20 11 8	+9,5 -9,5	25 13 10
k5		+6 +1	14 9 1	+7 +1	15 10 1	+9 +1	17 12 1	+11 +2	21 15 2	+13 +2	25 17 2	+15 +2	30 21 2
k6		+9 +1	17 11 1	+10 +1	18 12 1	+12 +1	20 14 1	+15 +2	25 17 2	+18 +2	30 21 2	+21 +2	36 25 2
m5		+9 +4	17 13 4	+12 +6	20 15 6	+15 +7	23 18 7	+17 +8	27 21 8	+20 +9	32 24 9	+24 +11	39 30 11
m6		+12 +4	20 15 4	+15 +6	23 17 6	+18 +7	26 20 7	+21 +8	31 23 8	+25 +9	37 27 9	+30 +11	45 34 11

3.27. Taula: Lasaiera edo estutzearen baloreak

3.13.6.2. Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin

Ardatzarentzako egin den bezala, lan baldintzen parametroak taulan jarraituz, errodamenduaren alojamenduentzako dauden perdioen balioak hurrengoak direla ikus daiteke, baita finkapenaren eskema ere:

Rodamientos axiales			
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga axial	Rodamientos axiales de bolas	Precisión de giro normal Precisión de giro elevada	E8 H6
	Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos		H7 (K7)
	Coronas axiales de rodillos cilíndricos		H10
	Rodamientos axiales	Carga normal Carga elevada	E8 G7
Carga combinada carga puntual en el aro ajustado al alojamiento	Rodamientos axiales oscilantes de rodillos		H7
Carga combinada carga circunferencial en el aro ajustado al alojamiento	Rodamientos axiales oscilantes de rodillos		K7

Medida nominal del agujero del alojamiento	más de hasta	Dimensiones en mm											
		6	10	18	30	50	80	120					
		Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)											
Diferencia del diámetro exterior del rodamiento	Δ_{Dmp}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
Esquema del ajuste Alojamiento	Δ_{Dmp}	Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
E8		+47	25	+59	32	+73	40	+89	50	+106	60	+126	72
F7		+28	13	+34	16	+41	20	+50	25	+60	30	+71	36
G6		+14	5	+17	6	+20	7	+25	9	+29	10	+34	12
G7		+20	5	+24	6	+28	7	+34	9	+40	10	+47	12
H6		+9	0	+11	0	+13	0	+16	0	+19	0	+22	0
H7		+15	0	+18	0	+21	0	+25	0	+30	0	+35	0
H8		+22	0	+27	0	+33	0	+39	0	+46	0	+54	0
J6		+5	4	+6	5	+8	5	+10	6	+13	6	+16	6
J7		+8	7	+10	8	+12	9	+14	11	+18	12	+22	13
JS6		+4,5	4,5	+5,5	5,5	+6,5	6,5	+8	8	+9,5	9,5	+11	11
JS7		+7,5	7,5	+9	9	+10,5	10,5	+12,5	12,5	+15	15	+17,5	17,5
K6		+2	7	+2	9	+2	11	+3	13	+4	15	+4	18
K7		+5	10	+6	12	+6	15	+7	18	+9	21	+10	25

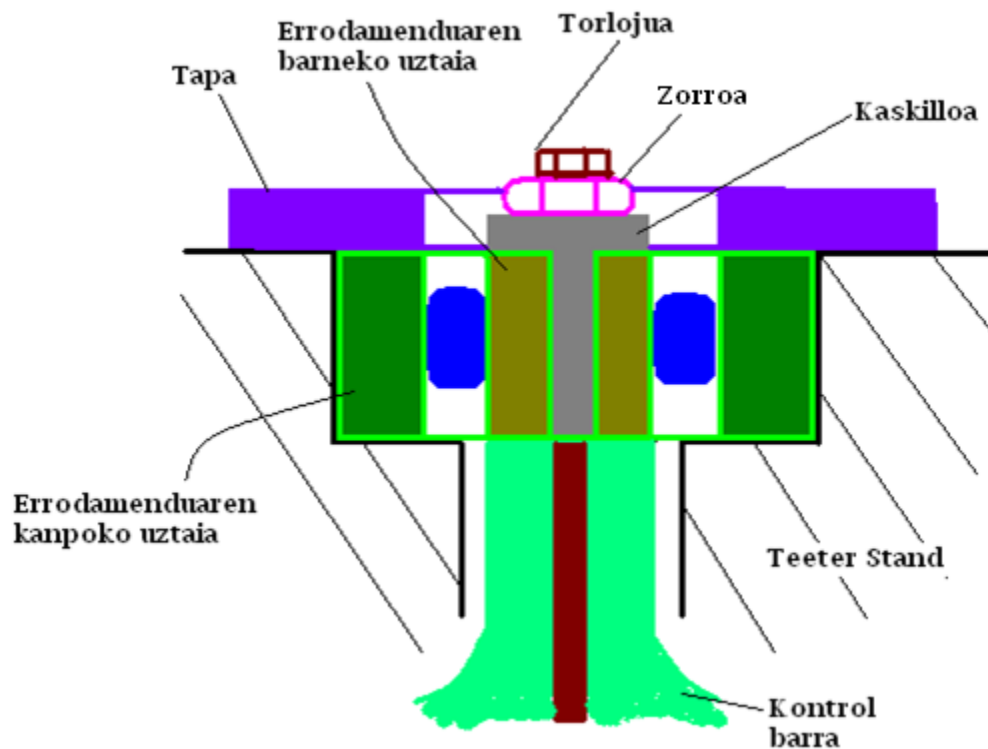
3.27. Taula: Alojamientoen ajustearen eskema taula

Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin, finkapen finko bat izan behar da, biek batera biratu behar bait dute. Goiko taulan, FAG-en katalogoak, alojamenduarentzat **H7**-ko perdoia gomendatzen du, dauden lan baldintzetarako.

Finkapen finkoa ezarri behar denez, **H7/j6** perdoia erabili daiteke, errodamenduaren kanpoko uztaia eta alojamendua lotzeko, ardatzarekin duen finkapen berbera erabiliz.

3.13.7. Errodamenduen finkapen axiala

Errodamenduaren finkapen axiala, kasu honetan, bertikala da, eta ondoko eskemaren bitartez gauzatzen da:



3.96. Irudia: Muntaia

Errodamenduaren kanpoko uztaia, goiko aldetik, tapak mugatzen du eta beheko aldetik Teeter Stand-aren alojamendua, norantza bietan mugaturik geratzen delarik uztaia-aren desplazamendua. Aitzitik, errodamenduaren barneko uztaia-aren desplazamendu axiala goitik azkoinak mugatzen du eta beheko aldetik kontrol barraren mutur batek.

Beraz, errodamenduren desplazamendua mugatuta daude norabide guztietan.

3.13.8. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak

Errodamenduak ardatzari eta alojamenduari mekanizazio baldintza jakin batzuk exijitzen dizkio errodamenduaren perdoiketa motaren arabera. FAG enpresaren katalogoan agertzen denez:

▼ Recomendaciones para la tolerancia de mecanizado y la rugosidad de los asientos de los rodamientos

Clases tolerancias rodamientos	Asientos rodamientos	Tolerancia mecanizado	Rugosidad
Normal, P6X	Eje	IT6 (IT5)	N5...N7
	Alojamiento	IT7 (IT6)	N6...N8
P5	Eje	IT5	N5...N7
	Alojamiento	IT6	N6...N8
P4, P4S, SP	Eje	IT4	N4...N6
	Alojamiento	IT5	N5...N7
UP	Eje	IT3	N3...N5
	Alojamiento	IT4	N4...N6

Las clases de rugosidad mayores se eligen para diámetros mayores.

3.97. Irudia: Mekanizazio baldintzak ardatz eta alojamenduarentzat

Horrela, hautatutako errodamenduak, P6X perdoiketa duenez, ardatz eta alojamenduarentzat mekanizazio baldintzak goian markatutakoak dira. Ardatzarentzat, N5 eta N7 arteko rugositate-maila eskatzen da eta alojamenduarentzat N6 eta N8 artekoa.

Beraz, hauek izan behar dira zorroa eta Teeter Stand-arentzat mekanizazioan lortu beharreko gainazal kalitateak.

3.14. Teeter Stand-aren kalkulua

3.14.1. Sarrera

Teeter Stand-a errotore buruaren nukleoa edo gorputza dela esan daiteke. Errodamenduari lotuta, errotore buruarekin batera biratzen du eta aurretik aipatu bezala, hainbat konfigurazio desberdin izan ditzake, diseinurako aukera desberdinak eskeiniz.

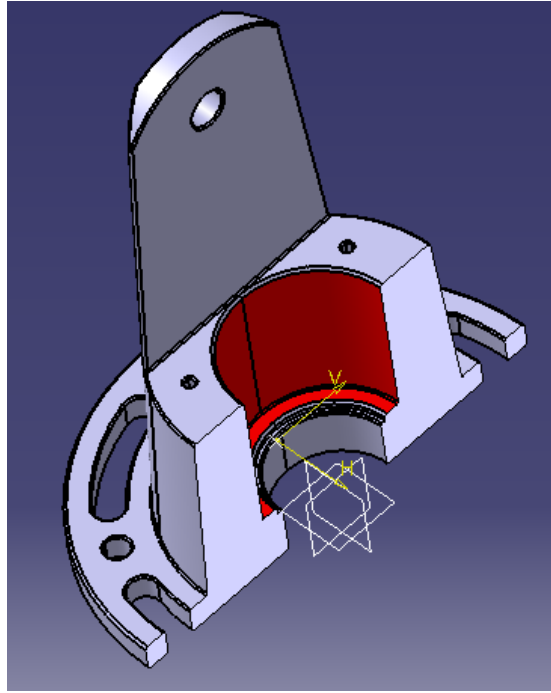
Aeronautikako elementu guztietan bezala, pisua aldagai garrantzitsua da, eta ahal den neurrian murriztu egin behar da, baina pisua murriztu eta murriztu aritzeak ez du ezertarako balio izango baldin eta emango diren karga guztiak jasateko ez bada prestatzen. Hemen ikusiko den moduan, konfigurazioaren arabera karga desberdinak jasan beharko ditu elementu honek, eta karga horien determinazioa ere ez da hain erraza izango, estimazioak egin beharko direlarik.

Hasiera batean, jasan beharreko kargak dimentsionatuko dira eta kontuan hartu beharreko aldagaiak, erresonantzia fenomenoak bezalakoak, ere kalkulatu dira. Ondoren sortzen joango diren diseinu desberdinetan probak egingo dira karga horiekin, azkenean diseinu desberdin guzti horietatik parametro konbinazio onena duena aukeratuz.

3.14.2. Kargak

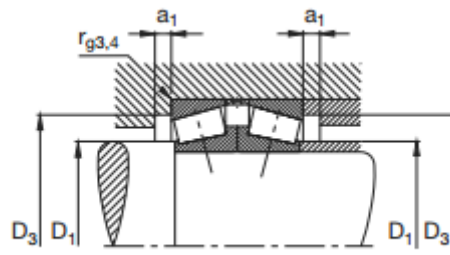
3.14.2.1. Lehenengo karga: *Autojiroaren pisua*

Autojiroa 5G-ko karga bertikal maximoak jasateko prestatu behar da. Karga maximo hau, errodamenduak jasan beharko du lehenik, ondoren bera alojatzen den azalerari transmititzeko karga hori, alegia Teeter Stand-ari. Azalera hau, errodamenduaren beraren geometriak determinatuko du, bere kanpoko eraztunarekin.



3.98. Irudia: Teeter Stand-a, errodamenduarentzako alojamendua nabarmendurik

Teeter Stand-aren alojamenduan, soilik errodamenduaren kanpoko eraztuna apoiatuko da eta aukeratutako errodamenduaren arabera, hots, FAG errodamenduen katalogoko 31308A.A50.90.N11CA errodamenduaren dimentsioen arabera, azalera hau gehienez ondokoa izan daiteke:



Velocidad límite*)	Denominación abreviada*)	Medidas auxiliares				
		D ₁ max mm	D ₃ min	D ₃ max	a ₁ min	r _{g3} , r _{g4} max
Pareja de rodamientos min ⁻¹	Rodamiento FAG					
6000	31308A.A50.90.N11CA	51	71	81	4	1,5

3.99. Irudia: Errodamenduaren datu geometrikoak

$$A_{\text{Erroda. apoiatu}} = \frac{\pi}{4} * (\varnothing K_{\text{anpo}}^2 - \varnothing B_{\text{arru}}^2) = \frac{\pi}{4} * ((90^2 \text{mm}) - (71^2 \text{mm}))$$

$$= 2402,53 \text{mm}^2$$

3.126. Ekuazioa

Errodamenduaren alojamenduan, azalera maximo hau jartzea erabaki da, kargak transmititzen direnean, sortuko diren tentsioak ahal denik eta gehien minimizatzeko.

Bestalde, autojiroak gehienez 550 kg pisa ditzake eta Teeter Stand-ak 5G-ra arteko kargak jasan behar baditu, karga horren balioa ondokoa da, aurrez kalkulatu den bezala:

$$F_{\text{Axial Max.}} = 450 \text{ kg} * 5 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 22072,5 \text{ N}$$

3.127. Ekuazioa

Horrela, errodamenduak bere kanpoko eraztunaren bitartez Teeter Stand-ari ezarriko dion presio maximoa ondokoa da Mpa-tan:

$$P_{\text{Máx}} = \frac{F_{\text{Axial Max.}}}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{22072,5 \text{ N}}{2402,53 \text{mm}^2} = 9,1871 \text{ MPa}$$

3.128. Ekuazioa

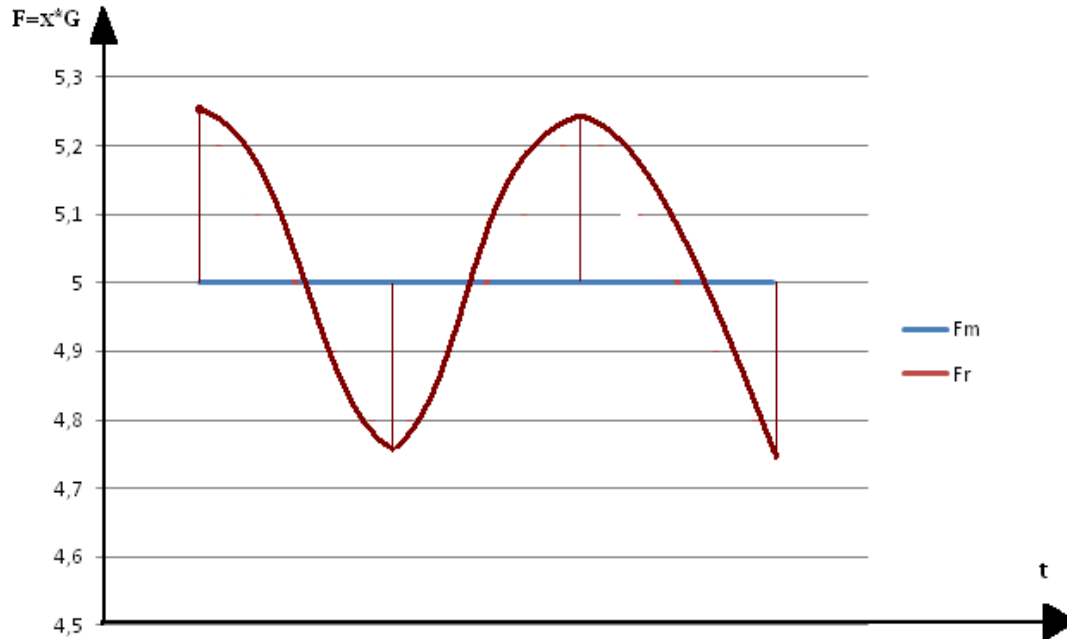
Printzipioz, 5G-ko karga bertikal maximoarentzako, hau izango litzateke Teeter Stand-ean, errodamendua apoiatzen den azaleran, aplikatu beharreko presio maximoa.

Ezin daiteke aurrean kargaren magnitudea eta izaera nolakoak izango diren autojiroa hegaz izango den edozein unerentzat, autojiroa gidatzen duen pilotuaren jokaeraren menpekoa baita. Horrela, indarra sinu ekuazio batez determinaturik egon daiteke, edo kosinu ekuazio batez, gerta daiteke inongo ekuaziorik ez izatea indarrak eta bere baloreak gutiz aleatorioak izatea... edozer gerta daiteke.

Adibidez, pilotuak uneoro hegan zuzen eta bapateko biraketarik gabe egiten badu, gutxi gorabehera karga hau autojiroarengan konstantea izango da, aldiz pilotua maiz ari bada biraketak, bapateko abiadura-aldaketak... egiten, karga aldakorra izango da, eta baita bere balioak ere.

Guzti honen ondorioz, kargaren **estimazio** bat egin beharko da. Kargaren denboran zeharreko banaketan, nola ez dakizkigun eman ahal diren baloreak, egoera

txarrena suposatuko da, hots, 5G-ko karga denboran ktea dela suposatuko da eta aldakorra izango den indarraren osagaia 5G-ko karga horren 5%-a izango dela suposatuz. Gisa honetako F-t grafika bat aterako da orduan:



3.100 Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Indar mota bien aplikazio azalera berbera denez, orduan, indar konstante eta altxoak hurrengo tentsioak sortuko dituzte azalera horrengan:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{22072,5 \text{ N}}{2402,56 \text{ mm}^2} = 9,187 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{F_r}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{F_m * 0,05}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{1103,625 \text{ N}}{2402,56 \text{ mm}^2} = 0,4593 \text{ MPa}$$

3.129. Ekuazioa

Honela, hauek izango dira Teeter Stand-aren kalkulurako kontsideratuko ditugun tentsio medio eta altxoak, eta hauek aplikatu beharko zaizkio elementu finituen analisisian piezari.

Bestalde, karga hauen frekuentzi eta periodoak ere atera egin beharko dira. Baldin eta errotoarek bere hegaldian 300 rpm-tara biratzen duela kontsideratzen badugu:

$$w = 300 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5 \frac{\text{rev.}}{\text{s}}$$

3.130. Ekuazioa

Alegia, **f=5 Hz**-tako maiztasuna du kargaren aplikazioak hegaldi abiadura arruntean. Dena dela, autojiroaren errotoreak abiadura handiagoetara ere bira dezake, maiztasunak handiagoak izanez, beraz, igoera horiek ere aintzat hartu beharko dira.

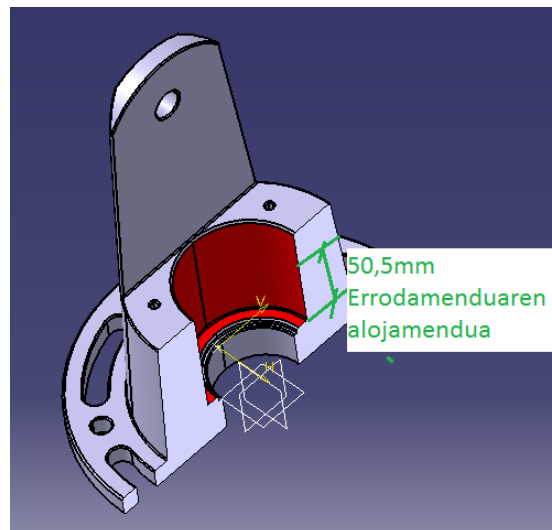
3.14.2.2 Bigarren karga: *Indar erradiala*

Hegazean, baldintzen arabera errodamenduak indar axialak ez ezik, indar erradialak ere jasan beharko ditu, biraketa, norabide aldaketa eta horrelakoetan, nahiz eta indar erradial hauek ez diren indar axialen parekoak izango inondik inora. Errodamenduak, karga hau alojatzeko den lekuaren hormetara transmitituko du, hain zuzen ere Teeter Stand-era. Hurrengo irudian, laranja dagoen azaleraren parte bertikalera transmititzen da karga erradial hau.

Indar erradial maximoaren balioa aurrez determinatu zen:

$$F_{\text{Radial}}^{\text{max}} = 11036,25 \text{ N}$$

3.131. Ekuazioa



3.100. Irudia: Teeter Stand-a, errodamenduarentzako alojamendua nabarmendurik

Indar erradialaren kasuan, indar horizontala izaki, errodamendutik Teeter Stand-erako transmisioa ez da gauzatuko azalera zilindriko osoan zehar, izan ere, karga transmititzeko unean, errodamendua beti apoiatuko da zilindroaren azalera erdi batean, osoan apoiatu beharrean.

Hau dela eta, karga transmisioa jasango duen azalera horren balioa ondokoa da:

$$A_{Zilindro-erdi} = h_{Erro} * (2 * \pi * R_{erro}) = (50,5 \text{ mm} * 2 * \pi * 45) = 14278,54 \text{ mm}^2$$

3.132. Ekuazioa

Eta erro-rotore-burua baldintza txarrenerako prestatu behar denez, karga maximoak eragiten duen presio maximoa atera behar da azalera zati horretarako:

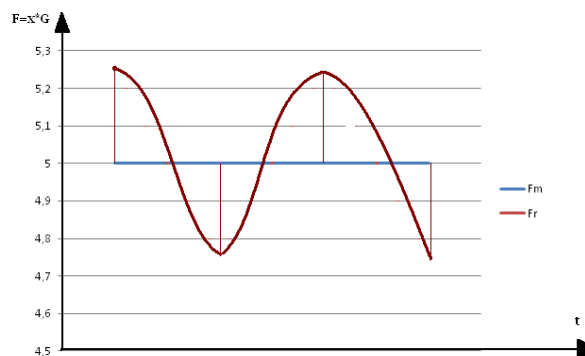
$$P_{max} = \frac{F_{max}}{A_{Zilindro-erdi}} = \frac{11036,25 \text{ N}}{14278,54 \text{ mm}^2} = 0,7729 \text{ MPa}$$

3.133. Ekuazioa

Honela, hau izango litzateke, Teeter Stand-ak errodamenduarentzako duen alojamenduko barne-hormetan jasan ahal izango zukeen konpresiozko presio maximoa.

Kargen maiztasunari dagokionean, autojiroaren pisuaren kargarekin gertatzen den antzeko gauza gertatzen da, alegia, guztiz ezezaguna izango dela bere portaera eta estimazioak egin beharko direla.

Lehenengo karga motarekin egin den antzeko estimazioa egingo da karga honekin ere, egoera txarrena suposatuko da, hots, 5G-ko karga denboran ktea dela suposatuko da eta aldakorra izango den indarraren osagaia 5G-ko karga horren 5%-a izango dela suposatuz. Gisa honetako F-t grafika bat aterako da orduan.



3.101. Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Indar mota bien aplikazio azalera berbera denez, orduan, indar konstante eta alternoek hurrengo tentsioak sortuko dituzte azalera horrengan:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{11036,25 \text{ N}}{14278,54 \text{ mm}^2} = 0,7729 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{F_r}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{F_m * 0,05}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{551,8125 \text{ N}}{14278,54 \text{ mm}^2} = 0,0386 \text{ MPa}$$

3.132. Ekuazioa

Kasu honetarako ere, errotoreak 300 rpm-ra biratuko duela suposa dezakegu, beraz:

$$w = 300 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5 \frac{\text{rev.}}{\text{s}}$$

3.133. Ekuazioa

Alegia, **f=5 Hz**-tako maiztasuna du kargaren aplikazioak kasu honetarako ere, baina ezin da albo batera utzi rpm handiagoetara kargak izan ditzakeen maiztasunak ere.

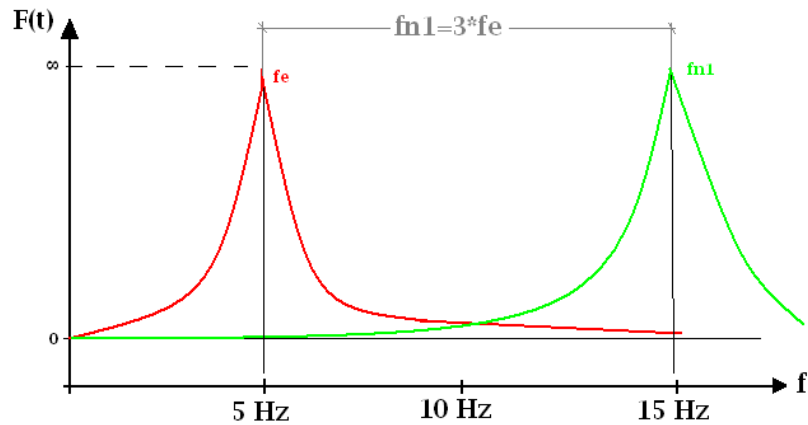
3.14.2.3 Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenetan eta batik bat euren oinarritzko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.

Pieza hau eszitatuko duen oinarritzko maiztasuna 5 Hz-takoa da esan bezala, eta erresonantzia ekiditeko, piezaren oinarritzko maiztasunak ezin du inolaz ere eszitzazio maiztasun honen balioarekin kointziditu edota oso hurbil egon. Izan ere, erresonantzia fenomenoaren ematen bada, tentsioak infinitora hurbil daitezke eta pieza bere jardueran erabat puskatu.

Diseinua ona eta segurtasunezkoa izan dadin, piezaren maiztasun natural baxuena, eszitzazio maiztasuna baino handiagoa izan behar da neurri jakin batean. Hain zuzen ere, hiru aldiz handiagoa izan behar da piezaren oinarritzko maiztasuna eszitzazio

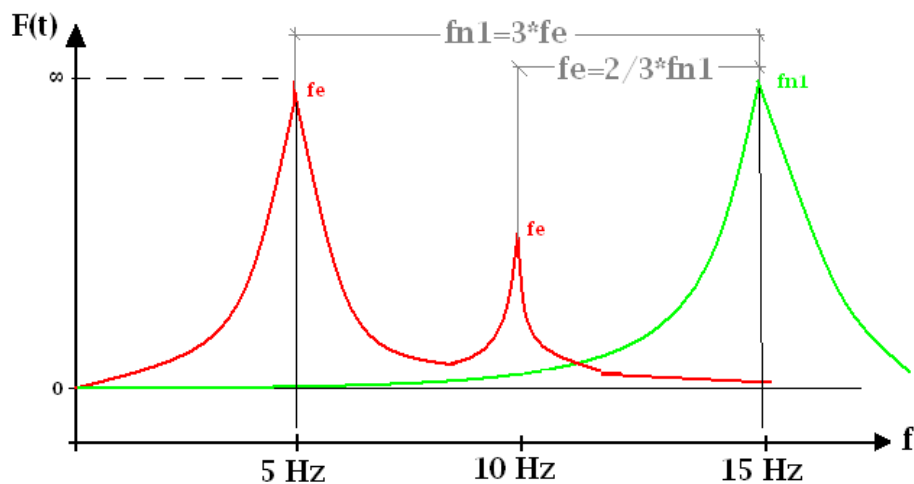
maiztasunaren aldean. Horrela pieza eszitatuko duen maiztasuna 5 Hz bada normalean, bere oinarrizko maiztasunak 15 Hz ingurukoa izan behar du:



fn1: Oinarrizko maiztasuna
fe: eszitzazio maiztasuna

3.102. Irudia: Maiztasunen grafikak

Bestalde, autojiroaren errotorea 300 rpm baino biraketa abiadura handiagoetara ibil daiteke eta eszitzazio maiztasun handiagoak ere sortu ditzake, beraz alderdi hau ere kontuan hartu beharko da neurri batean. Eszitzazio maiztasun honek harmonikoak sortu ditzake beste maiztasun batzuetan eta erresonantzia era berdinean gauza daiteke, hori dela eta aintzat hartu behar da hau ere:



fn1: Oinarrizko maiztasuna
fe: eszitzazio maiztasuna

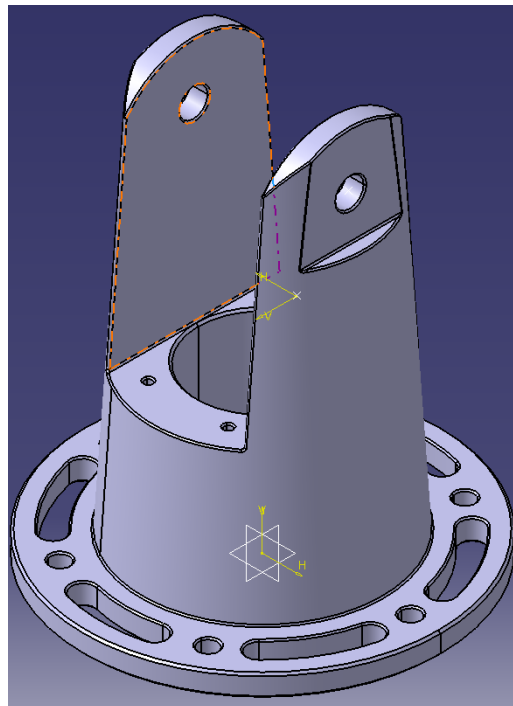
3.103. Irudia: Maiztasunen grafikak

Hori dela eta, oinarrizko maiztasunaren $2/3$ -ko baliora, beste maximo bat eman daitekeela kontsideratuko da, alegia 10 Hz-tara beste maximo bat eman daitekeela suposatuko da, baldin eta oinarrizko maiztasun minimotzat 15 Hz hartzen badugu.

Hortik goragoko balioak lortu ezker piezetan, segurtasun-tarte batekin arituko ginateke jada lanean, eta helburutzat normala den bezala, segurtasun-tarte hori ahalik eta handiena izatea eduki behar da. Orduan, karga nagusi bientzako berdina izango da oinarrizko modo eta maiztasun naturalen azterketa, biek eszitazio maiztasun berbera dutelako.

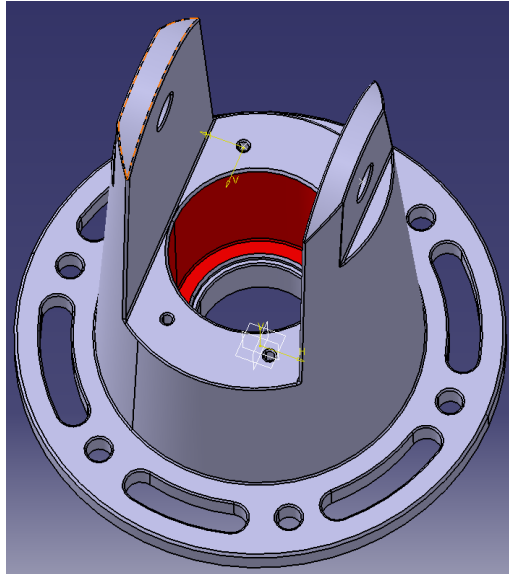
3.14.3. Teeter Stand-aren lehenengo diseinua

Teeter Stand-erako egin den lehenengo diseinua, *Teeter Stand 1* hurrengo gisakoa da:



3.104. Irudia: Teeter Stand-aren lehen diseinua

Teeter Stand honek, barneratuta ditu aurrez kalkulatuta dauden beharrezko Undersling distantziak, baita aukeratutako errodamendua alojatzeko beharrezko den bolumen hutsunea ere, hurrengo bolumena okupatuko duelarik errodamenduak:



3.105. Irudia: Errodamendua alojatzeko bolumen hutsunea

Elementuarengan eman daitezkeen kontzentrazio gune posibleak gutxitzearren ere, ertzak leundu eta borobildu egin dira.

Hautatutako materiala, aluminioa da, altzairua baino 3 aldiz arinagoa baita, eta gisa honetako aplikazioetan garrantzizko aldagaia baita pisuarena, hala ere, esan behar da askosaz ere erresistentzi txikiagoa duela aluminioak altzairuak baino. **6061 Aluminioaren dentsitatea $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ -koa** bada, piezaren bolumena ezagututa, duen pisua atera daiteke.

Teeter Stand 1-aren bolumena ondokoa da:

$$V_{Teeter Stand 1} = 0,003 \text{ m}^3$$

3.132. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Teeter Stand} = \rho * V_{Teeter Stand} = 2800 * \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,003 = 8,4 \text{ kg}$$

3. 133.Ekuazioa

Pisu aldetik ez dago gaizki, baldin eta kontuan hartzen bada, normalean multzo errotore guztiak, 70 kg inguru artean pisatzen dituela (beti ere erabiltzen diren materialen menpe).

Dena dela, kargak eta eszitazioen maiztasunak nola eusten dituen aztertu behar da, hau baita piezaren diseinuaren mamia.

3.14.3.1. Lehenengo karga *Teeter Stand 1*-engan: *Autojiroaren pisua*

Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, aluminio aleazio zehatz bat aukeratu gabe, ondoko baloreak sartzen dira:

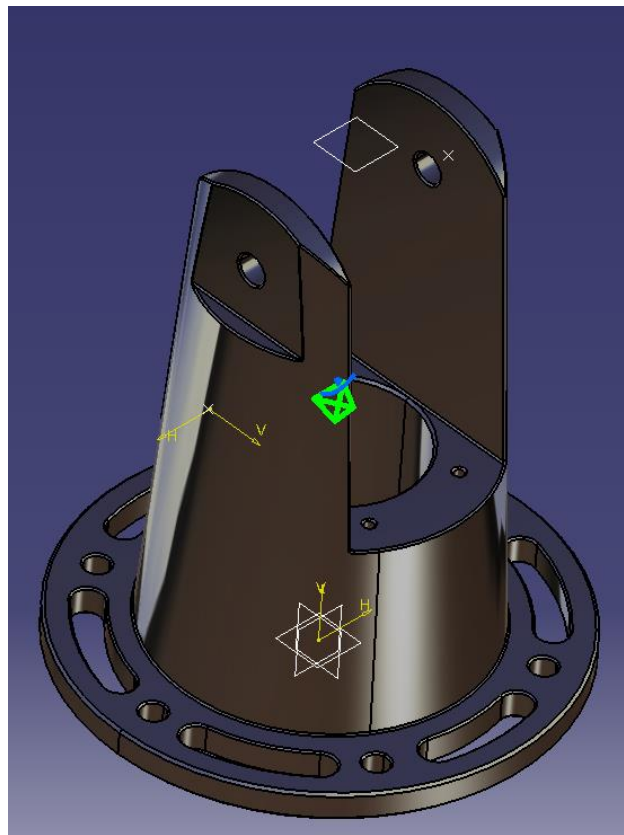
$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

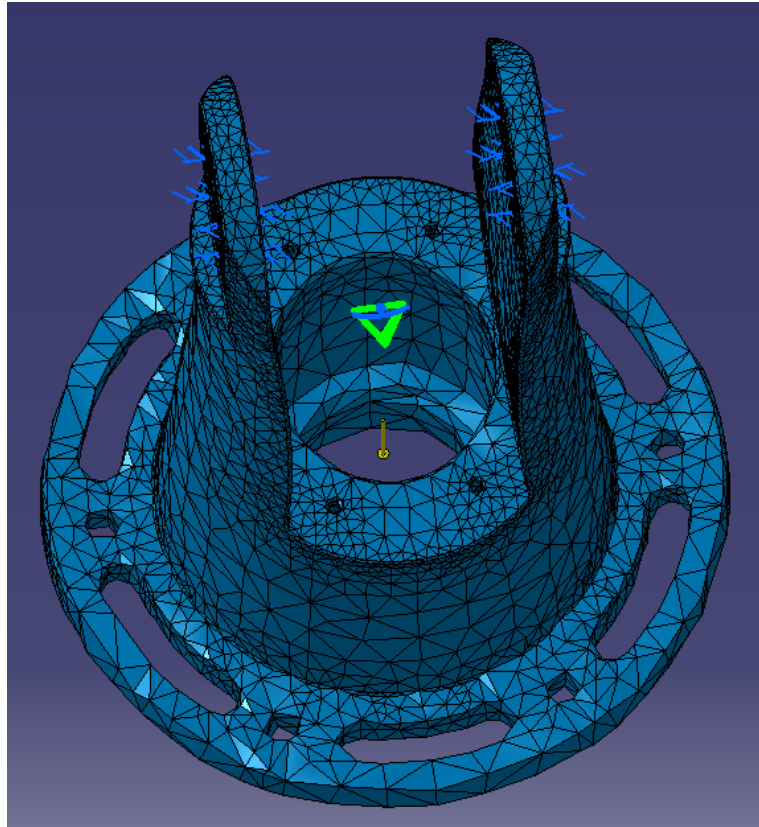
3.132. Ekuazioa

Hasiera batean honela hartzen du Catia V5-ak pieza:



3.106. Irudia: Pieza Catian

Catia V5-ean materiale mota, elementu mota etab. definitu ondoren, pieza mallatu egin behar da, milaka elementu finitutan zatituz pieza, hurrengo irudian ikus daitekeen bezala:



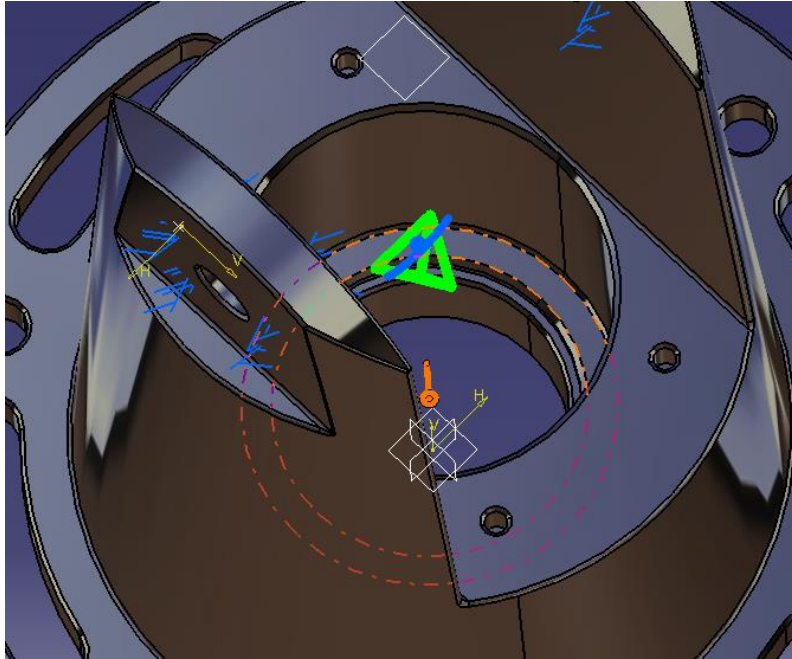
3.107. Irudia:Pieza mallatuta

Behin pieza mallatuta dela, orain piezari finkapenak ezarri behar zaizkio eta ondoren kargak ezarri. Teeter Stand-ak, errodamenduarengatik, karga maximoa hartuko du, lehenago kalkulaturako indar maximoarekin:

$$F_{Axial Max.} = 22072,5 N$$

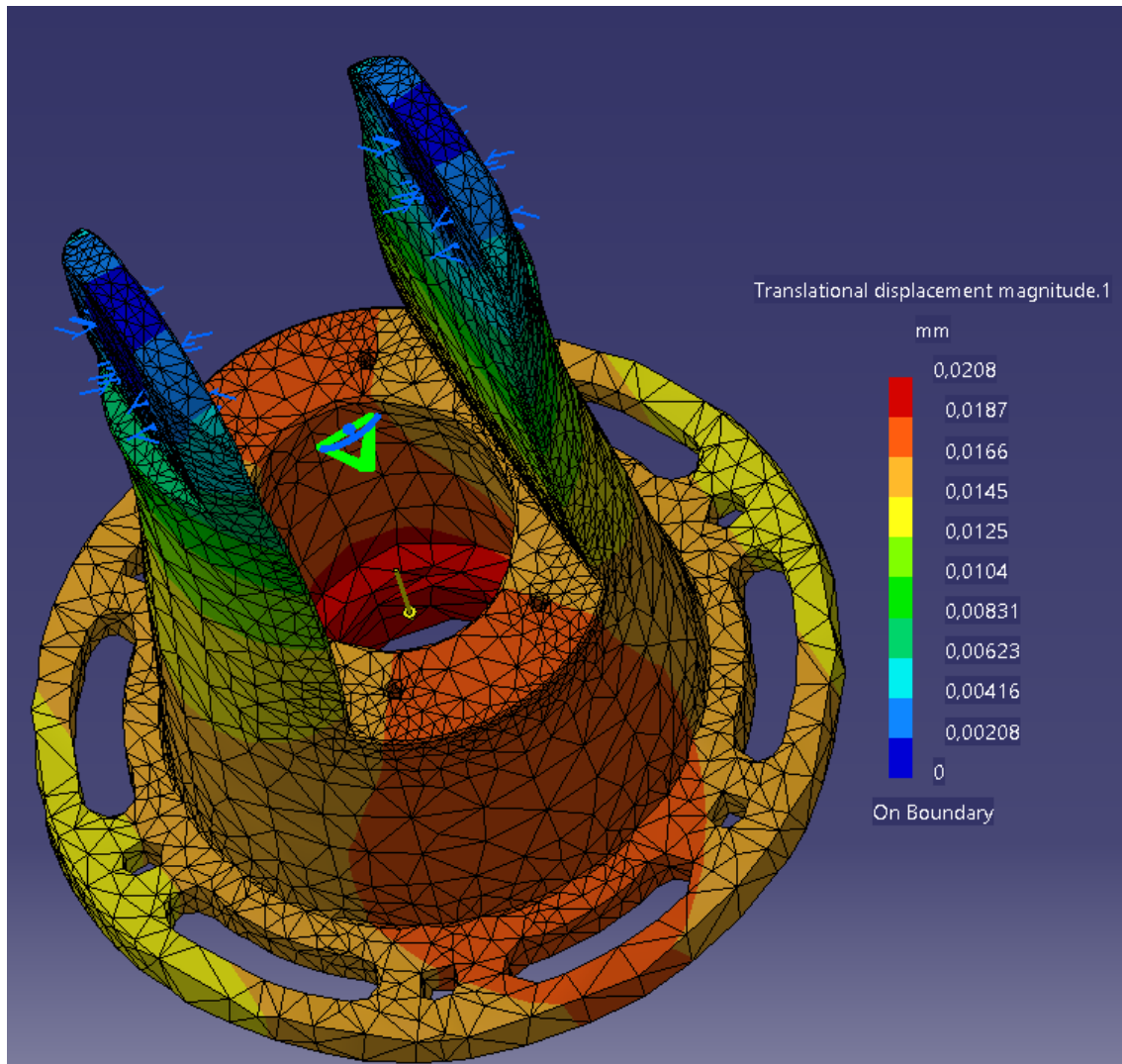
3.133. Ekuazioa

Karga indar banatu moduan aplikatzea erabaki da, horrela errodamendua apoiatuko den azaleran karga era uniformeagoan banatzeko. Errodamendua apoiatzen den azaleran aplikatzen da karga. Ondoko irudian ikus daiteke, kargaren aplikazio gunea:



3.108. Irudia: Presio maximoaren aplikazioa

Behin programak soluzioa ateratzen duenean, *Teeter Stand 1*-aren desplazamenduak:

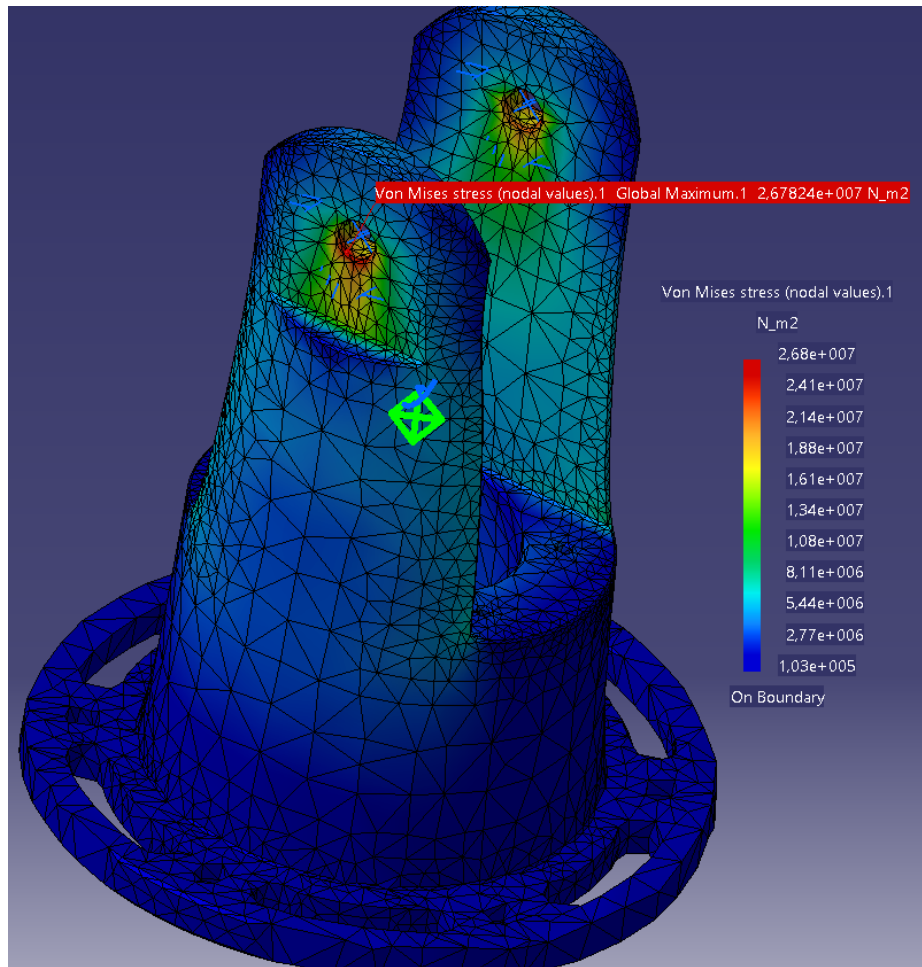


3.108. Irudia: Teeter Stand 1-aren deformazioak indarra aplikaturik

Lehen emaitza honetatik ondoriozta daiteke, karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak direla, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,0208 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Deformazioen traba gainditu arren, are garrantzi handiagoa dute Teeter Stand-arengan emango diren tentsio ebakitzaila eta tentsio normalek.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da, kriterio hau baita errealitateara egokien amoldatzen dena, nahiz eta makinen diseinuan erabiltzen diren hutsegite teoretatik ez den kontserbakorra. Soluzioa kalkulatu ondoren, tentsioen azterketak ondoko baloreak eskeintzen ditu:



3.109. Irudia: Von Mises-en tentsioak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 26,8 MPa-koa delarik, eta gainera Jesus Bolt-a eusten den zuloetan ematen da soilik balore hori, oso zonalde txikian.

Baldin eta Von Mises-en tentsio horrek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badu, oraindik ere ondo jarraituko du lanean Teeter Stand-ak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.134. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Aluminio 7075-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=500$ Mpa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzen da.

Aerountzien diseinuetan segurtasun koefiziente baxuak erabiltzen dira, batetik gehiegizko pisua dela eta, eta bestetik kalkuluak zehaztasun handiz egiten direlako, horrela C.S.=1,5-3 inguruko segurtasun koefizienteak erabiltzen dira. Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

$$\sigma_{Von Mises} = 26,8 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.135. Ekuazioa

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

3.14.3.2. Teeter Stand 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Lehenago aipatu den bezala, kontuan hartuta aluminio aleazioek printzipioz ez dutela neke-limiterik, piezen fabrikazio prozesuaren arabera, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da aluminio piezen bizi iraupena kalkulatzeko. Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo edo gehiago jasan ditzakeen pieza batek, **bizitza infinitua** duela onartzen da.

Halere, aurrez aipa bezala, altzairua alde batera utzirik, gehien ezagutzen den materiala den arren, oraindik asko dago ikertzeke, eta kriterio nahiko kontserbakorrak erabiltzen dira oraindik ere; dagoen datu “falta erlatiboa” dela eta. Hau dela eta σ_n -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.136. Ekuazioa

Tentsio minimoa, maximoaren %10 txikiagoa dela suposatzen dugu.

$$\sigma_{max} = 26,8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{min} = 26,8 \text{ Mpa} * 0,1 = 2,68 \text{ Mpa}$$

3.137. Ekuazioa

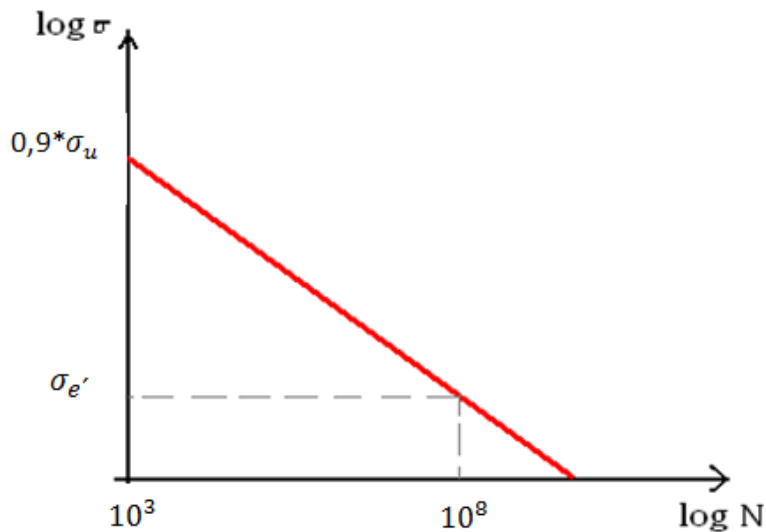
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{26,8 + 2,68}{2} = 14,74 \text{ MPa}$$

3.138. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{26,8 - 2,68}{2} = 12,06 MPa$$

3.139. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak (log σ -logN):



3.110. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupenaren grafika

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

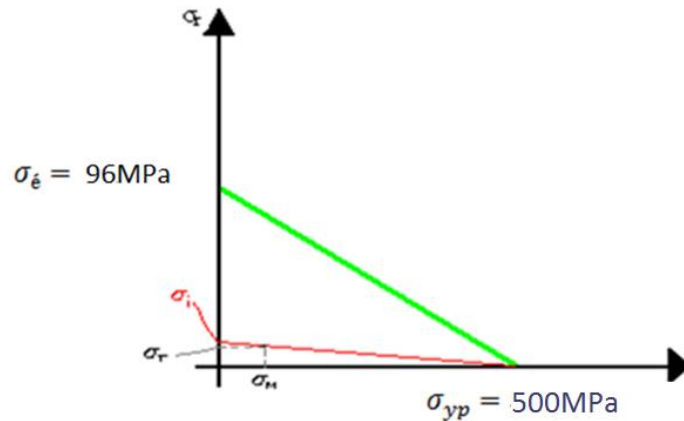
3.140. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

Non ondoko baloreak ditugun σ_N ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{12,06 MPa}{1 - \frac{14,74 MPa}{500 MPa}} = 12,40 MPa$$

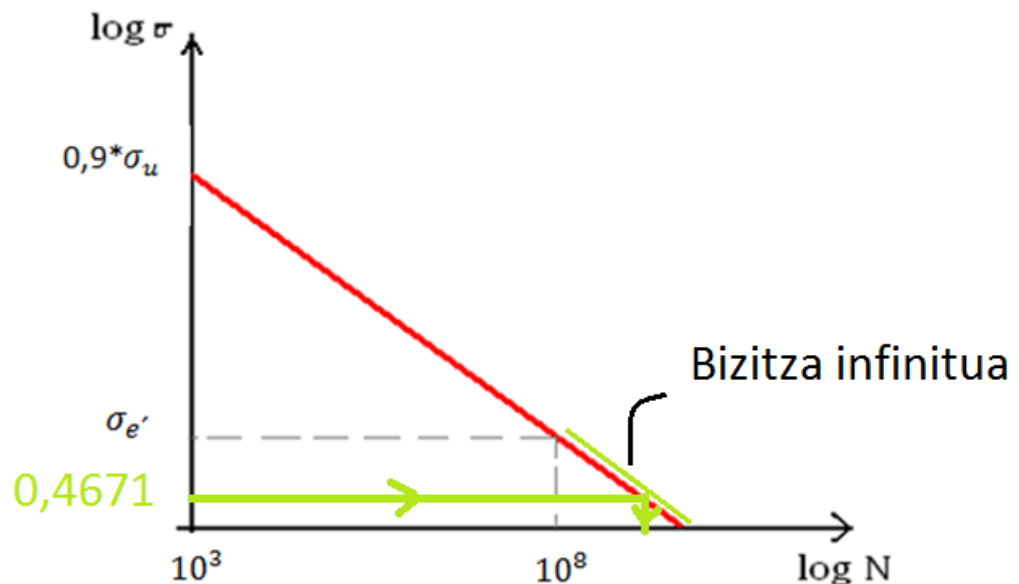
3.141. Ekuazioa

Ondoko grafikotik ere atera daiteke balioa:



3.110. Irudia: σ_N ateratzeko grafika

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.111. Irudia: Bizi iraupenerakografika

Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezaren tentsio alferno eta

medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluentzia tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

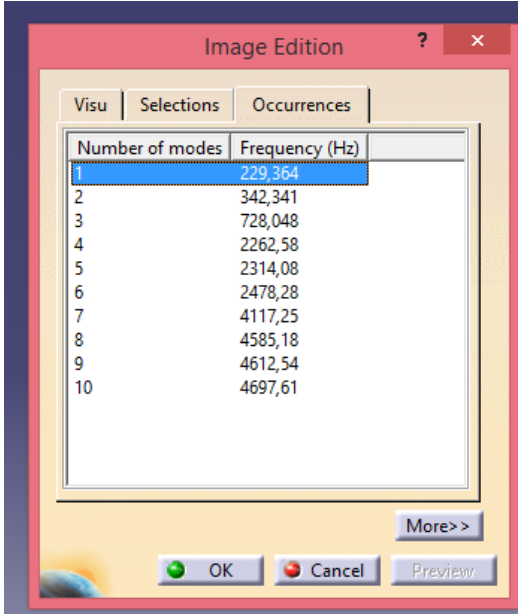
Beraz, piezak nekea ondo eusten du karga axialari dagokionean.

3.14.3.3. Lehenengo karga *Teeter Stand 1*-engan: *Autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Lehen diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisia egitea.

Dakigunez, diseinurako, ahal den neurrian behintzat, kargaren eszitazio maiztasuna, piezaren maiztasun natural txikienaren herena izatea lortu behar da, egoera horretan, analisi dinamikoa estatikotzat jo bait daiteke; eta gainera erresonantzia fenomenoak ekiditzen dira.

Beraz, *Teeter Stand 1* honentzako, Ansys-en analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:

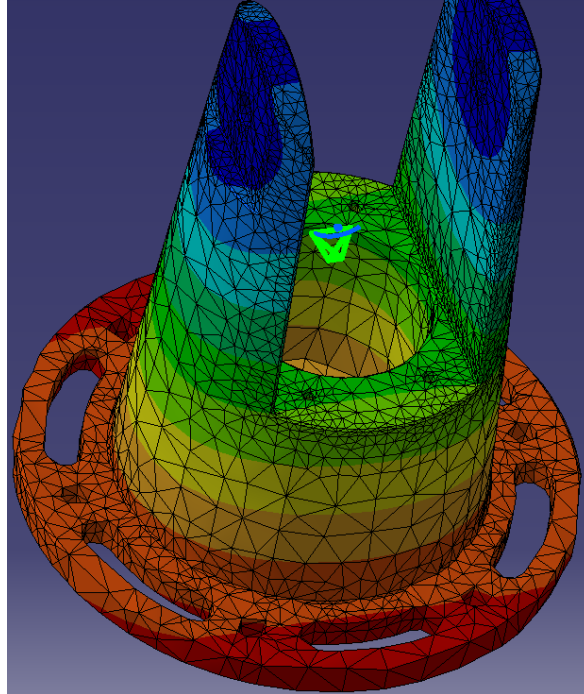


Number of modes	Frequency (Hz)
1	229,364
2	342,341
3	728,048
4	2262,58
5	2314,08
6	2478,28
7	4117,25
8	4585,18
9	4612,54
10	4697,61

3.112. Irudia: *Teeter Stand 1*-aren lehenengo 4 maiztasun naturalak

Ikusten denez, *Teeter Stand 1* piezaren maiztasun naturalak kalkulatzeko 10 modo ageri dira, zeintzuetatik 6 ez dira kontuan hartu. Ikusten denez, 229,364 Hz baino

balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da:



3.113. Irudia: Piezaren 1.go modoa

Beraz, desplazamendu hori splinde ardatzak gutxituko du.

3.14.3.4. Bigarren karga *Teeter Stand 1*-engan: *Indar erradiala*

Karga honekin ere, aurrekoarekin bezala jokatu behar da, Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

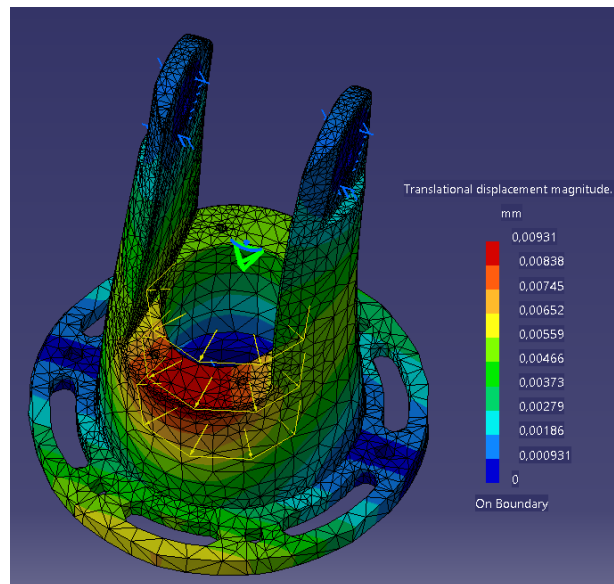
3.140. Ekuazioa

Indar erradialaren parametroak, arinago azaldu badira ere, ondokoak dira, karga presio moduan esleitzea erabaki delarik:

$$P_{max} = \frac{F_{max}}{A_{Zilindro-erdi}} = \frac{11036,25 \text{ N}}{14278,54 \text{ mm}^2} = 0,7729 \text{ MPa}$$

3.141. Ekuazioa

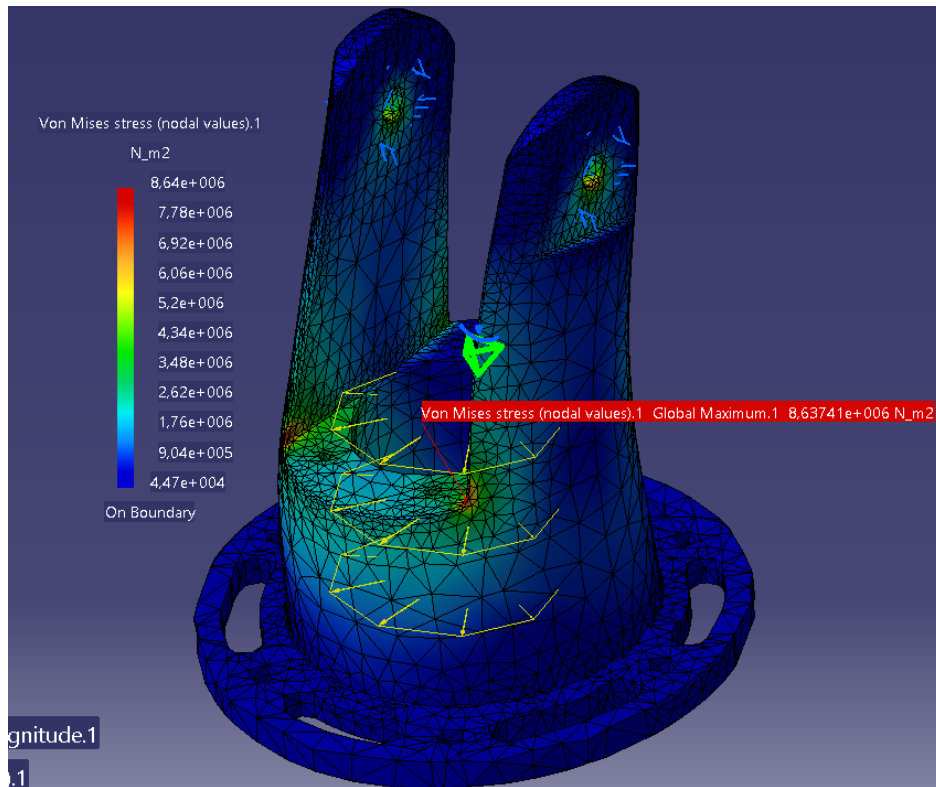
Orduan, *Teeter Stand 1*-rengan, indar erradiala emango den azalera presio hori aplikatuz, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



3.114. Irudia: *Teeter Stand 1*-engan ematen diren deformazioak karga erradialaren ondorioz

Karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak dira, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,00931 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Tentsioei dagokienean, gauza berdintsua gertatzen da, Von Mises tentsioa oso balio txikietara heltzen baita, aplastamenduko tentsioetara alegia:



3.115. Irudia: Indar erradialaren ondoriozko tentsioak

Argi dagoen moduan, Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Izatez, estatikara eusteko, gaindimentsionatuta dago, baina lehenago aipatu den bezala indar erradiala hutsala izango da indar axialaren aldean; batik bat pieza honengan.

$$\sigma_{Von\ Mises} = 8,64\text{MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c. s.} = \frac{500\text{MPa}}{3} = 166,66\text{MPa}$$

3.142. Ekuazioa

3. 14.3.5. Teeter Stand 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

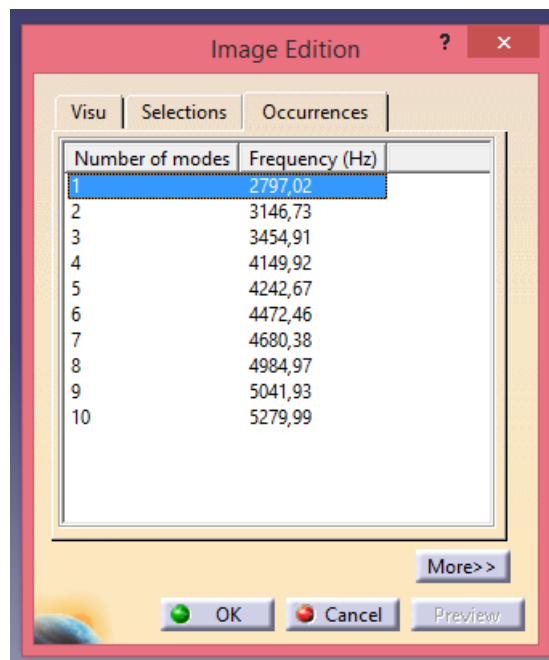
Zer esanik ere ez, nekearen azterketarekin, karga hau propioki ez baita izango zikliko ezta alternoa ere, oso puntuala izango baita eta oso txikia, nahiz eta karga erradiala definitzerako orduan bere aplikazioaren estimazio bat egin den.

Horrela, ez da nekearentzako beharrezkoa izango kalkulurik egitea, benetan nekera eutsi beharreko karga, karga axiala baita, eta aurrez ikusi bezala, ez du inongo arazorik ematen piezak; bizitza-infinitua baitu.

3.14.3.6. karga *Teeter Stand 1*-engan: *Indar erradiala eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, indar erradiala, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da.

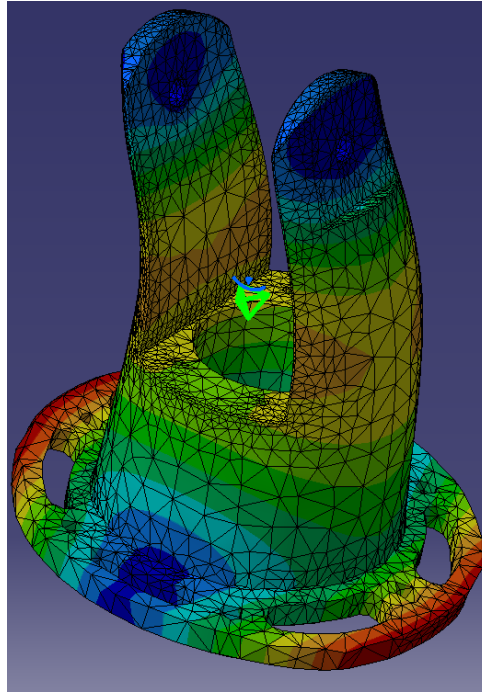
Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	2797,02
2	3146,73
3	3454,91
4	4149,92
5	4242,67
6	4472,46
7	4680,38
8	4984,97
9	5041,93
10	5279,99

3.116. Irudia: *Teeter Stand 1*-aren oinarritzko maiztasunak

Ikusten denez, kargaren eszitazio maiztasuna, oinarritzko maiztasunaren herena izateko baldintza betetzen da maiztasun hori 2797,02 Hz-takoa baita.



3.117. Irudia: Piezaren 1.go modoa

3.14.3.7. Hirugarren karga *Teeter Stand 1*-engan: *Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra*

Diseinu honetan, hasieran azaldu zen bezala, errotore-multzoa abiarazteko erabiltzen den engranai-platera barneraturik dago, beraz, prerrotadoreak errotorea abiarazteko ematen duen tortsio pare piezak eutsi beharko du. Beraz, piezari aplikatu beharko zaio tortsio indar hori.

Aurreko 3.4. puntuan ikusi zen bezala, prerrotadoreak Teeter Stand-ari transmititutako indarra ondokoa da:

$$F_{\frac{P}{D}} = \frac{I_0 \cdot \alpha}{R_D} = \frac{350,792 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,047 \text{ rad/s}^2}{0,348 \text{ m}} = 1055,40 \text{ N}$$

3.142. Ekuazioa

$$T_P = F_{\frac{P}{D}} * R_P = 1055,40 * 0,023175 = 24,46 \text{ Nm}$$

3.143. Ekuazioa

Momentuaren indarrar hau, Teeter Stand-aren beheko diskoari aplikatu behar zaio, eta ea tortsio hori jasaten duen ala ez ikusi. Aurreko karga biekin egin zen bezala, Catia V5 Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

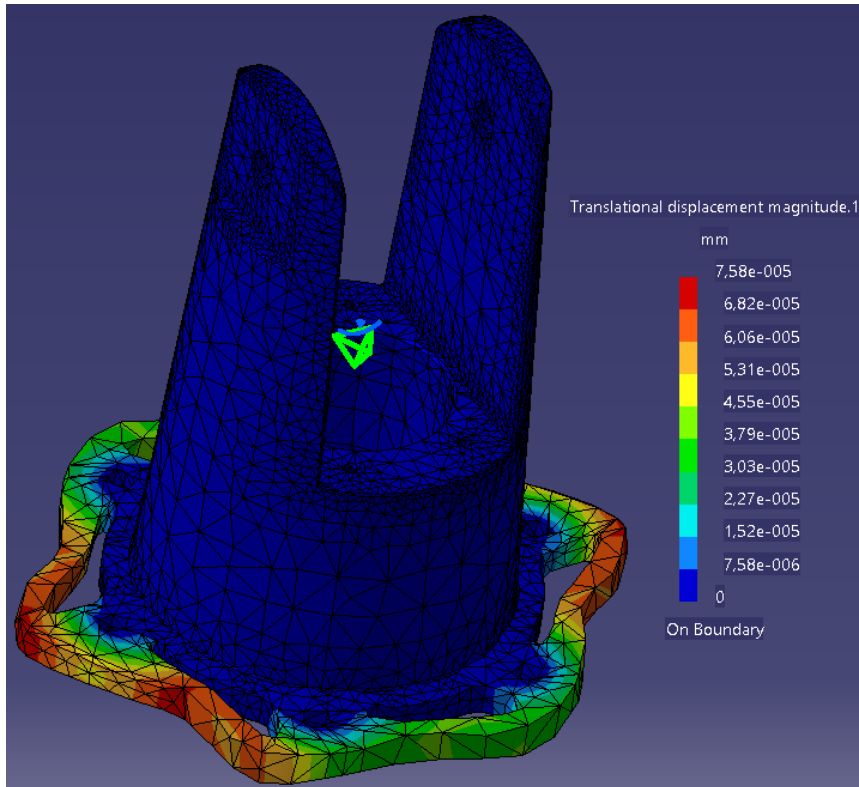
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

3.144. Ekuazioa

Oraingotan, karga ez da sartuko aurreko indarrekin bezala azalera baten gaineko indar bezala, baizik eta nodoetan aplikatuko denez zuzenki, momentu bezela moduan sartuko da.

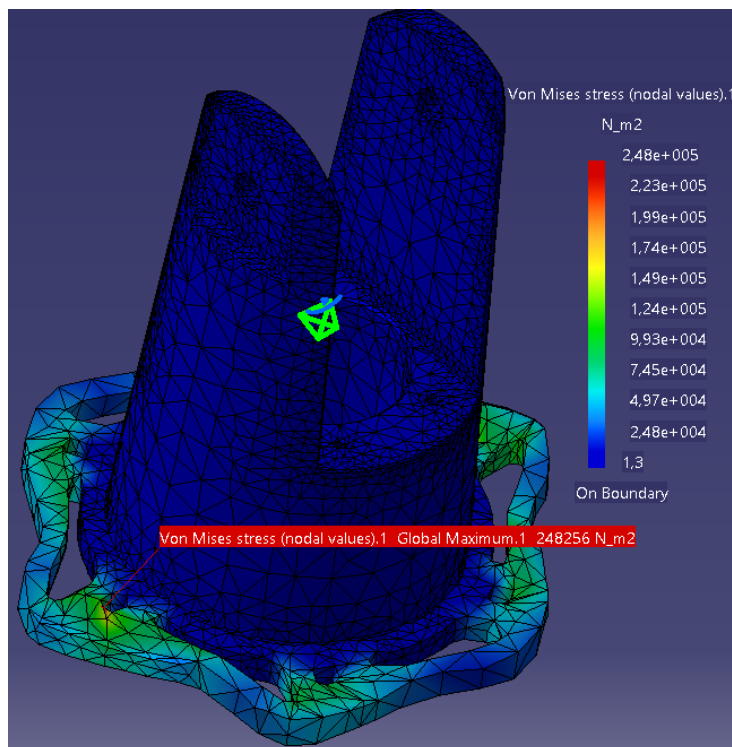
Benetan, momentu honen eragina, kalkulaturakoa baino txikiagoa izango da, plater honengan ez baita zuzenki aplikatzen momentua, kanpoaldean kokatzen den altzairuzko engranaira transmititzen baita. Engranai koroa, altzairuzkoa denez tentsioen parte handi bat berak xurgatuko du Teeter Stand-arengan kalkuluan agertuko diren baino tentsio txikiagoak emanez.

Orduan, *Teeter Stand I*-rengan, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



3.118. Irudia: Teeter Stand 1-arengan prerrotadorearen eraginezko deformazioak

Balore oso txikiak dira, maximoa 0,0000758mm-koa delarik, gainera engranai koroak ere lagunduko du tortsio indar honen eraginak leuntzen. Tentsioei dagokienez:



3.119.Irudia:Teeter Stand 1-arengan ematen den tortsioaren ondoriozko tentsioak

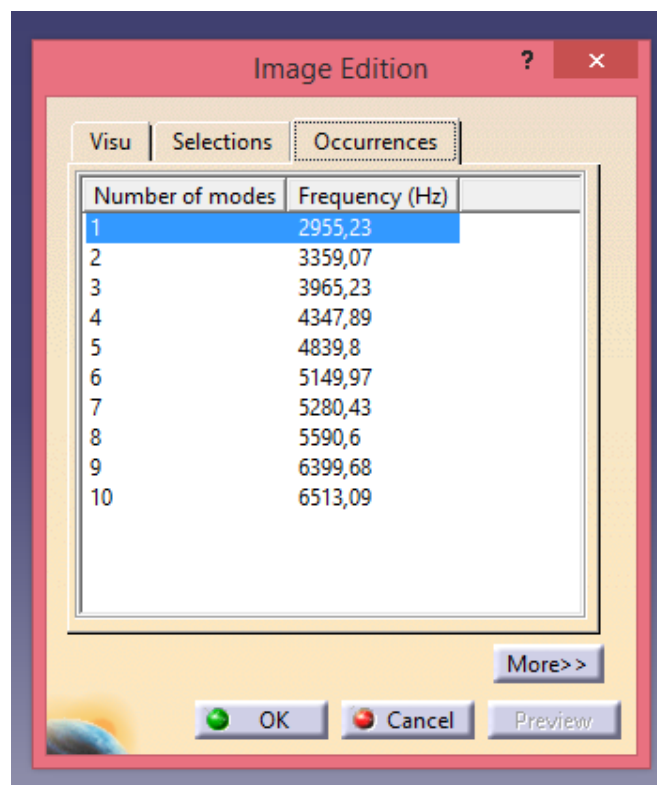
Balore txikiak dira Von Mises tentsioenak, ez dute inondik inora tentsioen segurtasun baldintza gaindituko, soilik aplastamenduarenak dira.

3.14.3.8. *Teeter Stand 1*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Karga honentzako ez da nekea aztertuko, karga hau propioki ez baita izango zikliko ezta alternoa ere, oso puntuala izango baita, soilik abiatzeko unean, prerrotadoreak transmitituko diona.

3.14.3.9. karga *Teeter Stand 1*-engan: *Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarraren maiztasuna eta maiztasun naturalak*

Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



The screenshot shows a software window titled 'Image Edition' with a table of modes and frequencies. The table has two columns: 'Number of modes' and 'Frequency (Hz)'. The first mode is highlighted in blue.

Number of modes	Frequency (Hz)
1	2955,23
2	3359,07
3	3965,23
4	4347,89
5	4839,8
6	5149,97
7	5280,43
8	5590,6
9	6399,68
10	6513,09

3.120. Irudia: *Teeter Stand 1*-aren oinarrizko maiztasunak

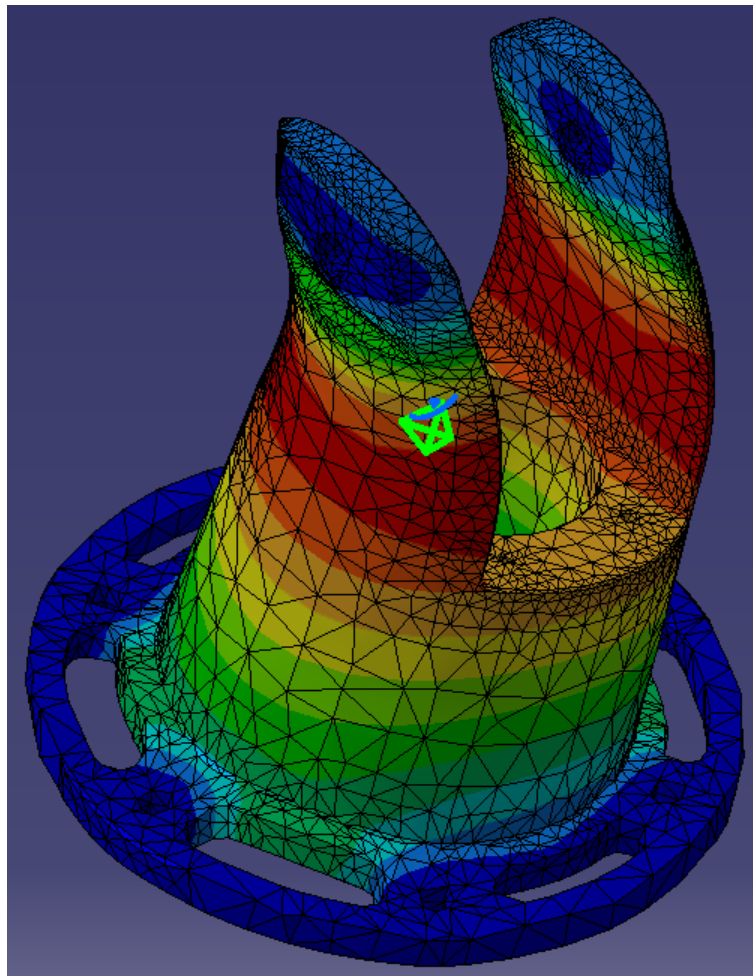
Oraingo honetan, tortsioaren maiztasunarekin izan behar da kontuz, indar honekin mugimendu aukera hori eszitatzen baita.

Sortzen den tortsioaren maiztasuna ondoko moduan atera daiteke baldin eta $w=300$ rpm-tararte iristen bada:

$$w = 300 \frac{rev}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} = 5 Hz$$

3.145. Ekuazioa

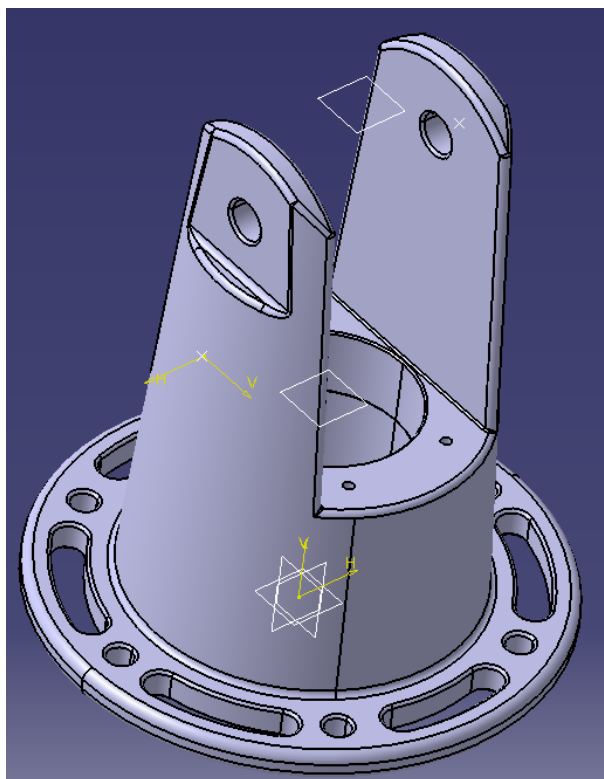
Beraz, karga honen eszitazio maiztasuna aurreko kargentzako den berdina geratzen da 5 Hz-tan. Orduan piezen oinarritzko maiztasuna gutxienez 15 Hz-takoa izan behar da, pieza segurua dela esan ahal izateko. Kasu honetan, aurreko irudian ikusten den bezala, tortsioaren maiztasuna 4839,8 Hz-takoa da eta betetzen du diseinu baldintza soberan.



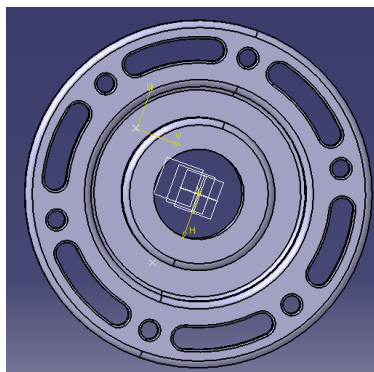
3.121. Irudia: *Teeter Stand 1*-aren oinarritzko maiztasuna tortsiora

3.14.4. Teeter Stand-aren bigarren diseinua

Honako itxura du *Teeter Stand 2*-ak:



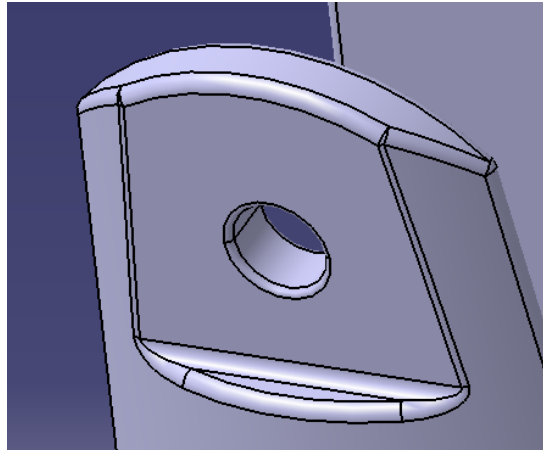
3.122. Irudia: *Teeter Stand 2*



3.123. Irudia: *Teeter Stand 2* beheko partea

Aurreko diseinuaren antza handia du honako honek ere, baina bada desberdintasunen bat ere. Pieza honetan, engranai diskoa doan azpiko partean material kantitatea gutxitu egin da, piezaren pisu orokorra murriztu dadin, horrela pieza arinduz. Bestalde, bai arintasunaren mesedetan eta bai segurtasunaren mesedetan, dorreen ertzak

are gehiago borobildu dira, tentsioen kontzentrazio guneak sortzeko arriskua are gehiago txikituz, ondoko irudian ikus daitekeen bezala:



3.124. Irudia: Dorreen ertzak borobilduta

Catia V5-eko Ansys-era sartzen diren parametroak aurreko piezarekin sartu diren berdinak dira, hots:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

Hautatutako materiala, aluminioa da, altzairua baino 3 aldiz arinagoa baita, eta gisa honetako aplikazioetan garrantzizko aldagaia baita pisuarena, hala ere, esan behar da askosaz ere erresistentzi txikiagoa duela aluminioak altzairuak baino. Aluminioaren dentsitatea $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ -koa bada, piezaren bolumena ezagututa, duen pisua atera daiteke.

Teeter Stand 3-aren bolumena ondokoa da:

$$V_{\text{Teeter Stand 3}} = 0,002 \text{ m}^3$$

3.146. Ekuazioa

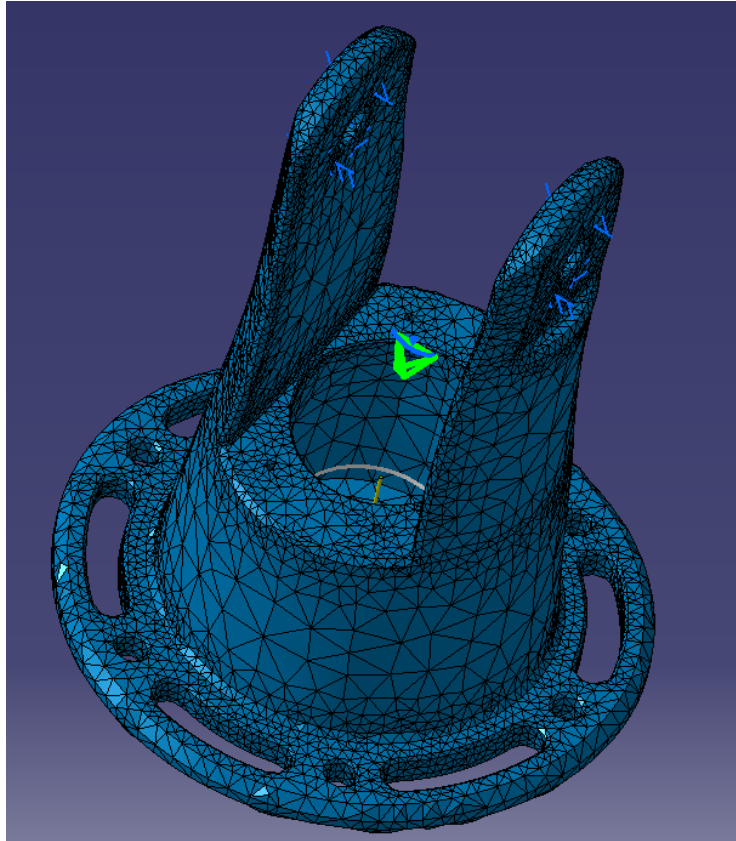
Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{\text{Teeter Stand}} = \rho * V_{\text{Teeter Stand}} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,002 \text{ m}^3 = 5,6 \text{ kg}$$

3.147. Ekuazioa

Teeter Stand 1-ak 8,4kg pisatzen zuen, baina *Teeter Stand 2*-aren aldean oso pisutsua zen, *Teeter Stand 2*-a soilik 5,6 kg pisatzera iristen baita, zeina jada oso balio ona den.

Catia V5-eko Ansys-ean, pieza mallatu behar da orain:



3.125. Irudia: *Teeter Stand 2*-a mallatuta

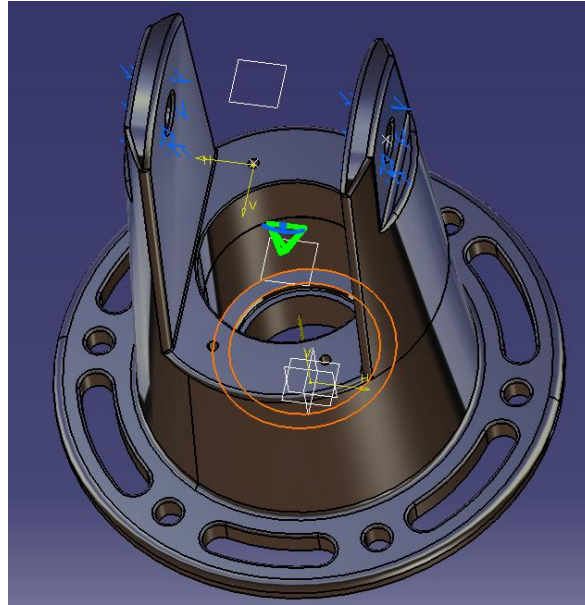
3.14.4.1. Lehenengo karga *Teeter Stand 2*-engan: *Autojiroaren pisua*

Aurreko kasuetan bezala, karga hau autojiroari errodamendua apoiatzen den azalera ezarriko zaio, indar moduan; ondoko balioarekin:

$$F_{Axial Max.} = 22072,5N$$

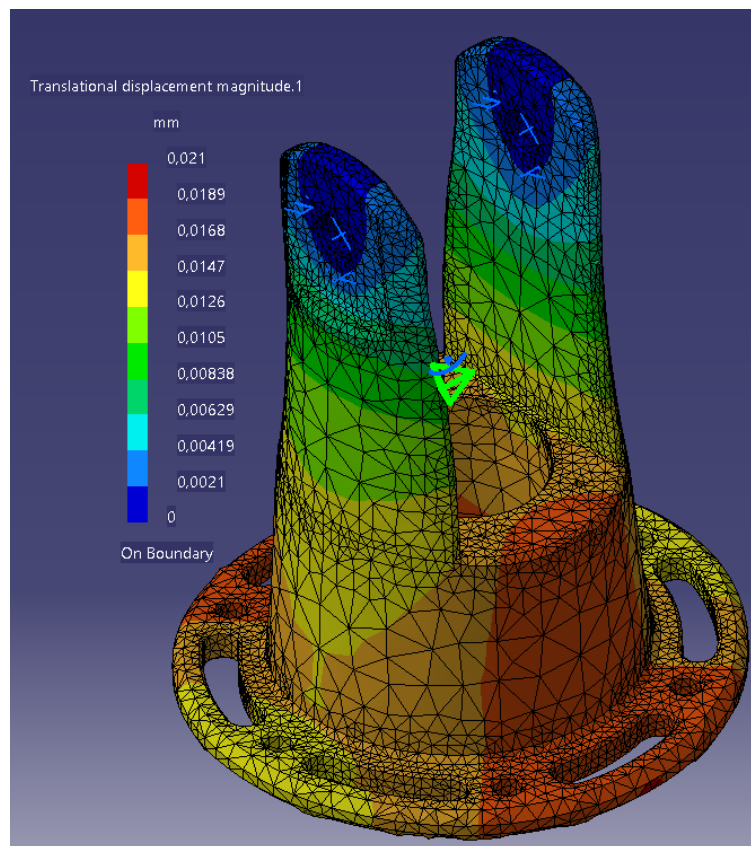
3.148.. Ekuazioa

Eta bestetik, piezaren gain autojiroaren karga aplikatzen den azalera naranjan ikusi daiteke:



3.127. Irudia: *Teeter Stand 2*-an presio aplikazioaren azalera

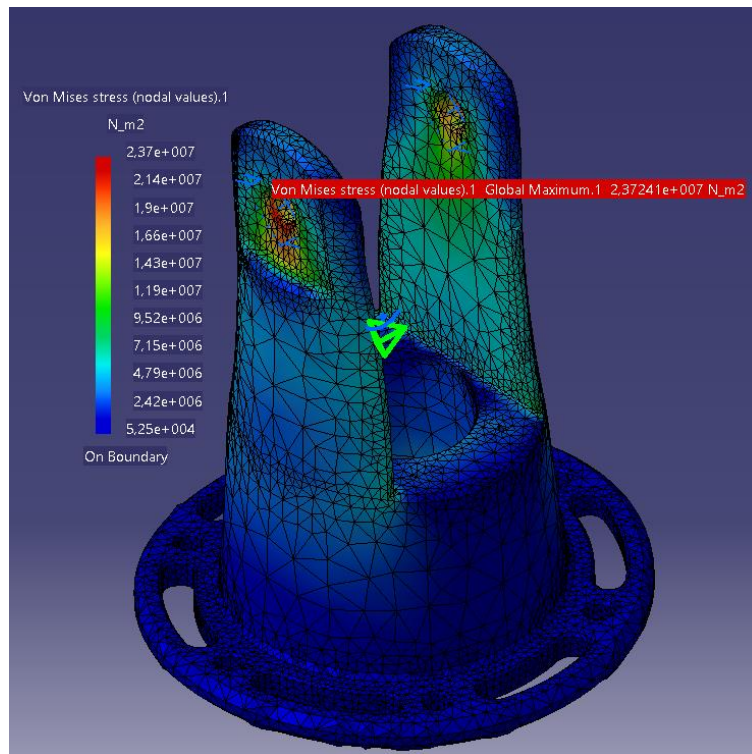
Orduan Catia V5-eko Ansys-ean karga honen eragina ikusteko soluzioak begiratu behar dira:



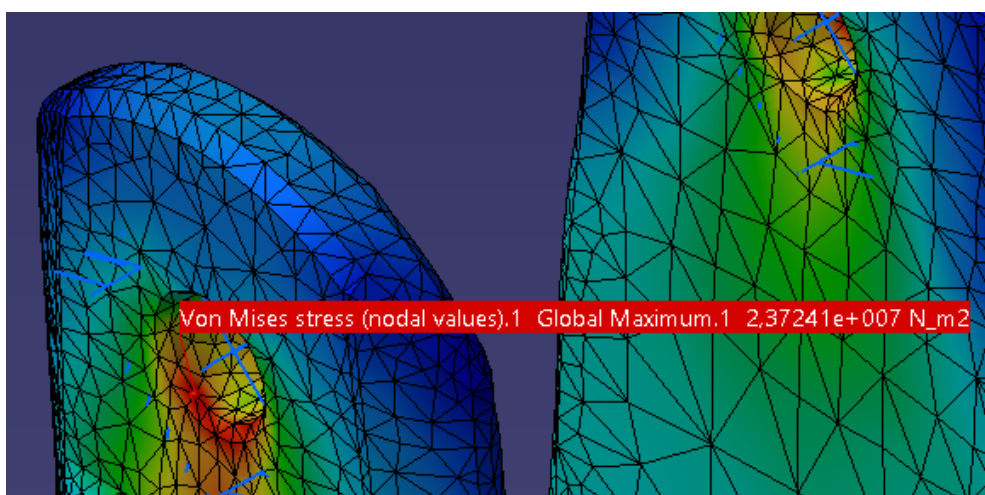
3.128. Irudia: *Teeter Stand 2*-aren desplazamenduak

Eta soluzioaren parte diren desplazamenduetan ikus daitekeen bezala, deformazioak onargarriak dira, beraien balio maximoak 0,021 mm-ak direlarik. Oso deformazio txikiak dira karga maximoen pean ematen diren arren ere.

Tentsioen ikuspuntutik, ordea, ondoko baloreak ateratzen dira karga nagusi honen aplikazioaren ondoren:



3.129. Irudia: Teeter Stand 2-aren gaineko Von Mises-en tentsioak



3.130. Irudia: Teeter Stand 2-aren gaineko Von Mises-en tentsio maximoaren puntua

Balio maximoa, 23,7241 Mpa-takoa da zeina finkapenaren inguruetan ematen den.

Tentsioen analisisa gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da, aurreko *Teeter Stand 1*-ean bezala, kriterio hau baita errealitatera egokien amoldatzen dena, nahiz eta makinaren diseinuan erabiltzen diren hutsegite teoretatik ez den kontserbakorra.

Aurreko diseinuarekin alderatuta, zertxobait jaitsi dira piezan tentsioak, 26MPa-tatik 23,72MPa-ra izan ere.

Teeter Stand 1 gertatzen zen bezala, baldin eta Von Mises-en tentsio horrek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badu, oraindik ere ondo jarraituko du lanean *Teeter Stand*-ak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.148. Ekuazioa

Aluminio 7075-T6 aleazioa aukeratzen da aurreko kasuetan lez, zeinaren $\sigma_{yp}=500$ Mpa-koa den.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

$$\sigma_{Von Mises} = 23,7241MPa < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{500 MPa}{3} = 166,66 MPa$$

3.149. Ekuazioa

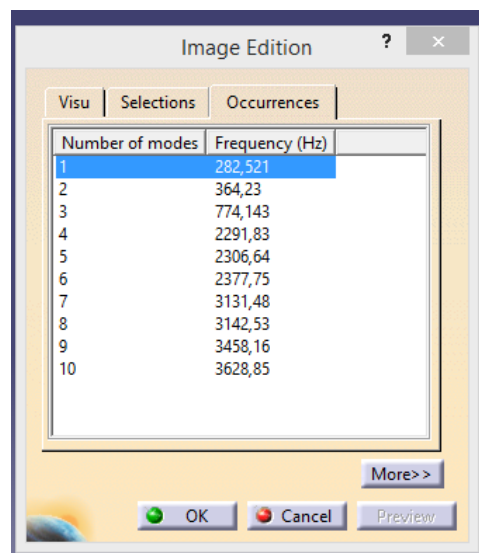
Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan aurreko kasuetan bezalaxe.

3.14.4.2. *Teeter Stand 2*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Teere stand 1-aren bizi iraupen baino handiagoa izango tentsioen balioa txikiagoa delako; bizitza infinitua hain zuzen. Tentsio medioa eta alernoak ez dira aldatu eta. Nekearekiko ez du hutsegingo.

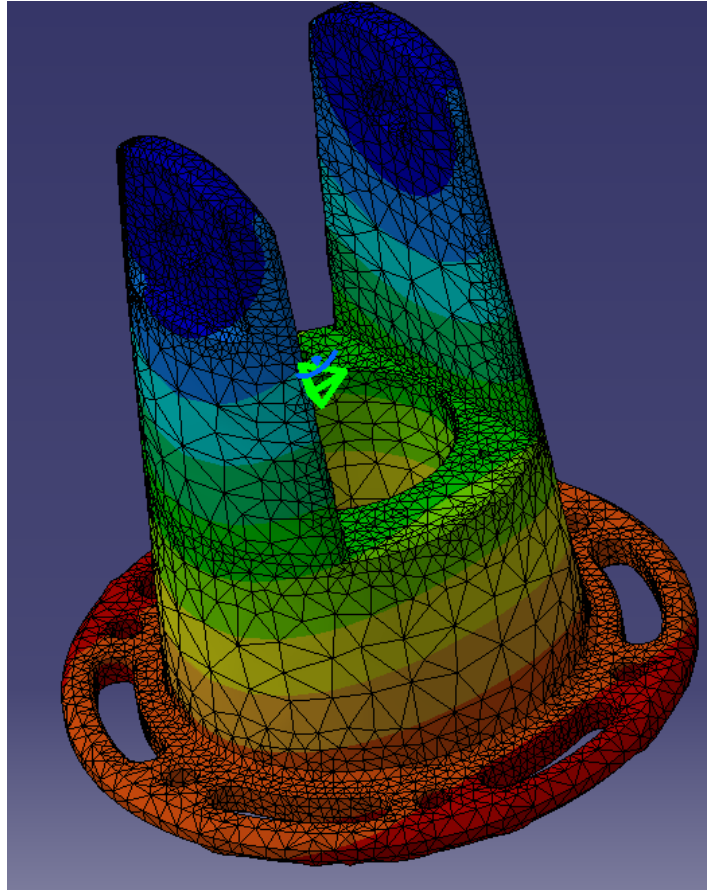
3.14.4.3. Lehenengo karga *Teeter Stand 2*-engan: *Autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Teeter Stand 2-arentzat, Catia V5-eko Ansys-eko maiztasun naturalak:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	282,521
2	364,23
3	774,143
4	2291,83
5	2306,64
6	2377,75
7	3131,48
8	3142,53
9	3458,16
10	3628,85

3.131. Irudia: *Teeter Stand 2*-aren oinarritzko modoak



3.132. Irudia: *Teeter Stand 2*-aren 1 modoaren desplazamendua

Oraingotan modoak igo egin dira. Ikusten denez, 282,521 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gaintitzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean.

3.14.4.4. Bigarren karga *Teeter Stand 2*-engan: Indar erradiala

Karga honekin ere, aurrekoarekin bezala jokatu behar da, nahiz eta ikusi den aurreko adibidean ere, karga honen eragina ez dela oso handia.

CatiaV5 Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

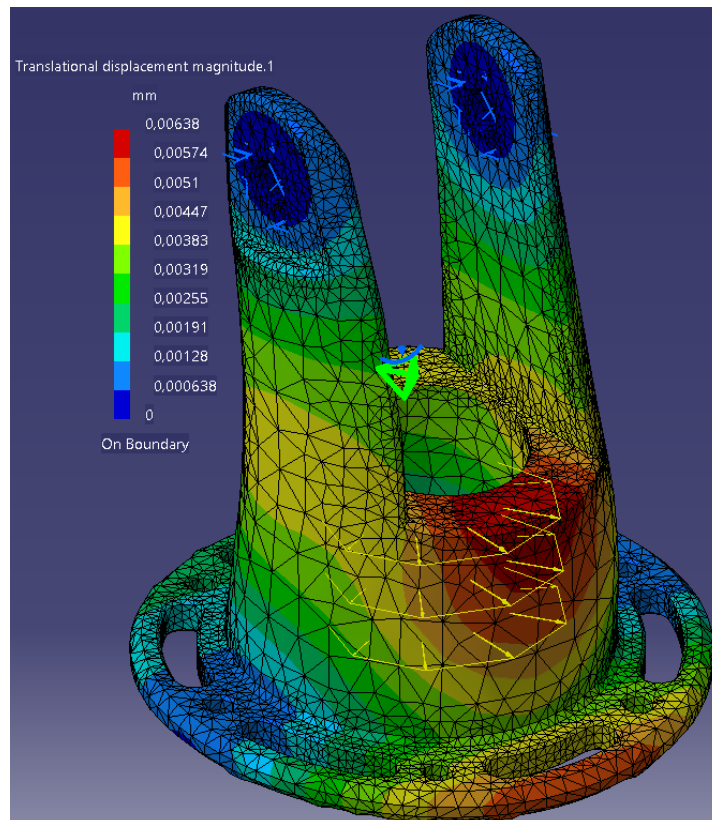
3.150. Ekuazioa

Indar erradialaren parametroak, arinago azaldu badira ere, ondokoak dira, karga Errodamenduen indar moduan esleitzea erabaki delarik:

$$F_{max} = 11036,25 \text{ N}$$

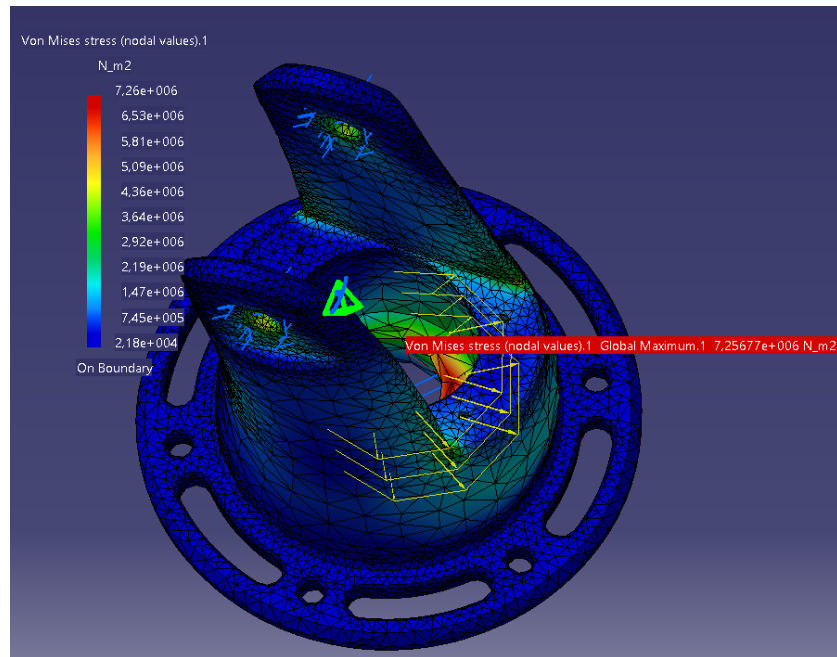
3.151.Ekuazioa

Indar erradiala, errodamenduaren horma zirkular guztiak ez duela transmitituko erabaki da izan ere, indar erradiala beti apoiatuko da soilik azalera erdi batean, tentsioak gune txikiagoan kontzentratuz eta egoera arriskutsuagoa eginez piezarentzat. Analisia honela eginez gero, kalkuluak zehatzagoak izango dira eta piezaren analisia hobea. Ondoko balioak erakusten ditu *Teeter Stand 2*-en gainean indar erradialak, deformazioei dagokienean ondokoak direlarik:



.3.133. Irudia: *Teeter Stand 2*-an karga erradialaren ondoriozko desplazamenduak

Ikusi daitekeen lez, deformazio onargarriak gertatzen dira piezarengan, 0,00638mm-ko balore txikiak baitituzte. Bestalde tentsioei dagokienez:



3.134. Irudia: Indar erradialaren ondoriozko Von Mises-en tentsioak *Teeter Stand 2*-an

Hauen baloreak mesprezagarriak dira, soilik aplastamenduaren eraginez ematen direnak. Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Estatikara eusteko, gaindimensionatuta dago, baina lehenago aipatu den bezala indar erradiala hutsala izango da indar axialaren aldean; batik bat pieza honengan.

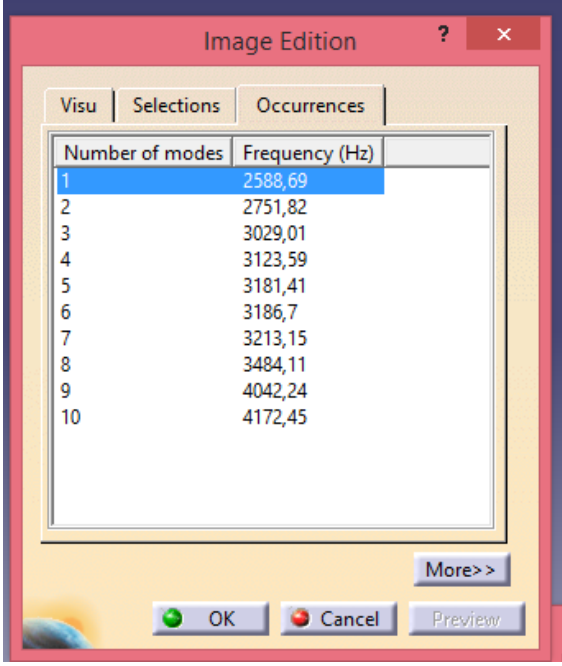
3.14.4.5. *Teeter Stand 2*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Zer esanik ere ez, nekearen azterketarekin, karga hau propioki ez baita izango zikliko ezta alfernoa ere, oso puntuala izango baita eta oso txikia, nahiz eta karga erradiala definitzerako orduan bere aplikazioaren estimazio bat egin den.

Horrela, ez da nekearentzako beharrezkoa izango kalkulurik egitea, benetan nekera eutsi beharreko karga, karga axiala baita, eta aurrez ikusi bezala, ez du inongo arazorik ematen piezak; bizitza-infinitua baitu.

3.14.4.6 karga *Teeter Stand* 2-engan: *Indar erradiala eta kargaren eszitazio maiztasunak*

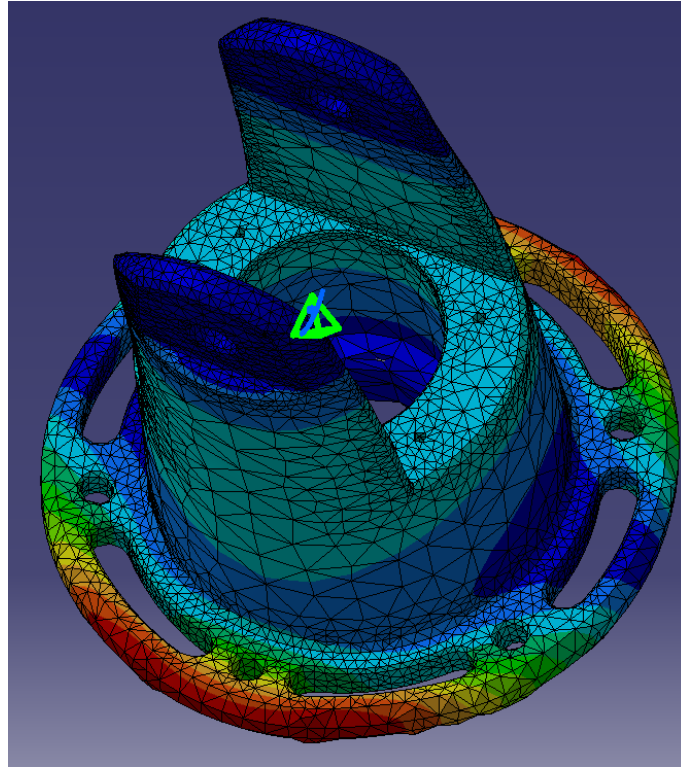
Kargen laneko maiztasunak eta karga hauen estimazioak egiterako orduan, bigarren karga hau, indar erradiala, lehenengo kargak zituen bezalako maiztasunetara dabilela onartu zen, hau da, bere eszitazio maiztasuna aurrekoarena bezala 5 Hz-takoa da. Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



The screenshot shows a software dialog box titled "Image Edition" with a red header bar containing a question mark and a close button. Below the header are three tabs: "Visu", "Selections", and "Occurrences". The "Occurrences" tab is active, displaying a table with two columns: "Number of modes" and "Frequency (Hz)". The table lists modes 1 through 10 with their corresponding frequencies. Mode 1 is highlighted in blue. Below the table is a "More>>" button. At the bottom of the dialog are three buttons: "OK" (with a green checkmark icon), "Cancel" (with a red X icon), and "Preview".

Number of modes	Frequency (Hz)
1	2588,69
2	2751,82
3	3029,01
4	3123,59
5	3181,41
6	3186,7
7	3213,15
8	3484,11
9	4042,24
10	4172,45

3.135. Irudia: *Teeter Stand* 2-aren oinarritzko modoak



3.136. Irudia: *Teeter Stand 2*-aren 1karga radialaren modoaren desplazamendua

Modelu honen modoen eta maiztasun naturalak, oinarrizko maiztasuna baino handiagoak dira. Diseinu hau baliozkoa da.

3.14.4.7.Hirugarren karga *Teeter Stand 2*-engan: *Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarra*

Prerrotadoreak engranai diskoari ezartzen dion tortsioa pieza honek jasan behar du diseinu honetan ere, beraz kalkulatu beharra dago.

3. puntuan ikusi zen bezala, prerrotadoreak *Teeter Stand*-ari transmititutako pareta ondokoa da:

$$F_{\frac{P}{D}} = \frac{I_0 \cdot \alpha}{R_D} = \frac{350,792 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,047 \text{ rad/s}^2}{0,348 \text{ m}} = 1055,40 \text{ N}$$

3.152. Ekuazioa

$$T_P = F_{\frac{P}{D}} * R_P = 1055,40 * 0,023175 = 24,46 \text{ Nm}$$

3.153. Ekuazioa

Pare hau, Teeter Stand-aren beheko diskoari aplikatu behar zaio, eta ea tortsio hori jasaten duen ala ez ikusi. Aurrekoetan bezala, atia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

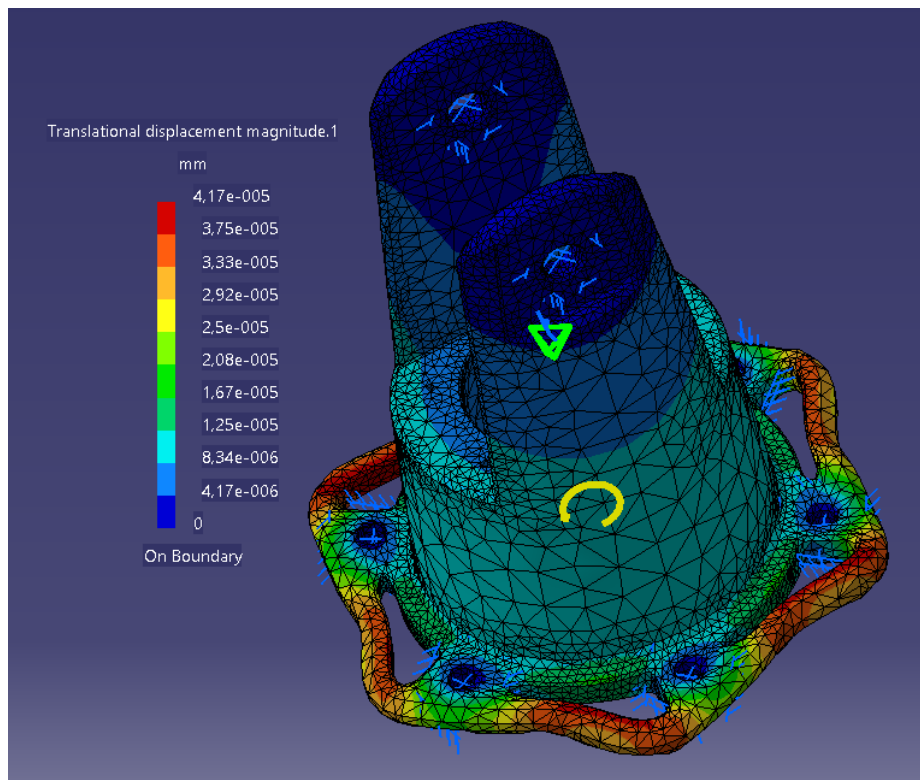
$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson – en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

3.154. Ekuazioa

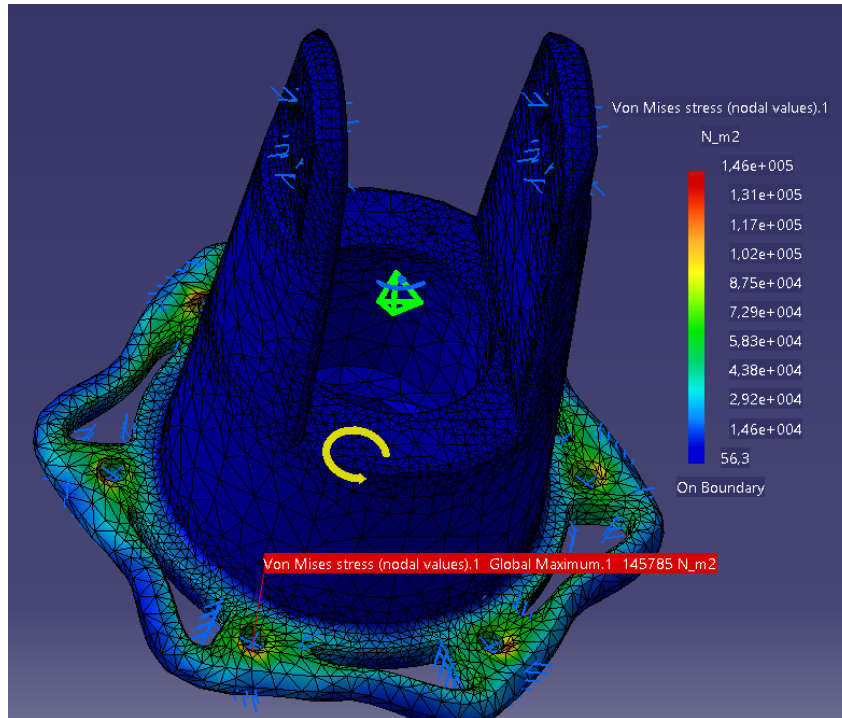
Benetan, pare honen eragina, kalkulaturakoa baino txikiagoa izango da, plater honengan ez baita zuzenki aplikatzen indarra, kanpoaldean kokatzen den altzairuzko engranaira transmititzen baita. Engranai koroa, altzairuzkoa denez tentsioen parte handi bat berak xurgatuko du Teeter Stand-arengan kalkulan agertuko diren baino tentsio txikiagoak emanez. *Teeter Stand* 2-rengan, ondoko emaitzak ateratzen dira deformazioei dagokienez:



3.137. Irudia:Tortsioaren ondoriozko *Teeter Stand* 2-en gaineko deformazioak

Ikusten denez, modelu honen gain deformazioak txikiagoak dira. Hala ere, deformazioak guztiz onargarriak dira, deformazio larriena 0.0000417mm-koa baita, irudian eskala handituta egonda beste gauza bat pentsa daitekeen arren. Gainera aurrez esan bezala, engranai koroa ere bitartean da, eta honek parearen parte garrantzitsu bat xurgatuko du.

Tentsioei dagokienean, ondoko emaitzak ateratzen dira *Teeter Stand 2*-rentzat:



3.138. Irudia: Tortsioaren ondoriozko *Teeter Stand 2*-en gaineko tentsioak

Tentsioak oso txikiak dira, soilik aplastamenduaren ondoriozkoak, aurreko modeluan bezala, baino zertxobait txikitu dira, 0,146 Mpa-tara arte. Dena dela, estatikaren ikuspuntutik huts egitetik oso urrun daude eta onargarriak dira.

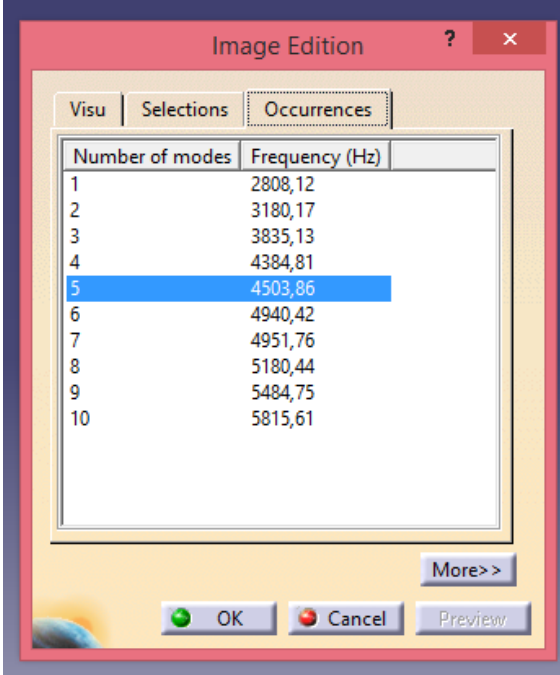
3.14.4.8. *Teeter Stand 2*-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Karga honentzako ez da nekea aztertuko, karga hau propioki ez baita izango zikliko ezta alternoa ere, oso puntuala izango baita, soilik abiatzeko unean, prerrotadoreak transmitituko diona delako.

3.14.4.9. karga *Teeter Stand* 2-engan: *Prerrotadoreak esleitutako tortsio indarraren maiztasunak eta maiztasun naturalak*

Prerrotadoreak piezari esleitzen dion tortsioaren maiztasunak alderatu behar dira piezaren beraren maiztasun naturalekin, ikusteko ia lehen jarritako segurtasun baldintza egiaztatzen den.

Lehenago ikusi den moduan piezaren modoak ondokoak ziren:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	2808,12
2	3180,17
3	3835,13
4	4384,81
5	4503,86
6	4940,42
7	4951,76
8	5180,44
9	5484,75
10	5815,61

3.139. Irudia: *Teeter Stand* 2-aren oinarritzko modoak

Sortzen den tortsioaren maiztasuna ondoko moduan atera daiteke baldin eta $w=300$ rpm-tararte iristen bada:

$$w = 300 \frac{rev}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} = 5Hz$$

3.155. Ekuazioa

Beraz, karga honen eszitazio maiztasuna aurreko kargentzako den berdina geratzen da 5 Hz-tan.

Orduan piezen oinarritzko maiztasuna gutxienez 15 Hz-takoa izan behar da, pieza segurua dela esan ahal izateko. Kasu honetan, aurreko irudian ikusten den bezala,

tortsioaren maiztasuna 4503,86 Hz-takoa da baldintza betez. Diseinu hau ontzat hartuko da.

3.15. Teeter Stand-aren diseinuaren hautaketa

Ikusitako faktore guztiak hartu behar dira aintzat Teeter Stand-arentzako aukeratu behar den diseinua aukeratzeko. Diseinu bakoitzaren gain aztertu diren kargen eragina, deformazioak, maiztasunak, diseinu bakoitzaren pisua,...bezalakoak kontuan hartu behar dira, eta faktore konbinaketa guztiak ikusita aldagai guztietan parametro onenak eskeintzen dituen hautatu; betiere segurtasunaren ikuspuntuan arreta jarriaz.

3.15.1. Ondorioa

Teeter stand disenuak	1	2
Pisua	8,4kg	5,6kg
Karg. Axiala deformazioa	0,0208mm	0,021mm
Karg. Axiala tentsioak	26,8MPa	23,72MPa
Maiztasun natu. defor.	229,364Hz	282,521Hz
Karg. radiala deformazioa	0,00931mm	0,00638mm
Karg. radiala tentsioak	8,64MPa	7,26MPa
Maiztasun natu. defor.	2797,02Hz	2588,69Hz
Prerrot. Momentua defor.	0,000758mm	0,0000417mm
Prerrot. Momentua tentsioa.	0,248MPa	0,146MPa
Prerrot. Momentua maiztasuna	4347,89Hz	4503,86HZ

3.28.Taula: teeter stand diseinuen konparaketa

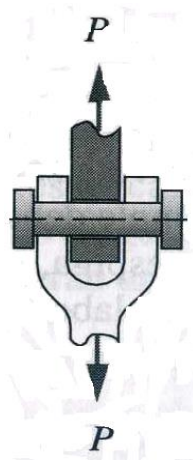
Taulako balioak konparatuta dudarik gabe bigarren diseinua da hoberena, bai pisu aldetik eta deformazio aldetik. Tentsioen aldean be hobekuntza nabaria dago.

Aukeratutako diseinua teeter stand 2-a da.

3.16. Jesus Bolt edo Teeter Bolt-aren kalkulua

Jesus Bolt-a izenak adierazten duen moduan, berebiziko garrantzia duen pieza da autojiroaren errore-buruan, hil ala biziko pieza delarik, moduren batean, berarengan baitu sostengua autojiro guztiak; hori dela ondo kalkulatu behar da.

Jesus Bolt-ak erdialdean Teeter Block-a izango du goraka bultzaka, hegoetatik datorkion sustentazio indarraren ondorioz, aldiz, mutur bietan, Teeter Stand-ak transmititzen dion autojiroaren beheranzko pisua izango du. Horrela gisa honetara izango da lanean Jesus Bolt-a:



3.140. Irudia: Jesus Bolt-a ebakitzailer bikoitzera

Jesus Bolt-ak hegaz denean, baldin eta momentu makurtzaileak mesprezatu ahal badira, ebakitzailer bikoitzera egingo du lan, indarren norantza aldatzen deneko sekzioak izango direlarik tentsio tangential maximoak izango dituztenak eta ondorioz baita arriskutsuenak ere.

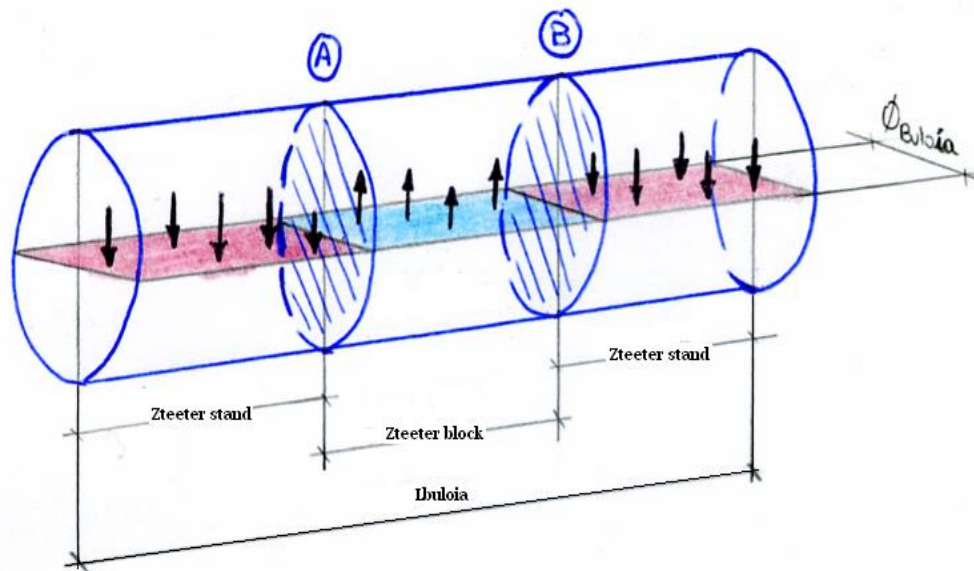
Beheranzko karga, ez da besterik autojiroaren pisuarena baino. Sustentaziozkoa, hots, goranzkoa, akzio-erreakzioaren ondorioz beheranzkoaren berdina izango da. Autojiroaren karga, aurrez ere kalkulatu zen:

$$F_{Bertikal Max.} = 450 \text{ kg} * 5 * 9.81 \frac{m}{s^2} = 22072,5 \text{ N}$$

3.155. Ekuazioa

Eta hau da, alde batetik, beherantza Teeter Stand-ak transmiti diezaiokeen indar estatiko maximoa Jesus Bolt-ari, indarra bi muturren artean erdizka banatuz. Hala ere, ezin da ahantzi goranzko indarra transmititzen duena balantzina dela, eta hau ziklo batzuen

menpe ari dela lanean, hauek ere transmitituko zaizkiolarik Jesus Bolt-ari, beraz, Jesus Bolt-a ere ziklo hauen menpe kalkulatu beharko da; **nekea** aztertuz. Oinarrian Jesus Bolt-ak era honetan egiten du lan:



3.141. Irudia: Jesus Bolt-aren laneko egoera

Baldin eta goranzko eta beheranzko karga banatzen diren sekzioak alkarrengandik oso gertu jartzen badira, eman daitezkeen momentu makurtzaileak mesprezatu daitezke. Irudian egiten den bezala, soilik sekzio pare bat kontsideratuko dira Jesus Bolt-aren kalkulurako, **A** eta **B** sekzioak.

Sekzio hauetan emango dira tentsio tangenzial maximoak, eta horiek kalkulatu beharko dira, berno aeronautikoa horiek jasateko gai izan dadin dimentsionatuz. Kalkulua egiteko, bernoia habe zirkular bat bailitzan kontsidera daiteke.

Materialen erresistentziatik jakina den bezala, habe zirkular batengan esfortzu ebakitzaile maximoa bere lerro neutrotik igarotzen da, zeina sekzioaren grabitate-zentrutik pasatzen den. Lerro neutroan emango litzatekeen **esfortzu ebakitzaile maximo** hori ondoko formularen bitartez atera daiteke:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A}$$

3.155. Ekuazioa

Non:

*V→Sekzioan ematen den indar ebakitzalea. Ebakitzale bikoitza den kasuetan
 $V=P/2$ delarik. Kasu honetan, P autojiroaren pisua da. [N]

*A→Sekzioaren azalera zirkularra [mm²]

Tentsio tangenzial maximoaren balioa ezagutzen denean, tentsio tangenzial onargarriarekin alderatu behar da. Betiko moduan, txikiagoa bada onartu ahal izango da, ostantzean jokoan dauden parametroak aldatu beharko dira, baina horretarako alde zurretik materialen bat hautatu beharko da.

3.16.1. Jesus Bolt-aren materiala

Jesus Bolt-aren materialak, berno aeronautikoa izaki, propietate berezi batzuk izan behar ditu, edozein berno edo torlojutan aurkitzen ez direnak. AN bernoak edo “5. mailakoak” deritze berno aeronautikoei eta gisa honetan deituak dira erabili beharrekoak. Aeronautikarako bereziak diren bernoak bilatzen ibili ondoren, LOWDE TITANIUM enpresaren katalogoetara joaz, berno hauentzako, ondoko titanio aleazioa erabiltzen dutela ikus daiteke:

<p>TITANIO Grado 5 CA (Ti 6Al 4V) Límite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>TITANIO Grado 2 (Puro) Límite elástico 275 MPa Resistencia tracción 345 MPa Densidad 4,51 gr/cm³</p>
<p>TITANIO Grado 5 (Ti 6Al4V) Límite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>ALUMINIO 7075 (Ergal) Límite elástico 470 MPa Resistencia tracción 540 MPa Densidad 2,80 gr/cm³</p>

TITANIO Grado 5 CA	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos y normativa vigentes en la industria aeronáutica.
TITANIO Grado 5	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos convencionales, mecanizado, torno, fresa...
TITANIO Grado 2	Titanio puro, de moderada resistencia mecánica. Tornillos adecuado para infinidad de aplicaciones. Su principal característica es su resistencia a la corrosión y a las altas temperaturas. Utilizado en aplicaciones industriales.
ALUMINIO 7075	Aleación de aluminio denominada ergal, de moderada resistencia mecánica. Su bajo peso es su principal característica.

3.142. Irudia: Bernoen materialaren oinarrizko propietateak

Gorriz inguratutako Gr.5CA ikurrak, “5. Mailakoa” dela adierazten du, alegia, beharrezkoak diren propietateak dituen: 10% luzapen portzentaia, 827 MPa-ko limite elastikoa, 4430 kg/m³-ko dentsitatea, 900 MPa arteko haustura tentsioa trakziora...

Katalogoan, balore zehatzagoak ere agertzen dira erabiliko den titanio aleazioarentzako:

Propiedades del TITANIO (cuatro aleaciones más representativas)		LOWDE TITANIUM					
Denominación	Composición	Resistencia a la tracción (MPa)	Limite elástico (MPa)	Ductilidad (alargamiento)	Dureza	Soldabilidad	Resistividad eléctrica (μΩm)
Ti grado 2	Ti Fe 0.30 O 0.25 (comercial puro)	345	275	20 %	82 HRB	Excelente	0,56
Ti grado 5	Ti 6Al 4V	896	827	10 %	33 HRB	Muy buena	1,67
Ti grado 19	Ti3Al8V6Cr4Zr4Mo (Beta C)	793	759	15 %	45 HRB	Regular	1,55
Ti 6246	Ti6Al2Sn4Zr6Mo	1172	1103	10 %	39 HRB	Limitada	2

3.143.Irudia:Titanoaren propietate fisiko eta mekanikoak

Bernoak osatzeko erabiltzen den titanio aleazioak E=110 GPa-koa du, eta G=40 Gpa-koa, soldagarritasun ona du, 33 HRB-ko gogortasuna du, baina era berean 10%-ko luzapen erlatiboa du, 900 MPa-ko haustura tentsioa trakziora eta 827 MPa-ko limite elastikoa... Aplikazioetan aipatzen denez, motore aeronautikoetan eta estruktura aeronautikoen berno bidezko loturetan erabiltzen da, eta aleazio erabiliarena dela ere esaten da.

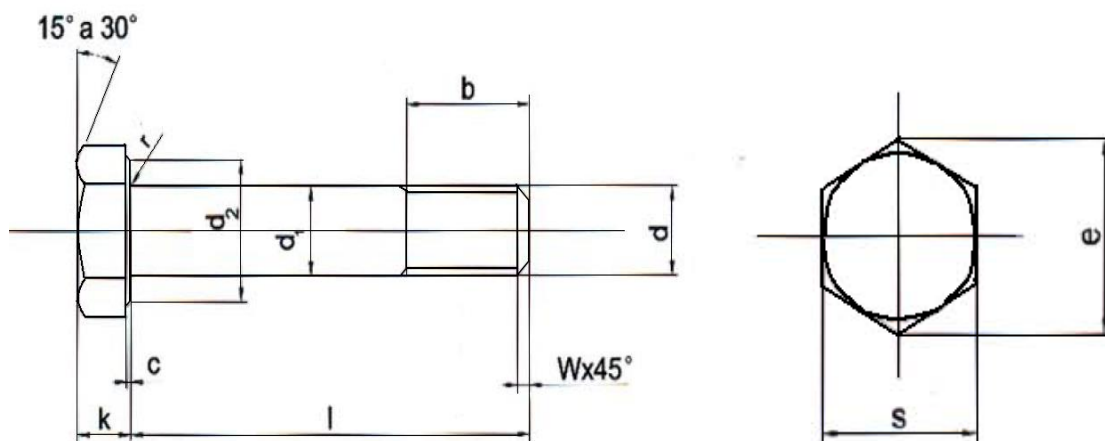
Beraz, katalogo honetako bernoak aplikazioko beharrezkoak asetzeko haina direla ikus daiteke eta hauekin egingo dira kalkulu eta frogak.

3.16.2. Bernoaren kalkulua

Ondoko geometriadun bernoak erabiliko dira DIN 931-k arautzen dituenak:

VITI A TESTA ESAGONALE PARZ. FILETTATA
HEXAGON BOLTS
SECHSKANTSCHRAUBEN MIT SCHAFT
VIS EXAGONALE (OU SIX PANS) (H)
TE UNI 5737 - DIN 931

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d ₁	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
b (l<125)	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	30
e min.	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,90	21,10	24,49	26,75	33,53
k	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
d ₂	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	28,2
c	0,27	0,27	0,32	0,32	0,37	0,37	0,37	0,37	0,5	0,5
r	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8
w	0,5	0,8	1	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5
l max	30	50	60	140	140	140	140	140	140	140



3.144. Irudia: DIN 931 Berno hexagonalak

Teeter Stand-a guztiz zeharkatu behar du bernoak, baina haria, dorreetatik kanpo geratu behar da nahitanahiez, horregaitik, bernoan hariztatu gabeko berno zatiaren luzera, kirtena alegia, Teeter Stand-a zeharkatzeko bestekoa izan behar da; 128 mm-koa. Katalogoan berno aukera hau ez dagoenez, diseinu hori gauzatzeko eskatu beharko zaio enpresari, betiere DIN espezifikazioak mantenduz. Horrela, bernoaren **kirtenaren**

luzera 128 mm-koa izan beharko da, eta **gune hariztatuaren luzera b mm**-takoa irudian ikus daitekeen lez, azkoina(k) eta zirindola(k) sartu ahal izateko. Ondorioz, **174 mm-ko luzera** duen berno bat hautatu beharko da, DIN 931 norma bete dezan.

Beste neurri guztiei dagokienez, katalogoko baloreak errespetatuko dira, baliagarriak baitira.

Demagun hasiera batean, **M14**-ko berno bat aukeratzen dela tentsio tangenzialaren kalkulurako. Orduan tentsio tangenzial maximoa ateratzeko, baldin eta 14 mm-ko diametroan berno aukeratzen bada:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot \frac{22072,5 \text{ N}}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot (14 \text{ mm})^2}{4}} = \frac{44145 \text{ N}}{147\pi \text{ mm}^2} = 95,59 \text{ MPa}$$

3.155. Ekuazioa

Tentsio ebakitzailen kalkulurako eta bertan parte hartzen duen segurtasun koefizientea ateratzeko esfortzu ebakitzailen maximoaren teoria edo Trescarena erabiliko da, denen artean kontserbakorra delarik. Orduan honen arabera, ondokoa bete behar da:

$$\tau_{max} < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.156. Ekuazioa

Jesus Bolt-arentzako, Teeter Stand eta gainontzeko piezentzako jarri zena baino segurtasun koefiziente nahiko handiagoak jarriko dira, adibidez **C.S.=8**-ekoa, berebizikoa baita pieza honen garrantzia autojiro buruarentzat. Gainera, momentu makurtzaileak mesprezatu egin dira, baina euren eragin minimoa izango dute, eta segurtasunaren aldetik gehiago bermatzen da horrela efektu hau. Aurrez ikusi zen bezala, titanio aleazio honen $\sigma_{yp} = 827 \text{ MPa}$ -koa dela gogoratu:

$$\tau_{max} = 95,59 \text{ MPa} \not< \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{0,5 \cdot 827 \text{ MPa}}{8} = 51,69 \text{ MPa}$$

3.157. Ekuazioa

Jarritako segurtasun baldintzentzako, ez da Tresca-ren aurreko ekuazioa betetzen eta metrika handiagoko berno batekin egin beharko da proba. Demagun **M 16**-ko bernoaz aztertzen dela:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot \frac{22072,5 N}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot (16 mm)^2}{4}} = \frac{44145 N}{192\pi mm^2} = 73,186 MPa$$

3.158. Ekuazioa

Lehen bezala, Trescaren formulaz sartuz balioak eta dagokien alderaketak eginez:

$$\tau_{max} = 73,186 MPa < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{0,5 \cdot 827 MPa}{8} = 51,69 MPa$$

3.159. Ekuazioa

Jarritako segurtasun baldintzentzako, ez da Tresca-ren aurreko ekuazioa betetzen eta metrika handiagoko berno batekin egin beharko da proba. Demagun **M 20**-ko bernoaz aztertzen dela:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot \frac{22072,5 N}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot (20 mm)^2}{4}} = \frac{44145 N}{300\pi mm^2} = 46,84 MPa$$

3.160 Ekuazioa

Lehen bezala, Trescaren formulaz sartuz balioak eta dagokien alderaketak eginez:

$$\tau_{max} = 46,84 Pa < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{0,5 \cdot 827 MPa}{8} = 51,69 MPa$$

3.161. Ekuazioa

Eta oraingotan jada diametro honetako torlojuak balioko du Jesus Bolt bezala jarduteko, ikusi ahal den bezala, Tresca-ren kriterioa betetzen baitute.

Beraz, esan daiteke **M 20**-ko bernoak onargarriz jo daitezkeela Jesus Bolt moduan jarduteko, kargak eutsiko baitituzte, C.S.=8 batekin.

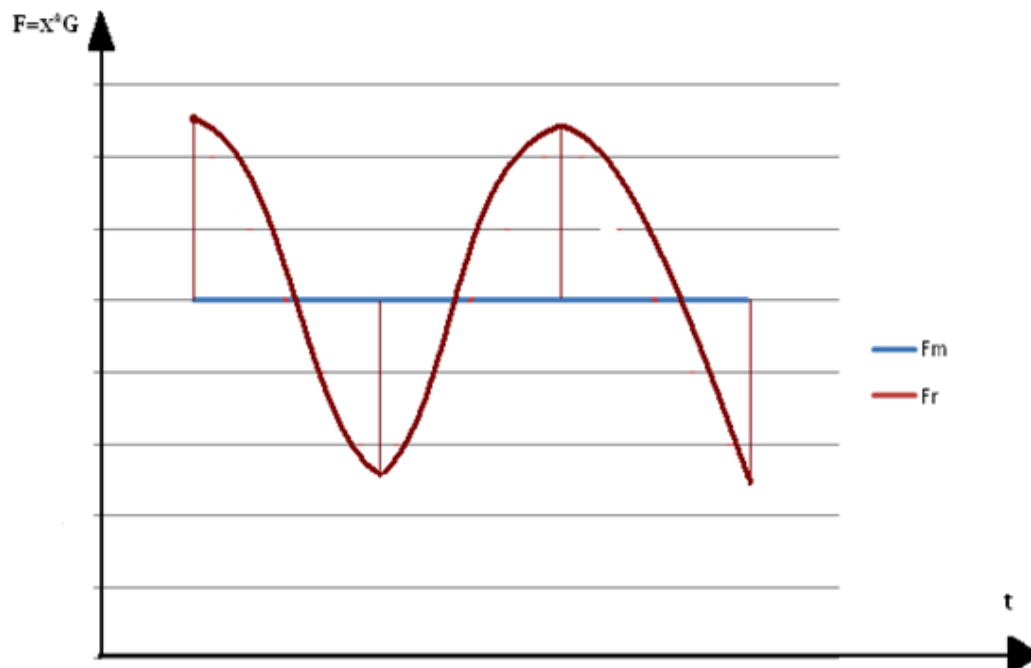
3.16.3. Jesus Bolt-aren nekearen kalkulua

Esan bezala, Jesus Bolt-arengan, paletan ematen den sustentazio indarrak eragingo du, zeina balantzinaren bitartez transmitituko den. Errotorea hegaldi normalean dabilela suposatzen bada, 300 rpm ingurura, bira bakoitzean errotoreak ziklo bat egiten ditu. Gainera, sustentazio asimetria dela eta indarren zenbatekoak aldatzen dabilta uneoro, aurreratzen den palak, 10 % sustentazio gehiago duelarik, atzeratzen denak baino.

Honela, Jesus Bolt-arengan eragiten duten indarrak aldakorrak izango dira eta zehazki determinatu ezin izango diren arren, indar hauek piezaren nekearengan izango duten eragina kalkulatzeko suposatuta bat egingo da.

Hala, Jesus Bolt-arengan eragingo duen **indar minimoa, indar estatikoaren 95 %** izango dela suposatuko da, eta **indar maximoa, indar estatiko maximoaren 105 %** izango dela suposatuko da.

Indar aldakor hauek denboran zehar, ondoko grafika bat jarraitzen dutela esan daiteke:



3.145. Irudia: Indar aldakorrak denboran zehar

Grafikan ikus daitekeen bezala, indar aldakor horiek, indar medio eta alternoak definituko dituzte. Baldin eta indar estatiko maximoa 22072,5 N-koa bada:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{22072,5 \text{ N} * 1,05 + 22072,5 \text{ N} * 0,95}{2} = 22072,5 \text{ N}$$

$$F_R = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{22072,5 \text{ N} * 1,05 - 22072,5 \text{ N} * 0,95}{2} = 1103,625 \text{ N}$$

3.162. Ekuazioa

Aurrez egin bezala, indar hau, bi sekzioren artean banatu behar da, lehenago aipatutako **A** eta **B** sekzioak eutsi beharko dituzte indar hauen erdiak, alegia.

Indar mota bien aplikazio azalera berbera denez, orduan, indar konstante eta alternoek hurrengo tentsioak sortuko dituzte azalera horrengan:

$$\tau_m = \frac{4 \cdot \frac{F_m}{2}}{3 \cdot A_{sekzioa}} = \frac{2 \cdot 22072,5 \text{ N}}{3 \cdot \frac{\pi}{4} (16 \text{ mm})^2} = 73,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_r = \frac{4 \cdot \frac{F_r}{2}}{3 \cdot A_{sekzioa}} = \frac{2 \cdot 1103,625 \text{ N}}{3 \cdot \frac{\pi}{4} (16 \text{ mm})^2} = 3,66 \text{ MPa}$$

3.163. Ekuazioa

Batazbesteko tentsio ebakitzaila eta tentsio ebakitzaila alternoa ezagututa, $\tau_{e,eq}$ atera daiteke jada ondoko formulaz:

$$\tau_{e,eq.} = \tau_m + K_{f_s} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

3.164. Ekuazioa

Baina hemen K_{f_s} eta σ_e ezezagunak dira. K_{f_s} hurrengo formulatik atera daiteke:

$$K_{f_s} = 1 + q(K_t - 1)$$

3.165. Ekuazioa

Non K_t , σ -ren balioak ateratzeko tentsio kontzentrazioak estimatzen dituen estatikako koefizientea den, baina pieza honetan, ez dago tentsio kontzentrazioirik indar

hauen aplikazio puntuetan beraz bere balioa unitatekoa da. Orduan K_{fs} ondoko formularen labur daiteke:

$$K_{fs} = 1$$

3.166. Ekuazioa

Beraz, $\tau_{e,eq.}$ -ren balioa ondoko erara aterata daiteke:

$$\tau_{e,eq.} = \tau_m + \tau_r = 73,18 \text{ MPa} + 3,66 \text{ MPa} = 76,84 \text{ MPa}$$

3.167. Ekuazioa

Eta behin honen balioa ezagututa, Von Mises-en balioa aterata daiteke:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{e,eq.}^2 + 3 \cdot \tau_{e,eq.}^2} = \sqrt{3 \cdot (76,84 \text{ MPa})^2} = 133,09 \text{ MPa}$$

3.168. Ekuazioa

Baina hau esfortzu ebakitzailaren balio baliokidea izango litzateke, esfortzu ebakitzailaren osagai alferno eta batazbesteko osagaia aintzat hartzen dituen. Piezak ebakiduraren aurrean duen bizi-iraupena kalkulatzeko, esfortzu ebakitzaila alferno eta medioa, bakoitza bere aldetik sartu behar dira Von Mises-en adierazpenean:

$$\sigma_{VM_{batazb.}} = \sqrt{\sigma_{e,eq.b.}^2 + 3 \cdot \tau_{e,eq.b.}^2} = \sqrt{3 \cdot (73,18 \text{ MPa})^2} = 126,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM_{alfernoa}} = \sqrt{\sigma_{e,eq.a.}^2 + 3 \cdot \tau_{e,eq.a.}^2} = \sqrt{3 \cdot (3,66 \text{ MPa})^2} \cong 6,34 \text{ MPa}$$

3.169. Ekuazioa

Eta balio hauekin jada joan daiteke Soderbergh-en ekuazioetara.

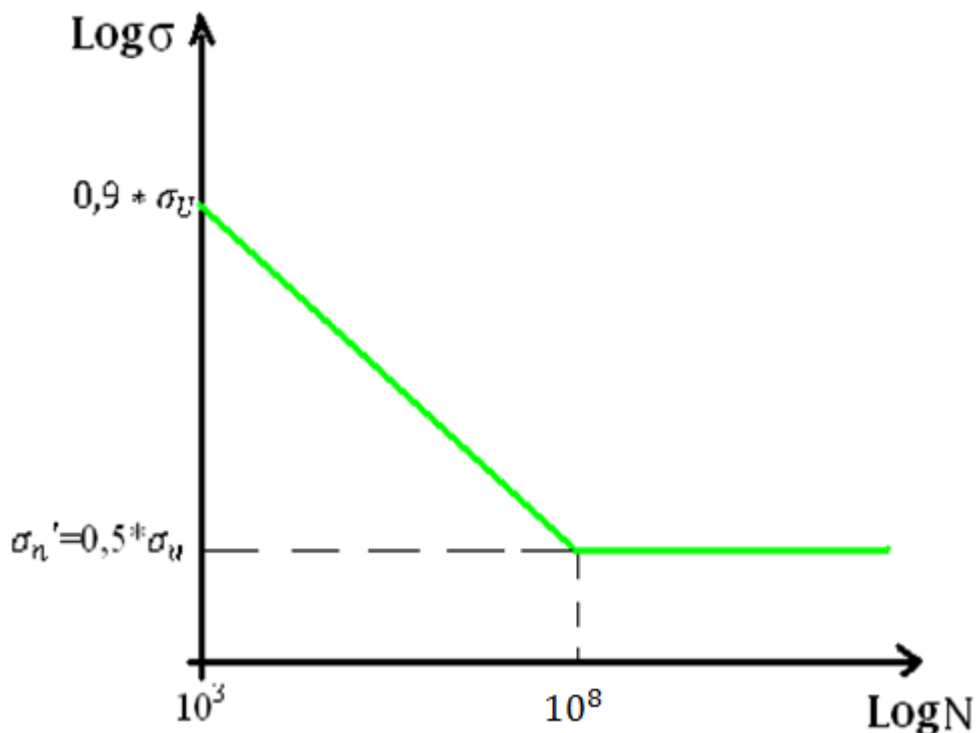
Bestalde, berno hauek, titanio aleaziozkoak direnez, hain zuzen ere, **Ti-6Al-4V** aleaziozkoak, euren nekearen aurreko portaera ez da izango guztiz altzairuena bezalakoa. Ezta aluminioarenaren modukoa ere honek ez baitu itxura baten neke limiterik; horregaitik titanioak bien arteko elementuak dituela esan daiteke.

Horrela, altzairuen antzeko portaera dutela esaten den arren, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da ondoko eran:

$$\sigma_n' = 0,5 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo gainditzen dituen edozein piezak **bizitza infinitua** duela esaten da.

Titanio aleazioek altzairuaren antzeko grafika jarraitzen dute, alegia, 10^8 ziklotara neke limitea hasten dela suposatzen da, hurrengo grafikan ikus daitekeen bezala:



3.147. Irudia: Titanio aleazioen bizi-iraupena

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.170. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

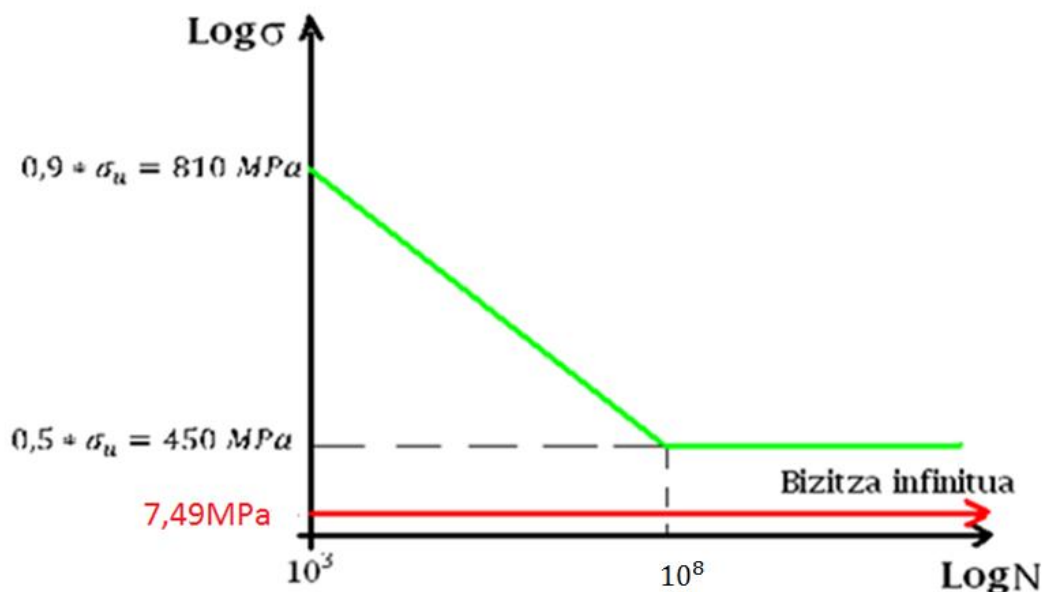
Non ondoko baloreak ditugun σ_N ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{6,34 \text{ MPa}}{1 - \frac{126,75 \text{ MPa}}{827 \text{ MPa}}} = 7,49 \text{ MPa}$$

3.171. Ekuazioa

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^7$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke.

Grafikara joanez eta balore horrekin sartuz:




3.147. Irudia: Bizi-iraupenaren grafika

Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezarengan tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluenta tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

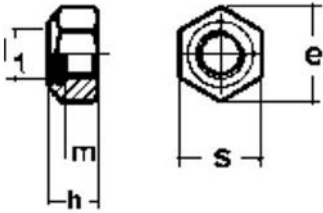
3.16.4. Azkoinak

Dudarik gabe **M 20-ko azkoin hexagonalak** erabili beharko dira lotura gauzatzeko. Finkapenerako, Lowde enpresak eskeintzen dituen aukeren artean, M 20 bernoentzako, , ondoko dimentsioekin, Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak direlarik:

**Tuerca autofrenante
(baja) DIN 985 - métrica**



DUEMILA[®]
STANDARD & CUSTOM
FASTENER WHOLESALE SUPPLIERS



d_1	s	h_{max}	m	e_{min}
M 2	4.5	2.5	1.6	4.91
M 2.5	5	3.8	2	5.51
M 3	5.5	4	2.4	6.01
M 3.5	6	4.5	2.6	6.64
M 4	7	5	3.2	7.66
M 5	8	5	4	8.79
M 6	10	6	5	11.05
M 7	11	7.5	5.5	12.12
M 8	13	8	6.5	14.38
M 10	17	10	8	18.90
M 12	19	12	10	21.10
M 14	22	14	11	24.49
M 16	24	16	13	26.75
M 18	27	18.5	15	29.56
M 20	30	20	16	32.95
M 22	32	22	18	35.03
M 24	36	24	19	39.55
M 27	41	27	22	45.20
M 30	46	30	24	50.85
M 33	50	33	26	55.37
M 36	55	36	29	60.79
M 39	60	39	31	66.44
M 42	65	42	34	71.30
M 45	70	45	36	76.95
M 48	75	48	38	82.60
M 52	80	52	42	88.25
M 56	85	56	45	-
M 60	90	60	48	-

3.147. Irudia: DIN 985 azkoinak

Esan bezala, azkoinak Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak dira.

Goiko iruditik ikusten den bezala, M 20-ko azkoinen **m** altueraren balioa **20 mm**-takoa da eta bernoaren gune hariztatuak 46 mm ditu.

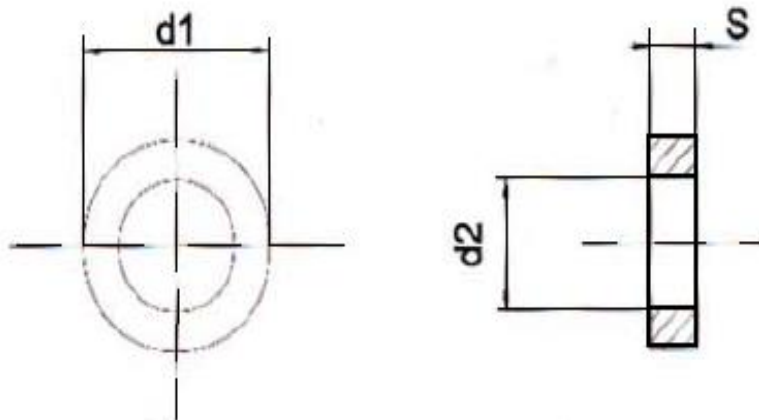
3.16.5 Zirindolak

Zirindolak ere jarri beharko dira, estutze edo lotze kargaren banaketa zabalagoa izan dadin. Bernoaren buruaren azpian jarri beharko dira alde batetik, eta bestetik azkoina eta Teeter Stand-aren artean baita ere. Hurrengo tamainakoak dira zirindolak, eurak ere, titaniozko aleaziozkoak direlarik:

**RONDELLE
WASHER
SCHEIBEN
RONDELLE (NFE 27611)**

RONDELLE UNI 6592 - DIN 125

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d_1	7	9	10	12	16	20	24	28	30	37
d_2	3,2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	21
S	0,5	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3



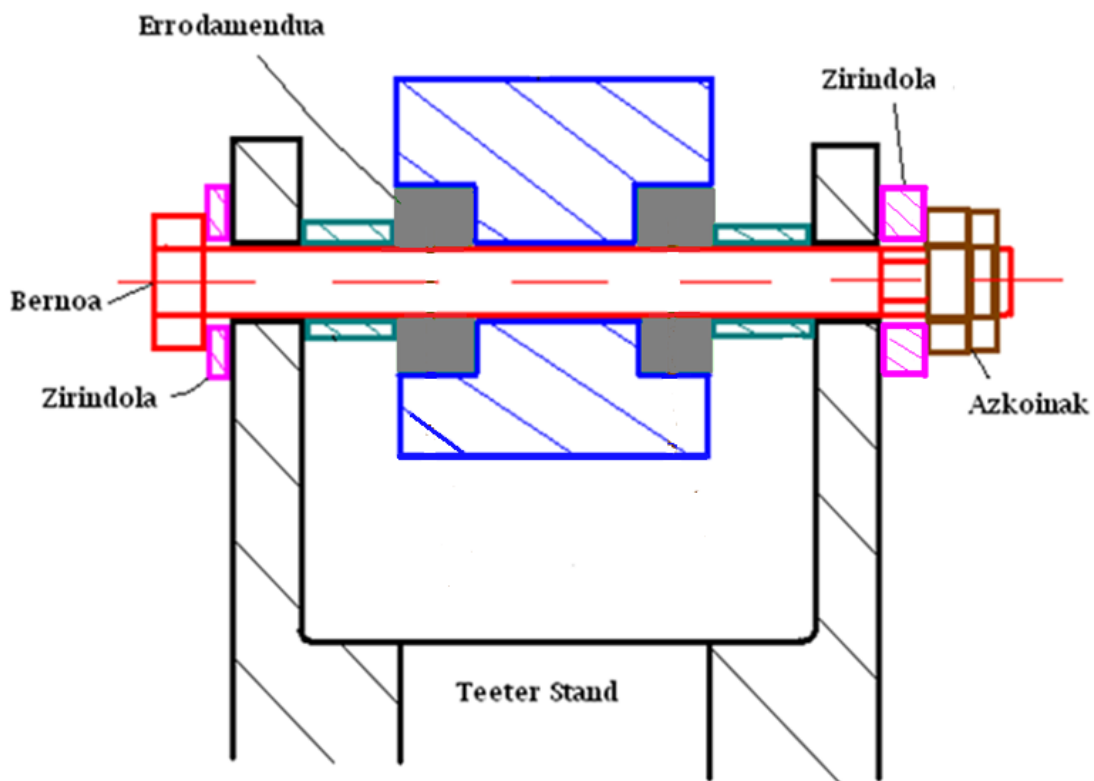
3.148. Irudia: DIN 125-k araututako zirindolak

Ikusten den bezala, zirindolen barneko diametroa, bernoaren diametroa baino 1 mm handiagoa da, izan behar den moduan.

Bestalde, zirindola hauen kanpoko diametroa 37 mm-koa da, eta lodiera edo altuera 3 mm-takoa.

3.16.6. Elementuen arteko muntaia

46 mm-ko gune hariztatuarekin, blokeo **azkoina**, beste 22 mm geratuko dira okupatu gabe bernoan. Baldin eta **bi zirindola** jartzen badira, bata bernoaren buruazpian eta bat, azkoina eta Teeter Stand-aren artean, bernoaren hariaren 16 mm geratuko dira libre gutxi gorabehera, zeina balore nahiko onargarria den. Beraz, hasiera batean **M 20-ko 2 zirindola** kokatuko dira finkapenean, bata bernoaren buruaren azpian, eta beste bat azkoinen azpian. Honelako zerbait geratuko delarik:



3.149 Irudia: Bernoa, azkoinak, zirindolak eta gainerakoek osatutako multzoa

Multzo hau izango litzateke guztien artean osatutakoa, Teeter Stand-aren dorreen artean eta errodamenduen eraztun txikien artean, kaskillo edo banatzaile batzuk jarri beharko liritekeelarik, dorreen flexio edo arrastreak sortzen dituen arazoak ahal den neurrian mugatzeko. Gainera, elementu honek goiko eskeman, biratzen ez duten elementuekin izango luke kontaktua soilik.

3.16.7. Estutzean eman beharreko pareia

Bernoari eman beharreko estutze-parea kalkulatu daiteke zenbait formula erabiliz, baina aldagai ezezagunen pilaketa eman daiteke dauden formulak direla eta, badira hori ekiditeko taulak ere. Hurrengo taula, titaniozko Gr. 5 edota 5. mailako bernoentzako da, bertan bernoaren metrikaren arabera estutze egokiena adierazten delarik. Aplikatu beharreko pareia **dinamometro** baten laguntzaz egin behar da.

TORNILLOS ROSCA METRICA					Ti grado 2		Ti grado 4		Ti grado 5	
MET. mm	PASO mm	HEXAG. mm	ALLEN mm	Sección mm ²	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm
2	0,4	4	1,5	1,72	340,28	0,10	595,49	0,18	1.019,61	0,31
2,5	0,45	5	2	2,88	580,09	0,22	1.015,16	0,38	1.738,17	0,65
3	0,5	5,5	2,5	4,34	883,30	0,39	1.545,77	0,69	2.646,68	1,18
3,5	0,6	6	-	5,81	1.178,76	0,62	2.062,84	1,08	3.532,02	1,84
4	0,7	7	3	7,50	1.516,76	0,91	2.654,34	1,59	4.544,80	2,72
5	0,8	8	4	12,32	2.521,43	1,86	4.412,51	3,26	7.555,17	5,58
6	1	10	5	17,36	3.533,18	3,15	6.183,07	5,51	10.586,74	9,44
7	1	11	-	25,53	5.291,09	5,39	9.259,41	9,43	15.854,11	16,15
8	1,25	13	6	31,93	6.553,46	7,72	11.468,55	13,51	19.636,63	23,13
10	1,5	16	8	50,91	10.498,76	15,38	18.372,83	26,91	31.458,25	46,07
12	1,75	18	10	74,31	15.369,07	26,91	26.895,87	47,10	46.051,52	80,64
14	2	21	12	102,11	21.164,37	43,13	37.037,65	75,47	63.416,43	129,23
16	2	24	14	141,07	29.599,38	67,87	51.798,92	118,77	88.690,90	203,36
18	2,5	27	14	170,93	35.529,93	92,77	62.177,38	162,34	106.461,07	277,96
20	2,5	30	17	220,42	46.249,04	132,56	80.935,81	231,98	138.579,54	397,19
22	2,5	34	17	276,19	58.370,16	182,20	102.147,79	318,85	174.899,01	545,94
24	3	36	19	317,40	66.598,61	229,06	116.547,57	400,85	199.554,53	686,35
27	3	41	19	419,21	88.731,99	339,16	155.280,98	593,53	265.874,47	1.016,26
30	3,5	46	22	508,84	107.337,37	458,11	187.840,39	801,69	321.623,19	1.372,66

Ti grado 2 resistencia similar al acero 4.8.
Ti grado 4 resistencia similar al acero 6.8.
Ti grado 5 resistencia similar al acero 10.9.

La calidad del acero de tornillos se representa por dos números separados por un punto. El primer número representa la resistencia a la tracción (x100 MPa). El segundo, el límite elástico en porcentaje (x10%) respecto al primero. Por ejemplo, un tornillo de calidad 8.8 está fabricado con

acero de resistencia a la tracción 800 MPa y límite elástico 640 MPa.

(Los valores de la tabla han sido calculados con coeficiente de rozamiento 0,10)

3.29. Taula: Titaniozko bernoentzako metrikaren araberako estutze-parea

Taulatik ondoriozta daitekeen bezala, dinamometroaren bidez, **M 20**-ko bernoari **397,19 N•m**-ko pareia aplikatu behar zaio.

Aurreteinkaketaren balorea 138579,54 N –tara irits daiteke, baina kasu honetarako ez da beharrezkoa izango berno honek nagusiki ebakitzaille hutsera egingo baitu lan.

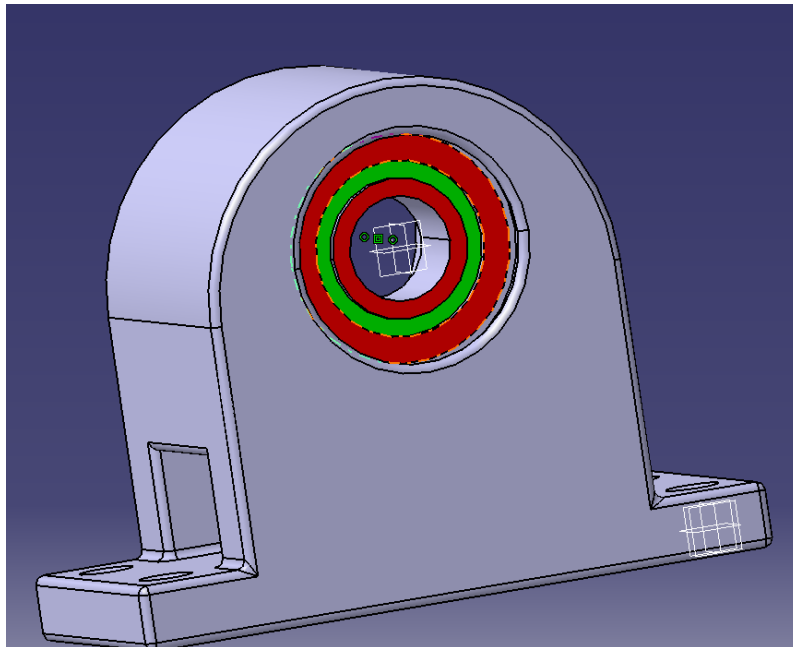
3. 16.8. Teeter-Stand eta bernoaren arteko finkapena

Berno eta Teeter Stand-aren arteko lotura nahiko **finkoa** izan behar da, autojiroaren funtzionamendu egokienarentzako ez baita interesgarria pieza bi hauen artean mugimendu erlatiborik izatea. Bernoari lotuta doazen errodamenduen kanpoko eraztunak dira mugitu behar direnak palen batimendua era egokian eman dadin.

Ondorioz, **H7/p6** doiketa bat egokia izango litzateke Jesus Bolt eta Teeter Stand-aren dorreen arteko lotura gauzatzeko.

3.17. Jesus Bolt-aren inguruan biratzen duten errodamenduak

Jesus Bolt-aren baitan biratzen du balantzinak, Teeter Block-aren bitartez gauzatzen delarik bien arteko lotura. Autojiroaren hegaldian, balantzin eta palek jasaten dituzten indarren ondorioz ematen diren biraketa, batimendu eta gainontzekoak Jesus Bolt-an artikulaturik gauzatzen dira. Mugimendu erlatibo hau, Jesus Bolt-a inguratzen duten errodamenduengan eman behar da eta hegazean errotoreak Jesus Bolt-ari transmititzen dizkion indarrak ere eutsi beharko dira eurretan.



3.150. Irudia: Errodamendua (gorriz eta horlegiz) eta alojamenduaren arteko lotura

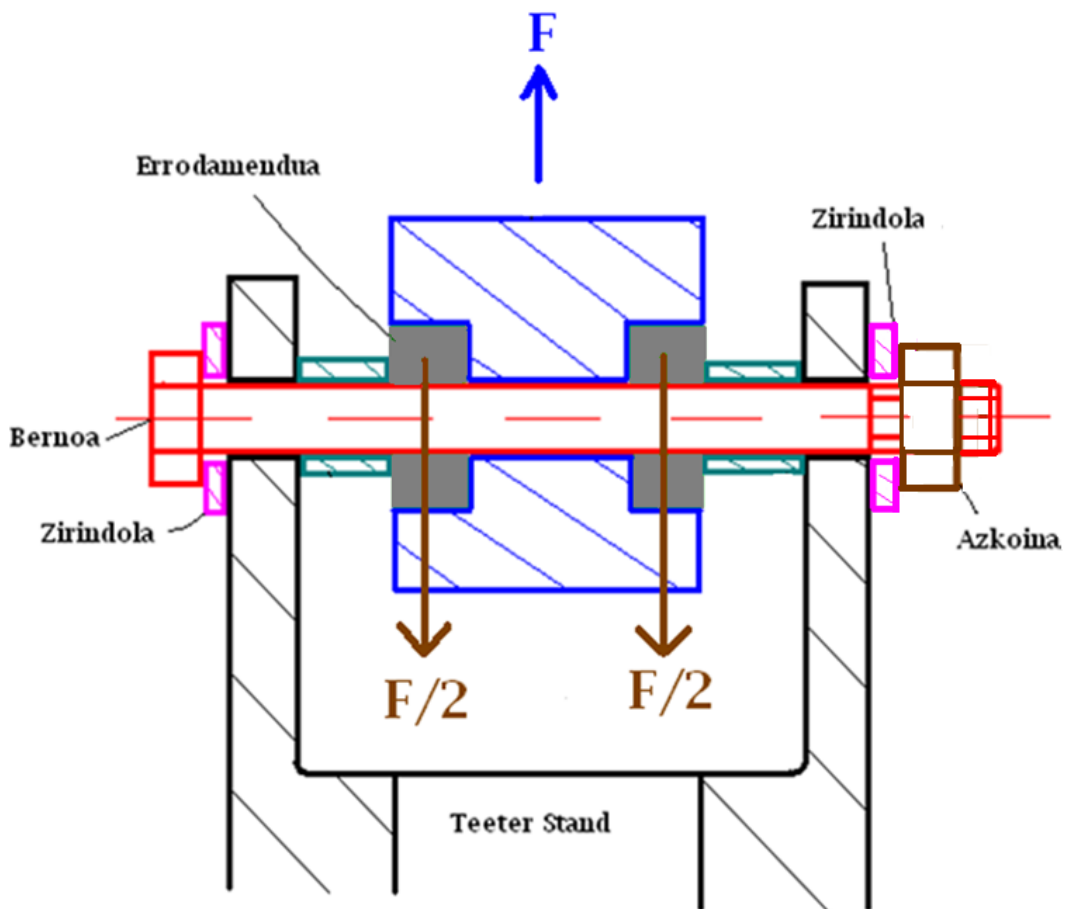
3.17.1. Errodamenduen kalkulua

Errodamendu hauengan, lehenago egin zen bezala, emango diren karga axial eta erradialak errodamenduaren funtzionamendu eta bizitzarengan duten eragina aztertu beharko da, eta lortzen diren parametroen arabera mota bakoitzaren egokitasunaz erabaki bat hartu.

3.17.2. Errodamenduen gaineko kargak

Errodamendu bi hauek, hegazean, disko errotoreak autojiroaren sistema guztiari eransten dion goranzko bultzada jasan beharko dute bien artean, aldiz, lurrean autojiroa geldi denean, sistema errotorearen pisu guztia eutsi beharko dute, zeinaren balioa aurreko indarraren aldean mesprezagarria izango den.

Autojiroa hegaz denean, goranzko F indarra ezarriko die Teeter Block-ak errodamendu biei:



3.151 Irudia: Autojiroa hegaz denean dauden indarrak errodamenduengan

Eta horrela, errodamenduen erantzuna akzio-erreakzioaren ondoren irudikoa izango da, alegia, goranzko indarraren erdia errodamendu baten jasango da eta beste erdia beste errodamenduan.

Errodamendu hauentzako jasan beharreko indar nagusia, zalantza gabe, indar erradiala izango da, hots, goranzko bultzada indarra.

Indar axiala, mesprezagarria izango da, erradialaren aldean, soilik emango baita dorreen flexioa nabarmen gauzatzen bada edota muntaketa prozesuan. Halere, kontsideratu egingo da kalkuluetarako, eta **karga erradialaren hamarren bat izango balitz bezala suposatuko da.**

Goranzko indar maximoaren balioa ezaguna da, errodamendu nagusiaren kalkulutik ezagutzen dena, autojiroa altxatzeko indarra 5G-rentzat, akzio-erreakzioz ondokoa baita:

$$Karga\ max_{Hegaz} = m_{Autojiro} * 5G = 22072,5\ N$$

3.172. Ekuazioa

Beraz, errodamendu bakoitzak jasan beharreko **karga erradial maximoa** balio horren erdia izango da:

$$F_r^{max} = \frac{Karga\ max_{Hegaz}}{2} = \frac{2207,5\ N}{2} = 11036,25\ N$$

3.173. Ekuazioa

Karga axialaren suposaketan, karga axiala, erradialaren hamarren bat dela kontsideratuko da, beraz, karga erradial maximoaren hamarrena izango da, **karga axial maximoa**:

$$F_a^{max} = \frac{F_r^{max}}{10} = \frac{11036,25\ N}{10} = 1103,625\ N$$

3.174. Ekuazioa

3.17.3. Errodamenduen propietateak

Halere, ezta soilik kargaren ikuspegitik hautatu behar errodamendua, errodamenduaren dimentsioak eta batez ere **pisua**, aintzat hartu beharreko aldagaiak izan behar dira. Kasu honetarako, jada badago **dimentsioan mugapen bat**, alegia,

errodamenduaren barneko eraztunaren **diametro minimoa 16 mm**-koa izan daiteke, horixe baita Jesus Bolt-aren kalkulutik ondorioztatutako diametroa.

Bestalde, errodamenduaren **lubrikazio** sistema determinatu behar da, errodamenduaren ahalik eta bizi-iraupen luzeena lortzeko, etab. baita funtzionamendu temperatura ere...

FAG errodamendu ekoizleen katalogoetara joanda, hurrengo koadro sinoptikoan ikus daitezke, errodamendu mota bakoitzaren ahalmen eta gabeziak, eta bertatik errodamendu desberdinak proba daitezke karga egoeraren menpe:

Tipos de rodamientos
Cuadro sinóptico: Tipos de rodamientos y sus características

Tipo de rodamiento	Características:														
	Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal por ajuste del sistema	Rodamientos desmontables	Compensación de desalineaciones	Eliminación de ruidos	Aptitud para elevadas velocidades	Funcionamiento silencioso	Apilado cónico	Distorsión a uno o ambos lados	Eliminación de ruidos	Bajo mantenimiento	Rodamientos fijos	Rodamientos libres
Rodamientos de rodillos cónicos	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos oscilantes de rodillos, de una hilera	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos oscilantes de rodillos	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos anillos de bolas	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos anillos de bolas de contacto angular	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos anillos de rodillos cilíndricos	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos anillos oscilantes de rodillos	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos con anillo de sujeción	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

← Rodamientos individuales y rodamientos en tandem en un sentido a) para montaje por parejas g) rodamientos con anillos de sujeción y anillos de bolas con contrapico compensan desalineaciones durante el montaje
 b) para montaje por parejas c) limitada aptitud para montaje por parejas d) también con manguitos de montaje o desmontaje

Tipo de rodamiento	Características:														
	Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal por ajuste del sistema	Rodamientos desmontables	Compensación de desalineaciones	Eliminación de ruidos	Aptitud para elevadas velocidades	Funcionamiento silencioso	Apilado cónico	Distorsión a uno o ambos lados	Eliminación de ruidos	Bajo mantenimiento	Rodamientos fijos	Rodamientos libres
Rodamientos rígidos de bolas	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de bolas de contacto angular	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de bolas de contacto angular, de doble hilera	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos para husillos	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos con cuatro caminos de rodadura	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos oscilantes de bolas	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Rodamientos de rodillos cilíndricos M, L, N	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NU	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NUF, NU - HU	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NN	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NCF, NUB, VH	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
NNC, NNF	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

← Rodamientos individuales y rodamientos en tandem en un sentido a) para montaje por parejas b) para baja carga axial c) aptitud limitada para montaje por parejas d) también con manguitos de montaje o desmontaje e) solo carga axial f) muy bien en series estrechas

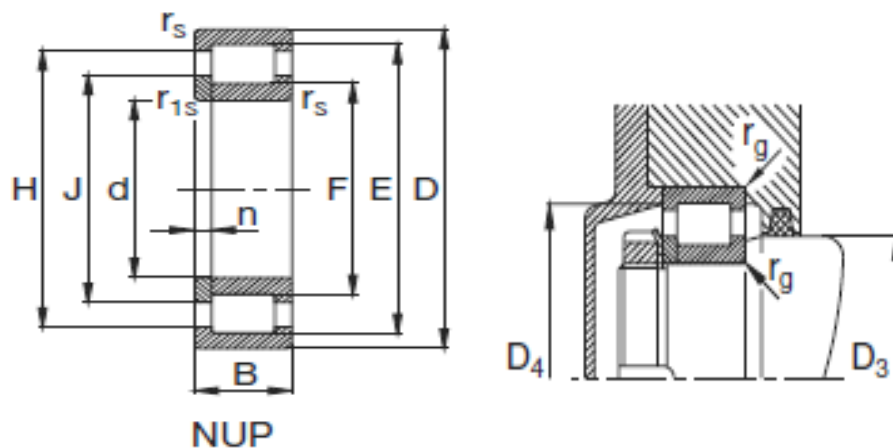
3.152. Irudia: FAG katalogoko errodamenduen koadro sinoptikoa

Fag katalogoan errodamenduen dimentsioak ikusita, kalkulatu dugun bernoaren diametroa 16mm-koa da baina errodamenduen katalogoan diámetro horretako barne eraztunik ez dago normalisaturik. Hori dela eta pernoen kalkuluetan aukeratutako bernoak barik, 20mm-ko diametroa duen bernoak aukeratu da.

Koadroa ikusita, eta errodamenduen karga ahalmen eta errodamenduen gabeztasun desberdinak ikusita, ondoko errodamenduarekin egin dira probak, errodamendu bakoitzaren propietate singularrek kasu bakoitzean emaitza desberdinak erakusten dituztelarik.

1. $\Phi_{\text{Ardatza}}=20 \text{ mm}$ / Errodamendu zilindrikoa, lerrokatze bakarra

Serie bakoitzaren arabera, gaindi ezinezko karga axial bat dute errodamendu hauek eta aintzat hartzen da errodamenduen bizi-iraupenaen kalkuluan. Kasu honetan, indar axial eta erradialen arteko zatidura 0,1-koa da. Errodamendu zilindrikoen barruan NUP-tipoko errodamenduak indar axialak norabide bietan eusten ditu.



3.153. Irudia: Errodilo zilindrikodun errodamenduak, lerrokatze batekoak

Beraz kalkuluan:

Hurrengo taulatik:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,1$$

3.175. Ekuazioa

Serie	Condición de carga	Carga dinámica equivalente
19, 10, 2, 2E, 3, 3E	$F_a/F_r \leq 0,11$ $F_a/F_r > 0,11$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,69 \cdot F_a$
29V, 22, 22E, 23, 23E, 23VH	$F_a/F_r \leq 0,17$ $F_a/F_r > 0,17$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,45 \cdot F_a$
30V	$F_a/F_r \leq 0,23$ $F_a/F_r > 0,23$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,33 \cdot F_a$
50B, 50C	$F_a/F_r \leq 0,08$ $F_a/F_r > 0,08$	$P = F_r$ $P = 0,96 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$

Valor máximo ratio $F_a/F_r = 0,4$.

3.30. Taula: Karga ratioaren arabera karga dinamiko baliokidea

Taula honen arabera, dagoen karga ratioa, balore jakin bat baino txikiagoa bada, karga dinamiko baliokidea, soilik karga erradiala dela kontsidera daiteke. Honek adierazten du, karga axialaren balorea oso txikia dela erradialaren aldean, eta errodamenduaren bizi-iraupenaren kalkulurako mespreza daitekeela.

Ardatzarentzako 20 mm-ko zuloa duen errodamendua aukeratzten bada, **NUP304E.TVP2** alegia, bere seriea 3-a dela ondoriozta daiteke, beraz aurreko taulara itzuliz:

Serie	Condición de carga	Carga dinámica equivalente
19, 10, 2, 2E, 3, 3E	$F_a/F_r \leq 0,11$ $F_a/F_r > 0,11$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,69 \cdot F_a$
29V, 22, 22E, 23, 23E, 23VH	$F_a/F_r \leq 0,17$ $F_a/F_r > 0,17$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,45 \cdot F_a$
30V	$F_a/F_r \leq 0,23$ $F_a/F_r > 0,23$	$P = F_r$ $P = 0,93 \cdot F_r + 0,33 \cdot F_a$
50B, 50C	$F_a/F_r \leq 0,08$ $F_a/F_r > 0,08$	$P = F_r$ $P = 0,96 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$

Valor máximo ratio $F_a/F_r = 0,4$.

3.31. Taula

Ondoriozta daiteke, dagoen karga-ratioa 0,11 baino txikiagoa denez, kontsidera daitekeela soilik karga erradiala, karga baliokide dinamiko bezala.

Errodamenduaren kalkulua		
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga
Errodilo zilindrodun errodamenduak, lerro bakarrekoa		n kopurua
		5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)
Errodamenduaren momenkladura		11,03625
NUP304E.TVP2		Indar radial maximoa, F_r (KN)
		0,1
		F_A / F_r (-)
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	27	P_0 (KN)
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	31,5	11,03625
		Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)
Biraketa-abiadura, W (rpm)	1200	11,03625
		Errodamenduaren eskaera estatikoa
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)
Ardatzaren diametroa, ϕ ardatza (mm)	20	2,4464832
		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$
		32,868391
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)
		L_H (h, Ordutan)
		456,50544

3.154. Irudia: Errodamenduen kalkulua

Ardatzarentzako 20 mm-ko zuloa duen errodamendu honek, 456,50h bizi iraupena eskeintzen du, bere bizitza txika da eta beste bat kalkulatu da. 1200 rpm-tara ibiliko dela kontsideratzen da, autojiroaren errotorea 600 rpm-tara badabil, errodamendu hauen joan etorria bikoitza izango baita batimenduaren ondorioz.

Errodamenduen katalogoan badago errodilo zilindrodun beste errodamendu bat karga dinamiko eta estatiko handiagoak jasaten dituen beste tipo bateko errodamendu bat. Hau aztertuko da, **NUP2304E.TVP2**.

Errodamenduaren kalkulua		
Errodamendu mota		Errodamenduak eutsi beharreko karga
Errodilo zilindrodun errodamenduak, lerro bakarrekoa		n kopurua
		5
		Indar axial maximoa, F_A (KN)
Errodamenduaren momenkladura		11,03625
NUP2304E.TVP2		Indar radial maximoa, F_r (KN)
		0,1
		F_A / F_r (-)
Errodamenduaren kapazitateak		Errodamenduaren karga baliokide estatikoa
Kapazitate estatikoa, C_0 (KN)	39	P_0 (KN)
Kapazitate dinamikoa, C (KN)	41,5	11,03625
		Errodamenduaren karga baliokide dinamikoa
Errodamenduaren biraketa abiadura		P (KN)
Biraketa-abiadura, W (rpm)	1200	11,03625
		Errodamenduaren eskaera estatikoa
Errodamenduaren parametro geometrikoak		F_s (-)
Ardatzaren diametroa, ϕ ardatza (mm)	20	3,533809
		Errodamenduaren bizi-iraupena (rev.)
		$L_{10}=L(10^6 \text{ rev})$
		82,319831
		Errodamenduaren bizi-iraupena (h)
		L_H (h, Ordutan)
		1143,331

3.155. Irudia: Errodamenduen kalkulua

Eta errodamendu honek jada balore onargarriak eskeintzen ditu, 1200 rpm-tara, **1143,331 h bizi-iraupena** eskeintzen baitu. Kontuan izanda, 1200 rpm-tara ibiliko dela oszilaten, (zeina autojiroaren funtzionamendu normalerako exajerazio bat den) balioak onar daitezke biziaren ikuspuntutik.

Pisu aldetik ere onargarria da, **0,224 kg** soilik baititu. Gainera, badu karga axiala jasateko ahalmen apur bat ere norabide bietan errodamenduaren **NUP** estrukturak, halere, **karga axial maximo** horren balioa atera behar da, hurrengo eran:

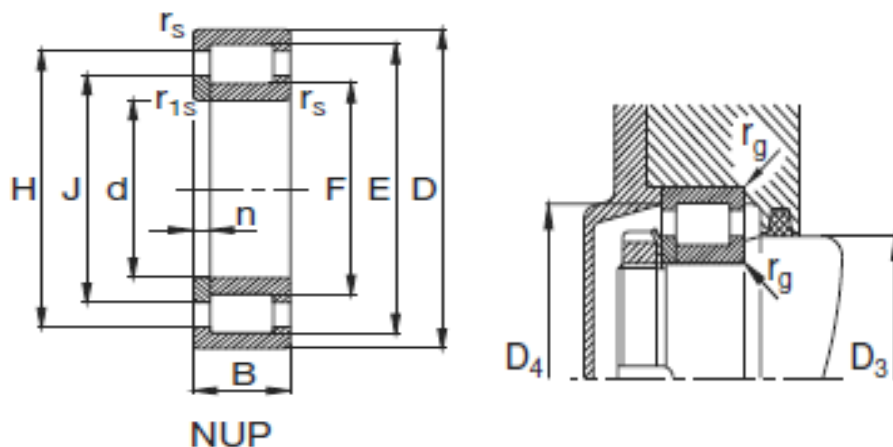
$$F_{ah} = \sqrt{\frac{f_b \cdot d_m \cdot n \cdot v \cdot (D^2 - d^2)}{7}} = \sqrt{\frac{0,0061 \cdot 36 \cdot 1200 \cdot 85 \cdot (52^2 - 20^2)}{7}}$$

$$= 2715,24 \text{ N}$$

3.176. Ekuazioa

Beraz, karga axialaren mugapena ere gainditzen du hautatutako errodamenduak, eutsi beharreko karga 1103,625 N-koa baita.

Beraz, errodamendu hau aukeratuko da, bernoari lotzeko eta balantzinetik etorriko zaizkion indarrak ere jasateko. Aukeratutako errodamenduaren itxura eta datu geometrikoak hurrengoak dira:



3.156. Irudia: Errodilo zilindrikodun errodamenduak, lerrokatze batekoak

Eje	Dimensiones													Peso	
	d	D	B	r _s min	r _{1s} min	E	F	H	J	n	a	b	s ¹⁾	Roda- miento kg	Anillo angular
	mm														
20	20	52	21	1,1	0,6	45,5	27,5	42,4	31,3	3,5				0,224	

3.139. Irudia: **NUP2304E.TVP2**-ren datu geometrikoak

Capacidad de carga din. C	Velocidad límite estát. C ₀	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares											
				Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	D ₁ min mm	D ₁ max	D ₂ min	D ₃ min	D ₄ max	D ₅ min	D ₆ max	r _g max	r _{g1} max	
kN	min ⁻¹														
41,5	39	14000	12000	NUP2304E.TVP2		24	27	30	33	45				1	0,6

3.157. Irudia: **NUP2304E.TVP2**-ren datu geometrikoak

3.17.4. Errodamenduaren lubrikazioa

Errodamenduaren lubrikazioa ezinbestekoa da errodamenduen bizitzan, lubrikazio barik ezin dezaketelarik lanik egin, nekera huts egingo bait lukete. Lubrikazioak, errodamenduak berak bere barne elementuen artean metal-metal kontaktua izatea ekidin behar du derrigorrez, lubrikazio pelikula bat izan behar delarik beti sortuta kontaktu hori eman ez dadin.

Hortaz gain, zerbitzu baldintzak onak izan daitezen ere lagundu behar du errodamenduarengan, hala nola, zarata gutxi izatea funtzionamenduan, marruskadura gutxitzea...

Errodamenduen lubrikazioaren % 90-a koipeen bitartez egiten da, olioarekin alderatuz dituen abantailengatik, euren artean: diseinu errazak, koipearen propietate obturazaile onak, mantenimendu koste baxuekin bizi-iraupen luzeak...

Horregaitik kasu honetarako ere, grasan pentsatu da eta grasa hautatu beharra dago. Errodamendu hauek lubrikazio mota biak izan ditzaketen arren, bai olioia eta bai grasa, FAG enpresak berak ere grasa erabiltzea aholkatzen du errodamendu hauentzat.

Grasa hautatzeko zenbait aldagai hartu behar dira kontuan, hauen menpe dagoelarik kalkulua:

$P \rightarrow$ Karga dinamiko baliokidea [Kn]

$C \rightarrow$ Karga dinamikoaren kapazitatea [Kn]

$K_a \rightarrow$ Errodamendu motaren araberako faktorea [-]

$n \rightarrow$ Abiadura [min^{-1}]

$d_m \rightarrow$ Errodamenduaren batzbesteko diametroa [mm]

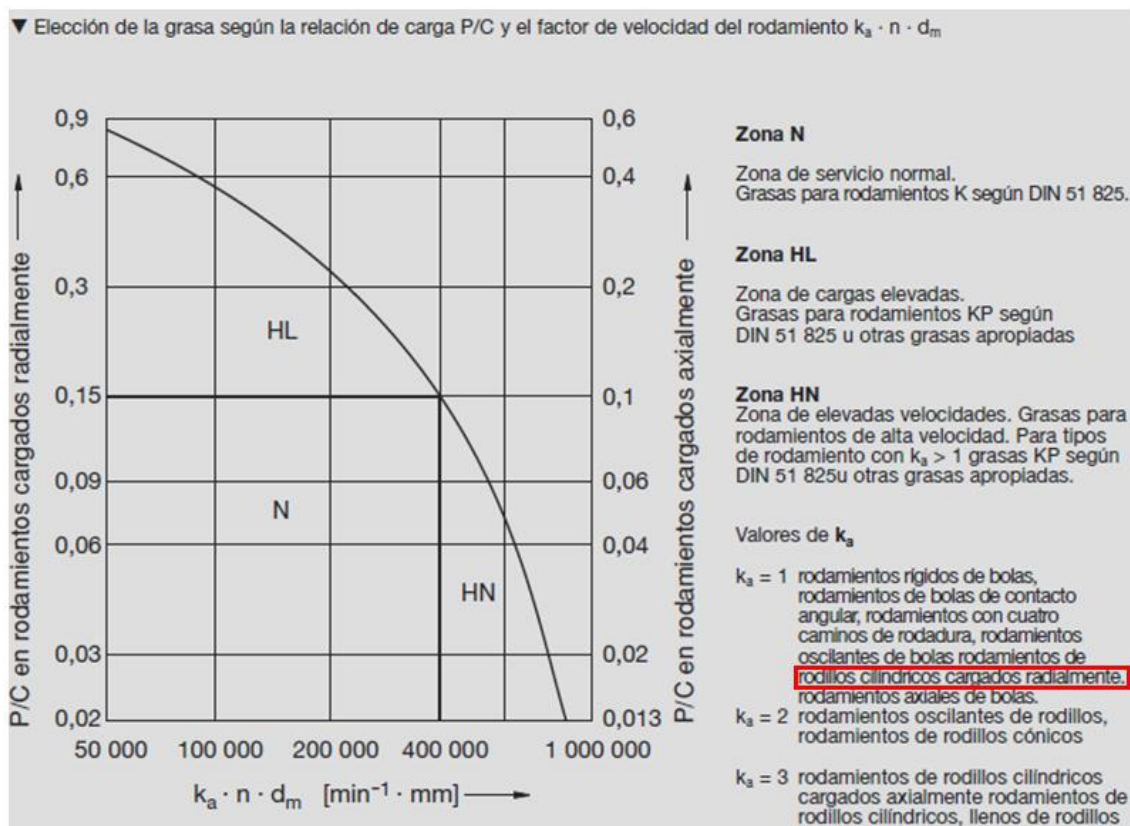
Hautatutako **NUP2304E.TVP2** errodamenduarentzako aurreko aldagaien balioak hurrengoak dira:

Karga baliokide dinamikoa $\rightarrow P = 11036,25 \text{ Kn}$

Karga dinamikoaren kapazitatea $\rightarrow C = 41,5 \text{ Kn}$

3.177. Ekuazioa

Hurrengo diagramak grasa aukeratzeko eskema bat du karga eta abiaduraren menpe:



3.158. Irudia: Grasaren aukeraketa karga eta abiaduraren menpe

Errodamendu motaren arabera faktorearen balioa aurreko taulatik atera daiteke, hautatutako errodamendua erradialki kargatutako errodilo zilindrikoa denez, K_a -ren balioa 1 da:

Biraketa-abiadura $\rightarrow n=1200$ rpm dela kontsideratu da

Errodamenduaren batzbesteko diametroa (**dm**) hurrengo formulaz kalkulatu behar da, non D errodamenduaren kanpoko diametro nagusia den eta d errodamenduaren barruko eraztunaren barne-diametroa:

$$D_m = \frac{D + d}{2} = \frac{52 \text{ mm} + 20 \text{ mm}}{2} = 36 \text{ mm}$$

3.177. Ekuazioa

Taulara sartu ahal izateko hurrengo formulen balioak atera behar dira eurekin sartzeko:

$$k_a \cdot n \cdot D_m = 1 \cdot 1200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 36 \text{ mm} = 43200 [\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}]$$

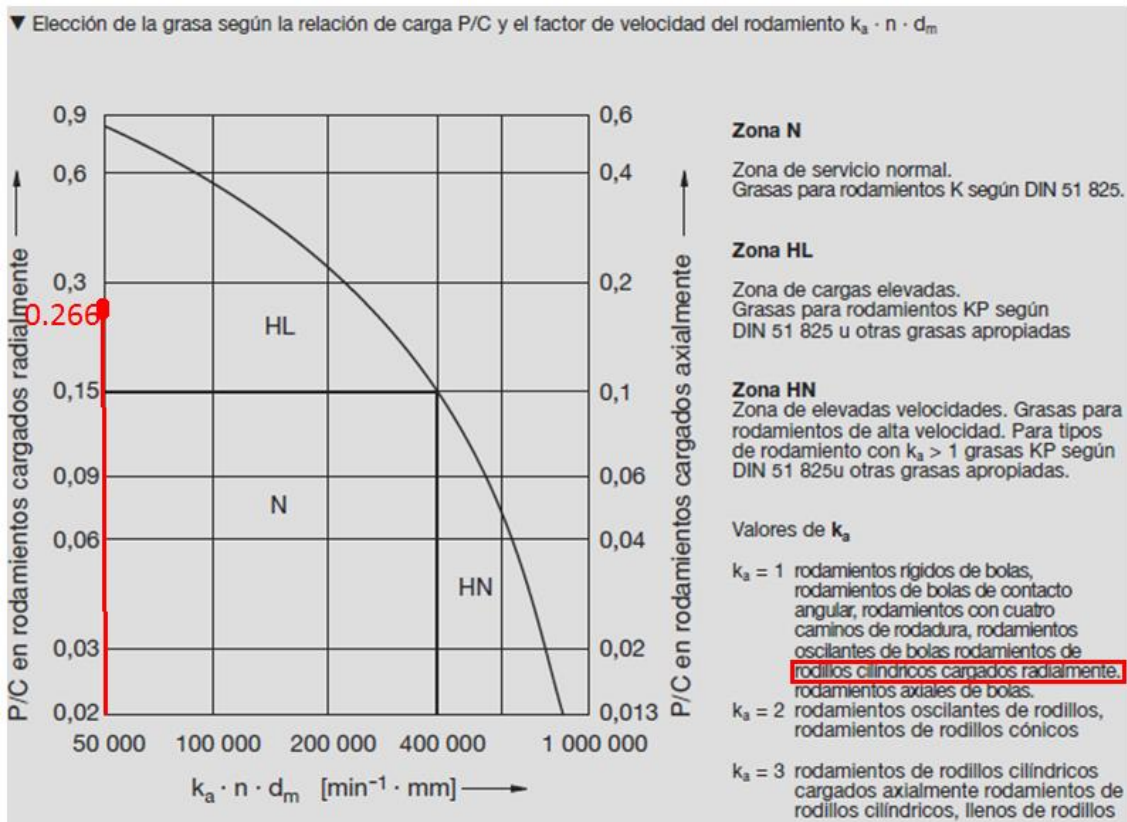
$$\frac{P}{C} = \frac{11,03625 \text{ kN}}{41,5 \text{ kN}} = 0,266$$

3.178. Ekuazioa

Orain balio hauekin taulara sartu behar da, errodamenduak behar duen grasa mota aukeratu ahal izateko. Grasaen hautaketa zonalde batean jaustearen arabera gauzatu behar da, hau da, HN,N edo HL arlo bakoitzak grasa mota baten erabilera determinatzen du, abiadura handientzako, karga handientzako...

Errodamenduak nagusiki karga erradiala jasan behar duenez, hori dela eta grafikara ezkerreko alderditik sartzea erabaki da. Hona hemen grafika lortutako balioekin:

Taulan gutxieneko balioa $50.000 [\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}]$ denez balio hori aukeratiko da.



3.159. Irudia: Grasa hautatzeko taula

Horrela, 50000 eta 0,266 balioekin sartuta HL zonaldean geratzen da errodamenduaren lan eremua, zeina karga handien eremua den. Taulan ikusten den bezala, DIN 51 825-ren arabera arautzen dira erabili beharreko koipeak.

Errodamenduentzako FAG enpresaren Arcanol koipeek errodamenduen aplikazio ia guztietarako balio dute eta errodamenduen exigentzia gehienak ase ditzakete, baita kasu honentzako errodamenduentzako ere.

Koipe baten zerbitzuko iraupena, abiatzetik errodamenduak lubrikazio arazo baten ondorioz huts egin arteko igarotzen den denbora da. Hurrengo kurban, grasa mota jakin batentzako huts egiteko probabilitatearen 10%-ko portzentaia, F_{10} -en bitartez deskribatzen da, zeina laborategiko entsaiu errealdisten bitartez ateratzen den.

Baina FAG enpresak, kalkuluen erraztasunerako, t_f parametroa definitzen du, errodamendua berriro ere engrasatu edo koipeztatze denbora tartea delarik, orientazio balore modura balio dezan, grasa standard-en kasuan.

Segurtasuna bermatzeko, eta logikoa den moduan, errodamendua birkoipeztatzeko denbora, grasaren zerbitzu iraupena baino askoz txikiagoa izan behar da.

Hurrengo irudiko kurbak, DIN 51825-en exijentziak minimoki betetzen dituzten koipeei ere segurtasun nahikoa ematen die.

Birkoipeztatze denborak, errodamenduaren abiadura faktorearen menpe daude:

$$K_f \cdot n \cdot d_m$$

3.179. Ekuazioa

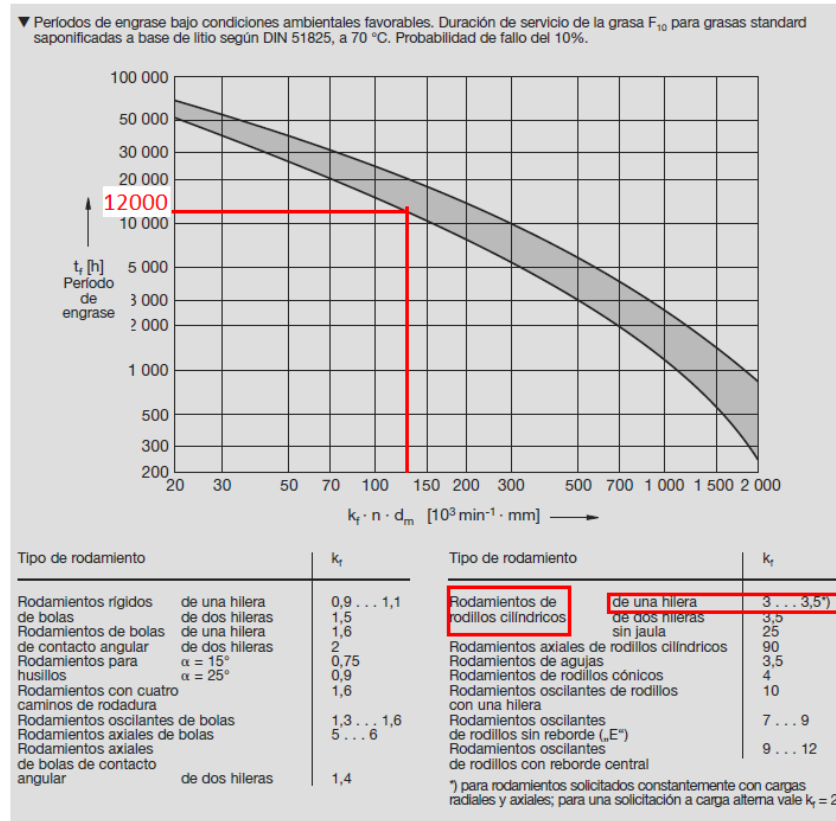
Non hurrengo irudian ikus daitekeen bezala, errodilo zilindrikodun errodamenduentzat K_f -ren balorea 3 -koa den.

Orduan, bada, aurreko formularen balioa atera behar da, eta balio horrekin sartu grafikara, bertikalean kurbaren puntu batera heldu arte:

$$K_f \cdot n \cdot d_m = 3 \cdot 1200 \frac{rev}{min} \cdot 36 mm = 129600 \left[\frac{rev}{min} \cdot mm \right]$$

3.180. Ekuazioa

Baina balio hau 1000-z zatitu behar da grafikan sartu ahal izateko, beraz taulan, 129,6-ko balioaz sartu behar da:



3.160. Irudia: Birkoipeztatze denboren grafika

Ikusten den moduan, grafikaren arabera eta dauden lan baldintzetarako, birkoipeztatzea 12000 h inguruan egin behar da, aurrez kalkulatu den errodamenduaren beraren 1143 h-ko bizitza baino askoz gehiago, beraz kalkulaturakoa onargarritzat jo daiteke.

FAG enpresak suministratzen dituen Arcanol koipeen artean errodamenduaren lan baldintzetarako koipe mota biren artean aukeratu daiteke. Errodamenduak ez du abiadura handietara lan egiten, normalean 600 rpm-tara, zenbaitetan 1400 rpm-tara.

Bestalde, lan baldintzetan HL zonaldean gaudela ateratzen zen, zeina karga astunena zen. Beraz, kargen ikuspuntutik eskaera edo solizitazio handia du errodamendu honek.

Bibrazioak emango diren gailua ere bada autojiroa, eta arinago edo beranduago hauek errodamenduetara transmitituko dira, beraz baldintzak ikusita ondoko grasa jo daiteke onena bezala:

▼ Grasas para rodamientos Arcanol · Propiedades físico-químicas · Indicaciones sobre los campos de aplicación				
Denominación*)	Espesante	Viscosidad del aceite básico a 40 °	Consistencia	Temperaturas
FAG		mm ² /s	Clase NLGI	°C
Arcanol L186V	Jabón de litio con aditivos EP	ISO VG 460	2	-20...+140
Características principales		Ejemplos de aplicación		
Grasa especial para velocidades medias máximas cargas y temperaturas medias		Máquinas de explotación a cielo abierto, altamente solicitadas, máquinas de construcción máquinas con movimientos vibratorios		

3.161. Irudia: Arcanol L186V-aren propietate fisiko-kimikoak eta aplikazio-esparruak

Errodamenduaren lan-baldintzetarako itxuran behintzat koipe proposena dela esan daiteke temperaturari dagokionean ere lanerako temperatura tarte zabala eskeintzen baitu, lanean errodamenduak ez duelarik inoiz ere ez gorantza ez beherantza tarte hori igaroko.

Eta lehen aipatu den bezala, bibrazioentzako berebiziko propietateak omen ditu, lan horretarako aproposagoa eginez.

Ondorioz, errodamendu honen lubrikaziorako Arcanol L186V koipea erabiltzea aukeratzen da.

FAG enpresaren beraren argitalpen berezi batean oinarrituz ere justifika daiteke grasa honen aukeraketa, propietateen irudietan ere agertzen baitira aurrez jarritako baldintzak, P/C erlazioa handia den kasuetarako konsistentzia 2 edo 3-koa izatea Arcanol L186Vren kasuan bezala, edota marruskadura gutxi izatea, soilik arrankatzean handi daitekeena...

26: Elección de la grasa según diferentes criterios

Criterios para la elección de la grasa	Propiedades de la grasa a elegir (véase también apartado 3.1)
Condiciones de servicio Factor de velocidad $n \cdot d_m$ Relación de cargas P/C	Elección de la grasa según diagrama, figura 28 (pág. 27) Para factor de velocidad $n \cdot d_m$ elevado: clase de consistencia 2 a 3; para relación de cargas P/C elevada: clase de consistencia 1 a 2
Exigencias a las condiciones de funcionamiento Poco rozamiento, también al arrancar Rozamiento bajo y constante en régimen estable, admitiendo rozamiento mayor al arrancar	Grasa de la clase de consistencia 1 a 2 con aceite básico sintético de baja viscosidad Grasa de la clase de consistencia 3 a 4, cantidad de grasa $\approx 30\%$ del espacio libre, o grasa de la clase de consistencia 2 a 3, cantidad de grasa $< 20\%$ del espacio libre
Poco ruido	Grasa silenciosa (elevada pureza) de la clase de consistencia 2
Condiciones de montaje Posición inclinada o vertical del eje de los rodamientos	Grasa adherente de la clase de consistencia 3 a 4
Aro exterior gira, aro interior en reposo o fuerza centrífuga sobre el rodamiento	Grasa de la clase de consistencia 2 a 4 con mucho espesante; grado de relleno en función del número de revoluciones
Mantenimiento Relubricación frecuente Relubricación ocasional; lubricación a vida	Grasa blanda de la clase de consistencia 1 a 2 Grasa estable al amasamiento de la clase de consistencia 2 a 3; temperatura admisible muy por encima de la temperatura de servicio

3.162. Irudia: Grasa hautatzeko kriterio desberdinak

3.17.5. Errodamenduaren bizitzaren kalkulu amplifikatua

Ez da errodamenduen gaineko bizitzaren kalkulu amplifikaturik gauzatuko, izan ere, horrelako azterketa bat egitea, betiere hobea den arren, duen lan karga eta emaitzen zehaztasunaren arteko erlazioa oso traketsa da. Izan ere, emaitza agian apurbat zehatzagoa izateko, lan karga asko dauka azterketak eta baliteke ez merezi izatea.

Gainera, horrelako azterketa baten murgiltzeko, lan baldintzen parametro asko ezagutu eta finkatu behar dira, momentuz behintzat, ezezagunak direnak.

Azterketa, hauek errodamendu garesti eta aplikazio teknologiko oso zehatzak ematen diren kasuetan dira interesgarriak, datuak, baldintzak etab. zehazki ezagutzen direnean.

3.17.6. Errodamenduen perdoiketa

Aukeratutako errodamendua, perdoi normaletan diseinatua dago, eta bere zuloa 20 mm-koa da, ondoko baloreak dituelarik barneko eraztunarentzat eta kanpoko eraztunarentzat:

Tolerancias de los rodamientos radiales (excepto rodamientos de rodillos cónicos)

Aro interior

Dimensiones en mm

Diámetro nominal de más del agujero	de hasta	2,5	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
-------------------------------------	----------	-----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------

Clase de tolerancia PN (Tolerancia normal)

Tolerancias en micras (0,001 mm)

		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Agujero cilíndrico	Diferencia Δ_{dnp}	-8	-8	-10	-12	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-75	-100	-125	-160	-200	
Variación V_{dp}	Serie de diámetros 7 - 8 - 9	10	10	13	15	19	25	31	38	44	50	56	63						
	0 - 1	8	8	10	12	19	25	31	38	44	50	56	63						
	2 - 3 - 4	6	6	8	9	11	15	19	23	26	30	34	38						
Variación V_{dnp}		6	6	8	9	11	15	19	23	26	30	34	38						
Agujero, conicidad 1:12	Diferencia Δ_{dnp}	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63	+70	+80	+90	+105	+125	+150	
Diferencia $\Delta_{d1np} - \Delta_{dnp}$		+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63	+70	+80	+90	+105	+125	+150	
Variación V_{dp}		10	10	13	15	19	25	31	38	44	50	56							
Agujero, conicidad 1:30	Diferencia Δ_{dnp}					+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50	+75	+100	+125	+160	+200	
Diferencia $\Delta_{d1np} - \Delta_{dnp}$						+35	+40	+50	+55	+60	+65	+75	+85	+100	+100	+115	+125	+150	
Variación V_{dp}						19	25	31	38	44	50	56	63						
Diferencia de anchuras Δ_{ba}		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Variación de anchuras V_{ba}		15	20	20	20	25	25	30	30	35	40	50	60	70	80	100	120	140	
Salto radial K_{ra}		10	10	13	15	20	25	30	40	50	60	65	70	80	90	100	120	140	

Aro exterior

Tolerancias en micras (0,001 mm)

Diámetro exterior nominal	más de hasta	6	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
---------------------------	--------------	---	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

Clases de tolerancia PN (Tolerancia normal)

Tolerancias en micras (0,001 mm)

		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Diferencia Δ_{Dnp}		-8	-9	-11	-13	-15	-18	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-75	-100	-125	-160	-200	-250
Variación V_{Dp}	Serie de diámetros 7 - 8 - 9	10	12	14	16	19	23	31	38	44	50	56	63	94	125				
	0 - 1	8	9	11	13	19	23	31	38	44	50	56	63	94	125				
	2 - 3 - 4	6	7	8	10	11	14	19	23	26	30	34	38	55	75				
Rodamientos obturados 2 - 3 - 4		10	12	16	20	26	30	38											
Variación V_{Dnp}		6	7	8	10	11	14	19	23	26	30	34	38	55	75				
Salto radial K_{Da}		15	15	20	25	35	40	45	50	60	70	80	100	120	140	160	190	220	250

Las tolerancias de anchura Δ_{Ca} y V_{Ca} son idénticas a Δ_{ba} y V_{ba} para el aro interior correspondiente..

3.32. Taula: Errodamendu erradialen perdoi-mota eta bere balioak

3.17.7. Errodamenduaren doikuntza

Aukeratutako errodamenduaren doiketa multzoa CN da, normala. Doikuntza erradiala ondoko taulan ikus daiteke, zeina DIN 620-ak arautzen duen.

Juego radial de los rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una y doble hilera															
		Medidas en mm													
Diámetro nominal	más de agujero hasta	24	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225	250
con agujero cilíndrico															
		Juego radial en micras													
Grupo de juego	min max	5 15	5 15	5 15	5 18	5 20	10 25	10 30	10 30	10 35	10 35	10 40	15 45	15 50	15 50
Grupo de juego	min max	0 25	0 25	5 30	5 35	10 40	10 45	15 50	15 55	15 60	20 70	25 75	35 90	45 105	45 110
Grupo de juego	min max	20 45	20 45	25 50	30 60	40 70	40 75	50 85	50 90	60 105	70 120	75 125	90 145	105 165	110 175
Grupo de juego	min max	35 60	35 60	45 70	50 80	60 90	65 100	75 110	85 125	100 145	115 165	120 170	140 195	160 220	170 235
Grupo de juego	min max	50 75	50 75	60 85	70 100	80 110	90 125	105 140	125 165	145 190	165 215	170 220	195 250	220 280	235 300

3.33. Taula: Errodamendu erradialen doiketa erradiala ardatzaren zuloaren arabera

3.17.8. Errodamenduen finkapen erradiala

3.17.8.1. Errodamenduen finkapena ardatzarekin

Errodamenduak ardatzarekin duen doikuntza aztertu behar da falta barik. Katalogoetan errodamenduaren arabera, gomendatzen dira, errodamenduak exijitzen dituen edo beharrezko dituen lasaieren balioak.

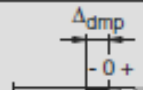





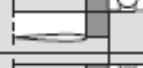







Hautatutako errodamendu zilindrikoak, NUP motakoak, alegia, berebizikoak dira errodamenduaren eraztun edo uztai biak lotura finkoz ezarri behar direnean, horretarako despiezagarriak direlarik. Hau da, eraztun edo uztai biak banandurik munta daitezke, bakoitza bere aldetik.

Hurrengo irudian ikus daitekeen bezala, dauden baldintzekin, ardatza eta errodamenduaren barneko eraztuna lotzeko, **j6**-ko perdoi bat gomendatzen du FAG katalogoak ardatzarentzat.

Elkargune horrentzat **finkapen finkoa** ezarri behar da, lan baldintzak onenak izan daitezen, hori dela eta ardatza eta barneko eraztunarentzat → **H7/j6** –ko lasaiera ezarriko da.

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico				
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Desplazabilidad axial Carga	Tolerancia
Carga puntual para el aro interior	Rodamientos de bolas y de rodillos	Todas las dimensiones	Rodamientos libres con aro interior desplazable	g6 (g5)
			Rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos, con aros interiores ajustados	h6 (j6)
Carga circunferencial para el aro interior o carga indeterminada	Rodamientos de bolas	hasta 40 mm	Carga normal	j6 (j5)
		hasta 100 mm	Carga pequeña	j6 (j5)
			Carga normal y elevada	k6 (k5)
		hasta 200 mm	Carga pequeña	k6 (k5)
			Carga normal y elevada	m6 (m5)
		más 200 mm	Carga normal	m6 (m5)
	Carga elevada, golpes		n6 (n5)	
	Rodamientos de rodillos	hasta 60 mm	Carga pequeña	j6 (j5)
			Carga normal y elevada	k6 (k5)
		hasta 200 mm	Carga pequeña	k6 (k5)
Carga normal			m6 (m5)	
		Carga elevada	n6 (n5)	

3.34. Taula:Karga mota, errodamendu mota eta ardatzaren zuloaren araberako perdoiak

		Dimensiones mm											
Medida nominal del eje	más de hasta	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 65						
		Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)											
Diferencia del agujero del rodamiento	Δ_{dmp}	0 -8	0 -8	0 -8	0 -10	0 -12	0 -15						
Esquema del ajuste Eje		Tolerancia del eje, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
f6		-10 8 -18	2 8 18	-13 5 -22	11 5 22	-16 8 -27	15 8 27	-20 10 -33	17 10 33	-25 13 -41	22 13 41	-30 15 -49	26 15 49
g5		-4 -9	4 0 9	-5 -11	3 2 11	-6 -14	2 3 14	-7 -16	3 3 16	-9 -20	3 5 20	-10 -23	5 4 23
g6		-4 -12	4 1 12	-5 -14	3 3 14	-6 -17	2 4 17	-7 -20	3 5 20	-9 -25	3 6 25	-10 -29	5 6 29
h5		0 -5	8 4 5	0 -6	8 3 6	0 -8	8 3 8	0 -9	10 4 9	0 -11	12 4 11	0 -13	15 6 13
h6		0 -8	8 3 8	0 -9	8 2 9	0 -11	8 2 11	0 -13	10 2 13	0 -16	12 3 16	0 -19	15 4 19
j5		+3 -2	11 7 2	+4 -2	12 7 2	+5 -3	13 8 3	+5 -4	15 9 4	+6 -5	18 10 5	+6 -7	21 12 7
j6		+6 -2	14 8 2	+7 -2	15 9 2	+8 -3	16 10 3	+9 -4	19 11 4	+11 -5	23 14 5	+12 -7	27 16 7
js5		+2,5 -2,5	11 6 3	+3 -3	11 6 3	+4 -4	12 6 4	+4,5 -4,5	15 9 5	+5,5 -5,5	18 10 6	+6,5 -6,5	22 13 7
js6		+4 -4	12 7 4	+4,5 -4,5	13 7 5	+5,5 -5,5	14 8 6	+6,5 -6,5	17 9 7	+8 -8	20 11 8	+9,5 -9,5	25 13 10
k5		+6 +1	14 9 1	+7 +1	15 10 1	+9 +1	17 12 1	+11 +2	21 15 2	+13 +2	25 17 2	+15 +2	30 21 2
k6		+9 +1	17 11 1	+10 +1	18 12 1	+12 +1	20 14 1	+15 +2	25 17 2	+18 +2	30 21 2	+21 +2	36 25 2
m5		+9 +4	17 13 4	+12 +6	20 15 6	+15 +7	23 18 7	+17 +8	27 21 8	+20 +9	32 24 9	+24 +11	39 30 11
m6		+12 +4	20 15 4	+15 +6	23 17 6	+18 +7	26 20 7	+21 +8	31 23 8	+25 +9	37 27 9	+30 +11	45 34 11

3.35. Taula: Lasiera edo estutzearen baloreak

3.17.8.2 Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin

Ardatzarentzako egin den bezala, lan baldintzen parametroak taulan jarraituz, errodamenduaren alojamenduentzako dauden perdoin balioak hurrengoak direla ikus daiteke, baita finkapenaren eskema ere:

Rodamientos radiales			
Tipo de carga	Desplazabilidad axial Carga	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga puntual en aro exterior	Rodamientos libres aro exterior facilmente desplazable	La calidad de la tolerancia depende de la precisión de giro necesaria	H7 (H6*)
	Aro exterior generalmente desplazable, rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos con aros ajustados	Gran precisión de giro	H6 (J6)
		Precisión de giro normal	H7 (J7)
		Calentamiento exterior a través eje	G7**)
Carga circunferencial en aro exterior o carga indeterminada	Carga pequeña	Con elevadas exigencias de precisión de giro K6, M6, N6 und P6	K7 (K6)
	Carga normal, golpes		M7 (M6)
	Carga elevada, golpes		N7 (N6)
	Carga elevada, golpes fuertes,, alojamientos de paredes delgadas		P7 (P6)

Dimensiones en mm													
Medida nominal del agujero del alojamiento	más de hasta	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120						
Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)													
Diferencia del diámetro exterior del rodamiento	Δ _{Dmp}	0 -8	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15						
Esquema del ajuste Alojamiento	Δ _{Dmp}	Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
E8		+47 +25	25 35 55	+59 +32	32 44 67	+73 +40	40 54 82	+89 +50	50 67 100	+106 +60	60 79 119	+126 +72	72 85 141
F7		+28 +13	13 21 36	+34 +16	16 25 42	+41 +20	20 30 50	+50 +25	25 37 61	+60 +30	30 44 73	+71 +36	36 53 86
G6		+14 +5	5 11 22	+17 +6	6 12 25	+20 +7	7 14 29	+25 +9	9 18 36	+29 +10	10 21 42	+34 +12	12 24 49
G7		+20 +5	5 13 28	+24 +6	6 15 32	+28 +7	7 17 37	+34 +9	9 21 45	+40 +10	10 24 53	+47 +12	12 29 62
H6		+9 0	0 6 17	+11 0	6 19	+13 0	7 22	+16 0	9 27	+19 0	11 32	+22 0	12 37
H7		+15 0	0 8 23	+18 0	9 26	+21 0	10 30	+25 0	12 36	+30 0	14 43	+35 0	17 50
H8		+22 0	0 10 30	+27 0	12 35	+33 0	14 42	+39 0	17 50	+46 0	20 59	+54 0	23 69
J6		+5 -4	4 2 13	+6 -5	5 1 14	+8 -5	5 2 17	+10 -6	6 3 21	+13 -6	6 5 26	+16 -6	6 6 31
J7		+8 -7	7 1 16	+10 -8	8 1 18	+12 -9	9 1 21	+14 -11	11 1 25	+18 -12	12 2 31	+22 -13	13 4 37
JS6 s		+4,5 -4,5	4,5 2 12,5	+5,5 -5,5	5,5 1 13,5	+6,5 -6,5	6,5 0 15,5	+8 -8	8 1 19	+9,5 -9,5	9,5 0 22,5	+11 -11	11 1 26
JS7 r		+7,5 -7,5	7,5 1 15,5	+9 -9	9 0 17	+10,5 -10,5	10,5 1 19,5	+12,5 -12,5	12,5 1 23,5	+15 -15	15 1 28	+17,5 -17,5	17,5 1 32,5
K6		+2 -7	7 1 10	+2 -9	9 3 10	+2 -11	4 11	+3 -13	4 14	+4 -15	4 17	+4 -18	6 19
K7		+5 -10	10 2 13	+6 -12	12 3 14	+6 -15	15 5 15	+7 -18	18 6 18	+9 -21	21 7 22	+10 -25	25 8 25

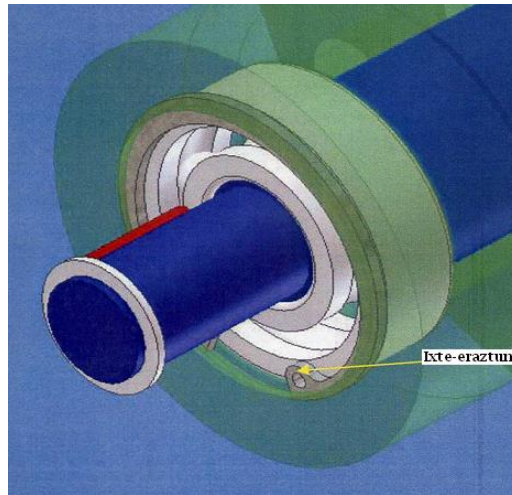
3.36. Taula: Alojamientoen ajustearen eskema taula

Errodamenduaren finkapena alojamenduarekin, finkapen finko bat izan behar da, biek batera biratu behar bait dute. Goiko taulan, FAG-en katalogoak, alojamenduarentzat **H7**-ko perdoia gomendatzen du, dauden lan baldintzetarako.

Finkapen finkoa ezarri behar denez, **H7/j6** erabili daiteke, errodamenduaren kanpoko uztai eta alojamendua lotzeko, ardatzarekin duen finkapen berbera erabiliz.

3.17.9. Errodamenduen finkapen axiala

Errodamenduen finkapen axiala gauzatzeko, nola ardatza berno bat den, ezin izango da inongo mekanizaziorik gauzatu bere gainean eta orduan finkapena alojamenduan eman behar da, ixte eraztun edo eraztun elastiko baten bitartez, errodamenduaren kanpoko eraztuna mugatuko delarik era horretan. Hurrengo eran:



3.163.Irudia

Hau gauzatzeko Teeter Block-ean ixte eraztunari tokia egin behar zaio, errodamenduaren goiko eraztunaren kanpora alderako desplazamendu axiala muga dezan.

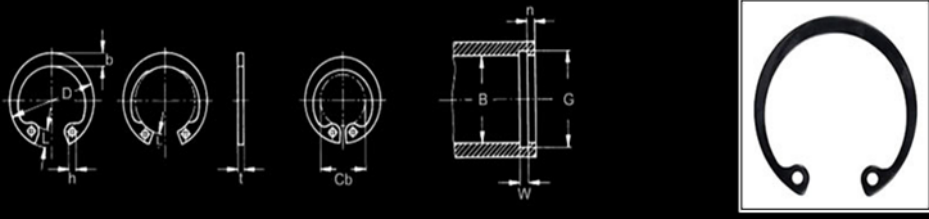
Errodamenduak, Teeter Block-aren barnean alojatzen dira, errodamenduaren kanpoko eraztunarekin finkatzen delarik Teeter Block-a. Norantza batean, Teeter Block-aren beraren hormek mugatzen dute axialki errodamenduaren kanpoko eraztuna, baina beste norantzan desplazamendu hori mugatzeko jarri behar da ixte eraztuna. Barneko eraztunei dagokienean, alderdi bietatik izango da mugatzailea kaskillo gisako bat, desplazamendu axiala horrela guztiz mugatuta geratzen delarik.

3.17.10. Finkapen eraztunak

Finkapen eraztunak, esan bezala, errodamenduaren desplazamendu axiala mugatu behar dute, horretarako Teeter Block-ean alojatu behar direlarik. Zuloentzako finkapen eraztunak, UNE 26075 (DIN 477)-ren arabera arautzen dira.

Printzipioz alojamenduaren diametroa 52 mm-koa da, baina finkapen eraztunek, euren dimentsioen arabera, eurentzako alojamendu desberdinak behar dituzte, beraz lehenik eta behin aukeratu egin beharko dira erabiliko diren finkapen eraztunak. Ondoko ARFISA enpresaren katalogotik:

DIN 472
ANILLOS ELASTICOS
PARA AGUJEROS (I)



Dimensiones del Agujero B	Dimensiones del Anillo										Dimensiones de la Ranura			
	t	Tol	D	Tol	Cb	b	L	h	Fr / kN	G	Tol	W	n	Fr / kN
50	2.00		54.2	+1.10	36.3	4.6	6.5	2.5	60.8	53.0		2.15	4.5	40.5
51	2.00	+0.00	55.2		37.3	4.7	6.5	2.5	60.2	54.0	+0.30	2.15	4.5	41.2
52	2.00		56.2	-0.46	37.9	4.7	6.7	2.5	60.25	55.0		2.15	4.5	42.0
53	2.00	-0.07	57.2		38.9	4.9	6.7	2.5	60.7	56.0	-0.00	2.15	4.5	42.9
54	2.00		58.2		39.9	5.0	6.7	2.5	60.4	57.0		2.15	4.5	43.6

3.164. Irudia:Finkapen eraztunen dimentsio eta ezaugarriak

Ikus daitekeen moduan, zuloaren diametroa 52 mm-koa denean, hurrengoak dira dimentsioak eta berarentzako ezarri behar diren alojamenduaren dimentsioak ere. Beraz, datu hauek aintzat hartuz, egin beharko da Teeter Block-aren diseinua.

Orduan, bada, esan daiteke horlegiz markatutako eraztun elastiko bi erabiliko direla errodamendu bientzat.

3.17.11. Errodamenduak exijitzen dituen mekanizazioak

Errodamenduak ardatzari eta alojamenduari mekanizazio baldintza jakin batzuk exijitzen dizkio errodamenduaren perdoiketa motaren arabera. FAG enpresaren katalogoan agertzen denez:

▼ Recomendaciones para la tolerancia de mecanizado y la rugosidad de los asientos de los rodamientos

Clases tolerancias rodamientos	Asientos rodamientos	Tolerancia mecanizado	Rugosidad
Normal, P6X	Eje	IT6 (IT5)	N5...N7
	Alojamiento	IT7 (IT6)	N6...N8
P5	Eje	IT5	N5...N7
	Alojamiento	IT6	N6...N8
P4, P4S, SP	Eje	IT4	N4...N6
	Alojamiento	IT5	N5...N7
UP	Eje	IT3	N3...N5
	Alojamiento	IT4	N4...N6

Las clases de rugosidad mayores se eligen para diámetros mayores.

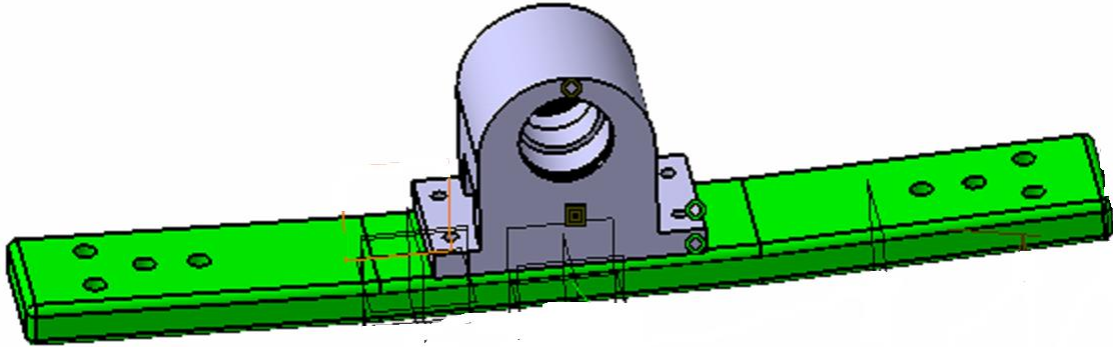
3.165. Irudia: Mekanizazio baldintzak ardatz eta alojamenduarentzat

Horrela, hautatutako errodamenduek, perdoiketa normaladutenez, ardatz eta alojamenduarentzat mekanizazio baldintzak goian markatutakoak dira. Ardatzarentzat, N5 eta N7 arteko rugositate-maila eskatzen da eta eta alojamenduarentzat N6 eta N8 artekoa.

Beraz, hauek izan beharko dira ardatza eta Teeter Stand-arentzat mekanizazioan lortu beharreko gainazal kalitateak.

3.18. Teeter Block eta balantzinen arteko lotura

Teeter Block eta balantzinen arteko lotura bernekin gauzatu behar da:



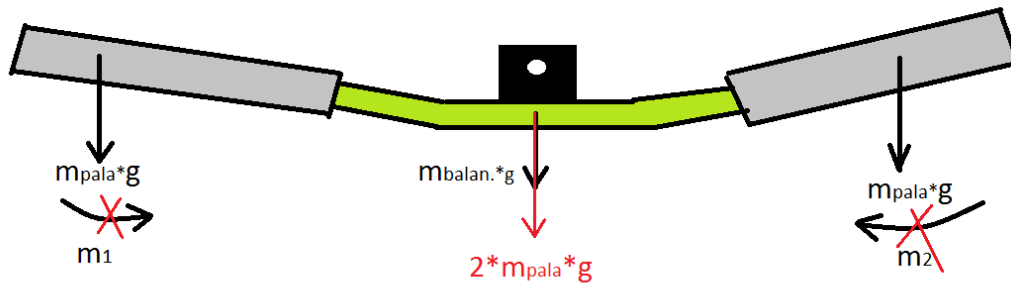
3.166. Irudia: Teeter Block-a eta balantzina (horlegiz)

Balantzina eta Teeter Block-a bernekin lotu behar dira bata besteari, irudian ikusten den bezala, biak zeharkatu behar dituztelarik, eta azkoinaren bitartez, biak estutu.

Berno aeronautiko hauek, soilik trakziora lan egingo dutela kontsideratuko da, batik bat autojiroa geldo dagoen egoerarako, egoera horretan pala bien pisua eta balantzina eutsi beharko baitituzte.

Hegaz dagoeneko egoeran, balantzina Teeter Block-a konprimatzen arituko da behealdetik, transmititzen dion goranzko sustentazio indarraren ondorioz, beraz berneak ez dute trakziora lan egingo egoera horretan eta are gutxiago konpresiora.

Kalkulua burutuko da pala biak pisuarengaitik eragindako indarra eta balantzinen pisuaren indar biak geituz, geldo dagoeneko egoeran baino ez dute lan egiten torlojuak eta.



3.167. Irudia: Teeter Block-a eta Balantzina

Torlojuak trakziora jasan beharreko indarra:

Pisuaren balioak Catia V5 programan ateratako pisuak hartu dira.

$$F_{total} = 2 * m_{pala} * g + m_{balan.} * g = 2 * 24,3 * 9,81 + 3,12 * 9,81 = 507,37N$$

3.179. Ekuazioa

Erabiliko diren berno aeronautikoak Ti 6Al 4V titanio aleaziokoak izango dira, zeintzuen limite elastikoa 827 MPa-tan kokatzen den. Baldin eta hauek eutsi behar badituzte aipaturiko trakzioak, Von Mises-en kriterioa bete beharko dute:

$$\sigma_{Von Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.180. Ekuazioa

Berno hauei, C.S.=5 ezarriko zaie, Teeter Block-a balantzinetik ezin delako inolaz ere askatu eta egoerako aldagaiak ez direlako guztiz ondo ezagutzen. Orduan, gaindi ezin daitekeen tentsio axial maximoa Von Mises-en arabera:

$$\sigma_{Von Mises} = \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{827MPa}{5} = 165,4MPa$$

3.181. Ekuazioa

Eta tentsio hau eta karga jakinda, jada atera daiteke gutxienezko azalera:

$$\sigma_{Von Mises} = 165,4 MPa = \frac{P}{A_{min}} \rightarrow A_{min} = \frac{507,37 N}{165,4 MPa} = 3,0678 mm^2$$

3.182.Ekuazioa

Behar den gutxienezko azalera ezagututa, beharrezko bernoen diametroak atera ahal dira:

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,067 \text{ mm}^2}{\pi}} = 1,976 \text{ mm}$$

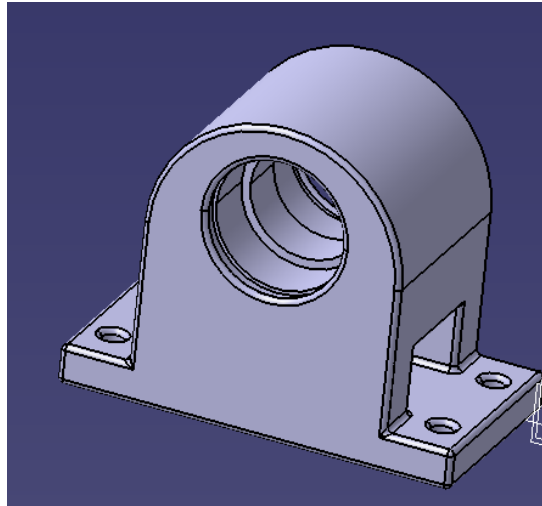
3.183.Ekuazioa

Berno bat jarri ezkerre, 1,976 mm-dun berno bat nahikoa litzateke, kaga guztia eusteko, simetriarengatik, lau berno jarri dira. Balioa oso txikia da, hori dela eta m4 bernoak erabiliko dira.

3.19. Teeter Block-aren kalkulua

Teeter Block-ak, disko errotorea eta errotore buruaren arteko lotura bezala jardungo du, Jesus Bolt-ak zeharkatzen duelarik eta balantzina lotuta dagoelarik zenbait bernoren bitartez.

Hegaz denean, alde batetik, balantzina oszilazio guztiei aurre egin beharko die, eta beste aldetik, Jesus Bolt-aren eragina ere jasan beharko du.



3.168. Irudia: Teeter Block-a eta balantzina

Marruskadura arazo horiek ekiditeko ebazpen onena, **Teeter Block-ak** elementu errodantedun **errodamendu batzuen gain biratzea** litzateke. Horrela, Jesus Bolt eta Teeter Block-aren arteko kontaktu zuzena ekidingo litzatekeelako, oszilazioak askosaz ere marruskadura txikiagokoak eginez, eta Jesus Bolt-a bezalako pieza kritiko baten gain analisi tribologiko bat ekidinez.

3.19.1. Teeter Block-ak eutsi beharreko karga: *Autojiroaren pisua*

Teeter Block-aren errodamenduei, Jesus Bolt-aren bitartez iritsiko zaie beheranzko indar hau eta hauek transmitituko diete karga berdina, euren alojamenduetan aplikaturik, Teeter Block-ari. Karga maximo hau orain arte erabilitako berbera da, hots:

$$F_{Bertikal Max.} = 450 \text{ kg} * 5 * 9.81 \frac{m}{s^2} = 22072,5N$$

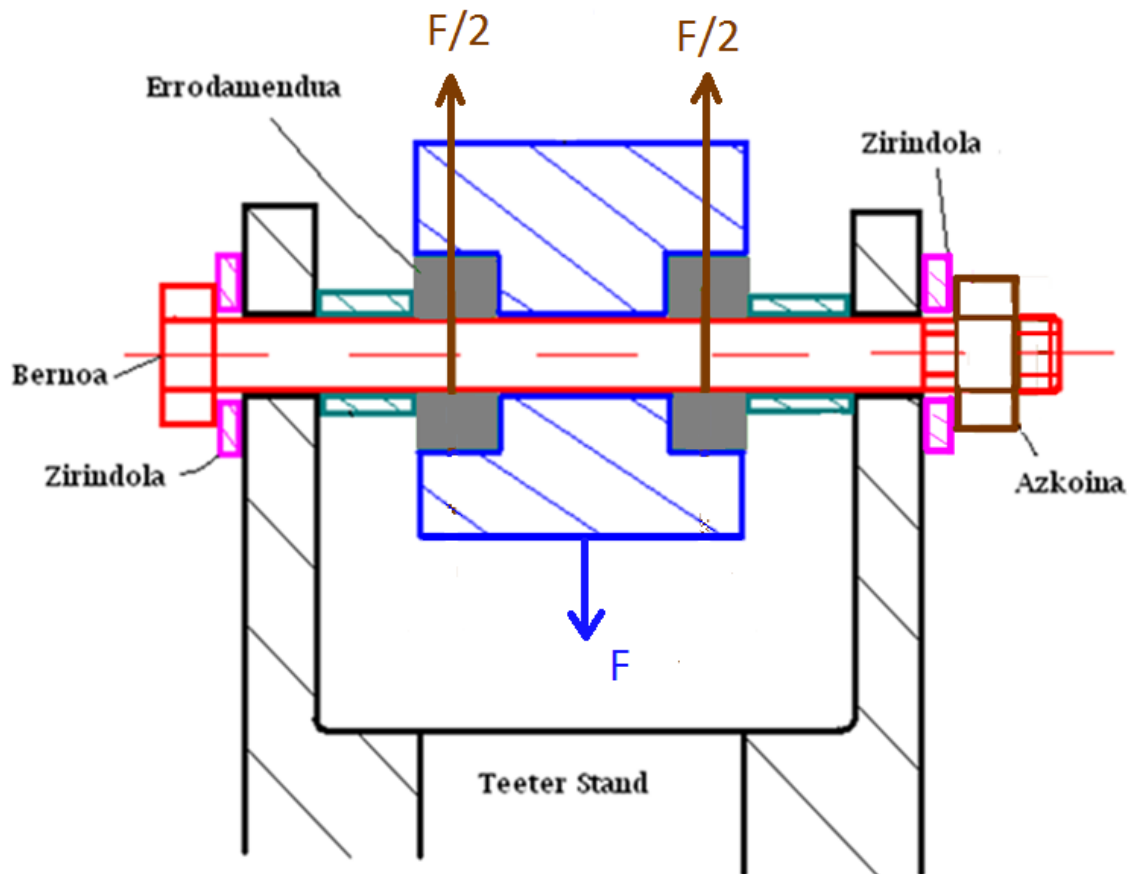
3.183. Ekuazioa

Kasu honetan, errodamendu bi jarriko direnez bien artean banaduko da karga hau:

$$F_{erro} = \frac{22072,5}{2} = 11036,25N$$

3.184. Ekuazioa

Hurrengo eran:

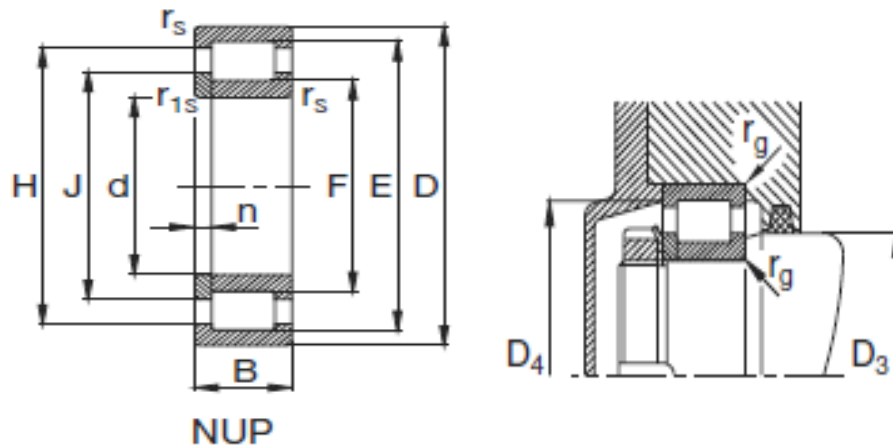


3.169. Irudia

Irudian grizes daude errodamenduak eta urdinez Teeter Block-a. Autojiroa hegaz denean, disko errotoreak igortzen duen F autojiroaren pisuaren indarra agertzen da Teeter Block-arengan, ondorioz, Jesus Bolt-ari lotuta dauden errodamendu biek, bakoitzak erdiarekin kontribuituz, Teeter Block-aren barnean ditzuten alojamentuetan eragiten dute gorazko indarra; zeina gorago kalkulatu den.

Piezari elementu finituen analisisian aplikatu beharreko presioak ezagutzeko, errodamendu horiek alojamendutzat dituzten azalerak ezagutu behar dira, zeintzuk errodamenduen euren geometriak determinatzen dituzten.

Beste puntu batean kalkulatu zen bezala, karga hau jasateko aukeratu ziren errodamendu zilindrikoen dimentsio eta ezaugarriak ondokoak dira:



Eje	Dimensiones											Peso				
	d	D	B	r _s min	r _{1s} min	E	F	H	J	n	a	b	s ¹⁾	Roda- miento	Anillo angular	
	mm															kg
20	20	52	21	1,1	0,6	45,5	27,5	42,4	31,3	3,5						0,224

3.170. Irudia: **NUP2304E.TVP2**-ren datu geometrikoak

Datuetatik ikus daiteke, alojamenduen azalera zirkular osoa, hurrengoa dela:

$$A_{\text{Alojamendua}} = \pi \cdot D \cdot B = \pi \cdot 52 \text{ mm} \cdot 21 \text{ mm} = 3430,619 \text{ mm}^2$$

3.185. Ekuazioa

Orduan, azalera horren erdia:

$$A_{\text{Aplikazio}} = \frac{A_{\text{Alojamendua}}}{2} = 1715,3 \text{ mm}^2$$

3.186. Ekuazioa

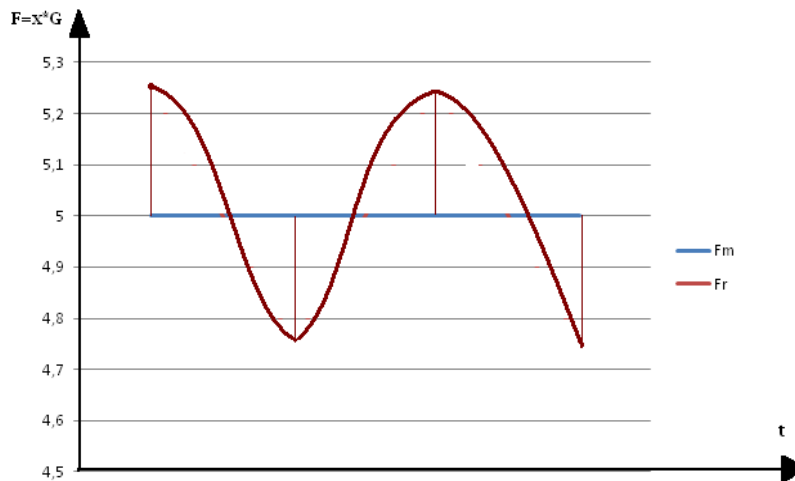
Beraz, Teeter Block-aren alojamenduetan aplikatu beharreko presioa hurrengoa da:

$$P_{\text{Erroda.}} = \frac{F_{\text{Errodamendu Max.}}}{A_{\text{Aplikazio}}} = \frac{11036,25 \text{ N}}{1715,3 \text{ mm}^2} = 6,43 \text{ MPa}$$

3.187. Ekuazioa

Printzipioz, 5G-ko karga bertikal maximoarentzako, hau izango litzateke Teeter Block-ean, errodamendua apoiatzen den azalera, aplikatu beharreko presio maximoa.

Guzti honen ondorioz, Teeter Stand-a kalkulatzeko egin zen bezala, kargaren **estimazio** bat egin beharko da. Kargaren denboran zeharreko banaketan, nola ez dakizkigun eman ahal diren baloreak, egoera txarrena suposatuko da, hots, **5G-ko karga denboran ktea** dela suposatuko da eta **aldakorra** izango den **indarraren osagaia 5G-ko karga horren 10 %-a** izango dela suposatuz. Gisa honetako F-t grafika bat aterako da orduan:



3.171. Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Indar mota bien aplikazio azalera berbera denez, orduan, indar konstante eta alternoek hurrengo tentsioak sortuko dituzte azalera horrengan:

$$\sigma_m = \frac{F_{\text{Batazbestekoa}}}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{11036,25N}{1715,3\text{mm}^2} = 6,434 \text{ MPa}$$

3.188. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{F_r}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{F_m * 0,1}{A_{\text{Erroda. apoiatu}}} = \frac{1103,625 \text{ N}}{1715,3\text{mm}^2} = 0,643 \text{ MPa}$$

3.189. Ekuazioa

Honela, hauek izango dira Teeter Block-aren kalkulurako kontsideratuko ditugun tentsio medio eta alternoak, eta hauek aplikatu beharko zaizkio elementu finituen analisisian piezari.

Grafikaren puntu goren batean, σ_m eta σ_r batu egiten dira, estatikara une batean egon daitekeen tentsio maximoa, lehenago kalkulaturakoa baino handiagoa eginez, ondokoa delarik:

$$\sigma_{Maximoa} = \sigma_m + \sigma_r = 6,434 \text{ MPa} + 0,643 \text{ MPa} = 7,077 \text{ MPa}$$

3.190. Ekuazioa

Beraz, hau da Teeter Block-arengan analisia egitean aztertu beharreko kargak eragiten duen tentsioa, eta estatika aztertzean aintzat hartu beharrekoa, **tentsio maximoa**.

Bestalde, karga honen frekuentzi eta periodoak ere atera egin beharko dira. Baldin eta errotoreak bere hegaldian 300rpm-tara biratzen duela kontsideratzen badugu:

$$w = 300 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5 \frac{\text{rev.}}{\text{s}}$$

3.191. Ekuazioa

Baina, Teeter Block-ak, balantzinera lotuta biratzen du, balantzinak eta berarekin Teeter Block-ak, bira bakoitzean **1 ziklo egiten** baititu. Hau da, 1 aldiz igarotzen da bira bakoitzean, tentsio egoera berdinetik.

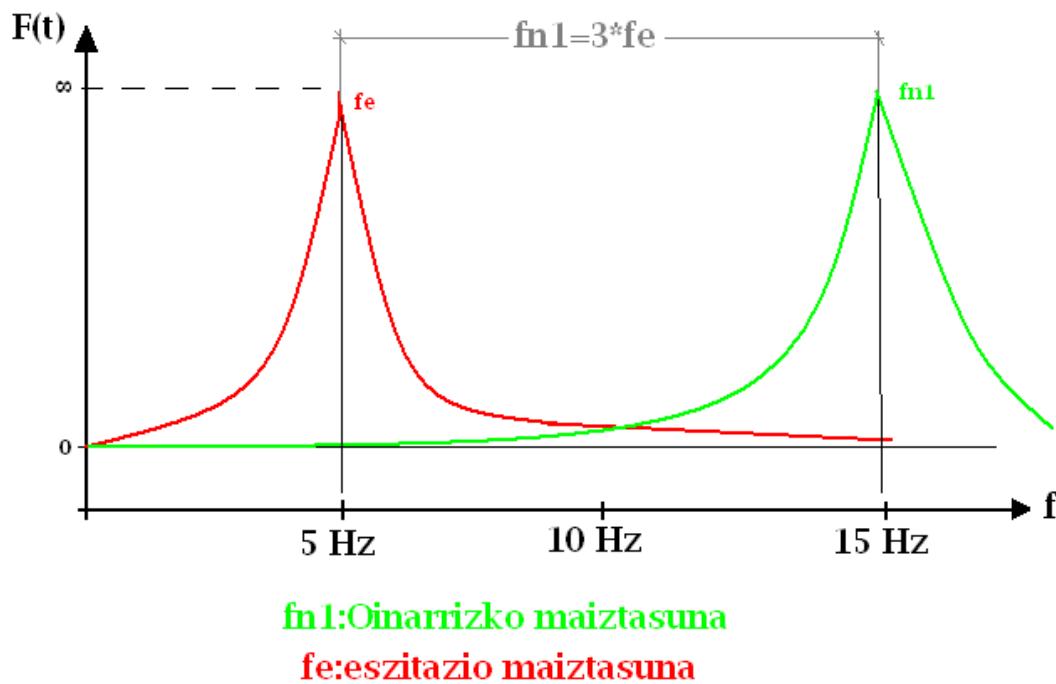
Beraz, **f=5 Hz**-tako maiztasuna du kargaren aplikazioak hegaldi abiadura arruntean. Dena dela, autojiroaren errotoreak abiadura handiagoetara ere bira dezake, maiztasunak handiagoak izanez, beraz, igoera horiek ere aintzat hartu beharko dira.

3.19.2. Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenean eta batik bat euren oinarritzko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.

Pieza hau eszitatuko duen oinarrizko maiztasuna 5 Hz-takoa da esan bezala, eta erresonantzia ekiditeko, piezaren oinarrizko maiztasunak ezin du inolaz ere eszitzazio maiztasun honen balioarekin kointziditu edota oso hurbil egon. Izan ere, erresonantzia fenomenoak ematen bada, tentsioak infinitora hurbil daitezke eta pieza bere jardueran erabat puskatu.

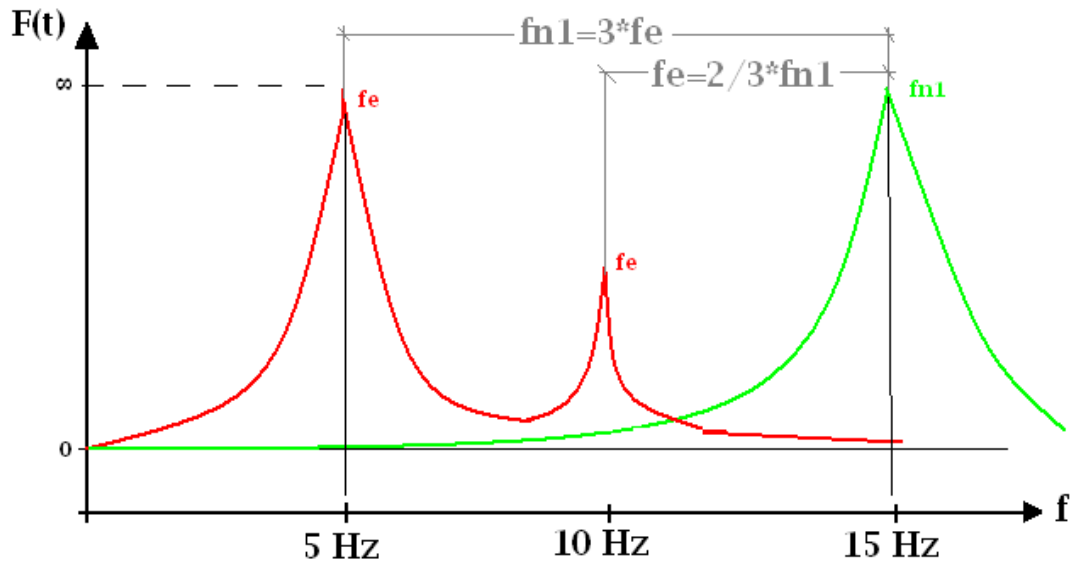
Diseinua ona eta segurtasunezkoa izan dadin, piezaren maiztasun natural baxuena, eszitzazio maiztasuna baino handiagoa izan behar da neurri jakin batean. Hain zuzen ere, hiru aldiz handiagoa izan behar da piezaren oinarrizko maiztasuna eszitzazio maiztasunaren aldean. Horrela pieza eszitatuko duen maiztasuna 5 Hz bada normalean, bere oinarrizko maiztasunak 15 Hz ingurukoa izan behar du:



3.172. Irudia: Maiztasunen grafikak

Bestalde, autojiroaren errotorea 300 rpm baino biraketa abiadura handiagoetara ibil daiteke eta eszitzazio maiztasun handiagoak ere sortu ditzake, beraz alderdi hau ere

kontuan hartu behar da neurri batean. Eszitzazio maiztasun honek harmonikoak sortu ditzake beste maiztasun batzuetan eta erresonantzia era berdinean gauza daiteke, hori dela eta aintzat hartu behar da hau ere:



fn1: Oinarritzko maiztasuna

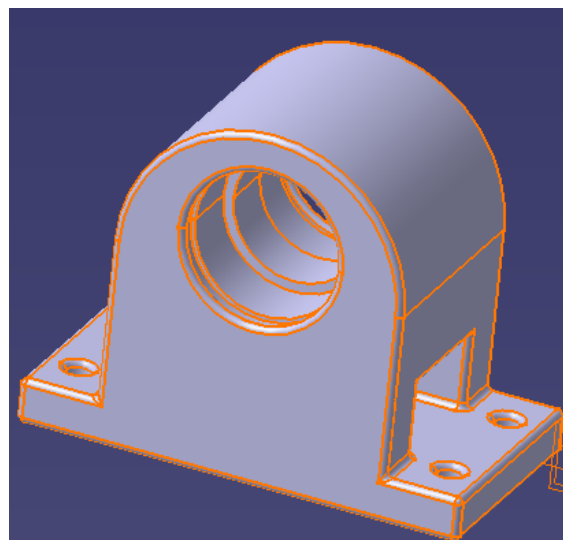
fe: eszitazio maiztasuna

3.173. Irudia: Maiztasunen grafikak

Hori dela eta, oinarritzko maiztasunaren 2/3-ko baliora, beste maximo bat eman daitekeela kontsideratuko da, alegia 10 Hz-tara beste maximo bat eman daitekeela suposatuko da, baldin eta oinarritzko maiztasun minimotzat 15 Hz hartzen badugu.

3.19.3. Teeter Block-aren lehenengo diseinua

Teeter Block-aren lehenengo diseinuak honako itxura du:



3. Irudia: Teeter Block 1

Hasiera batean, Teeter Stand-a diseinatzeko aukeratu zen material berbera aukeratuko da, hots, **Al 7075-T6** aluminio aleazioa, oso materiale arina baita, eta aeronautikan pisua ahalik eta txikiena izatea ezinbestekoa da elementuengan.

Teeter Block 1-n bolumena ondokoa da Catia V5-aren arabera:

$$V_{Teeter\ Block\ 1} = 0,0006483\ m^3$$

3.192. Ekuazioa

Aluminioaren dentsitatea kg/m^3 -tan:

$$\rho = 2800\ kg/m^3$$

3.193. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

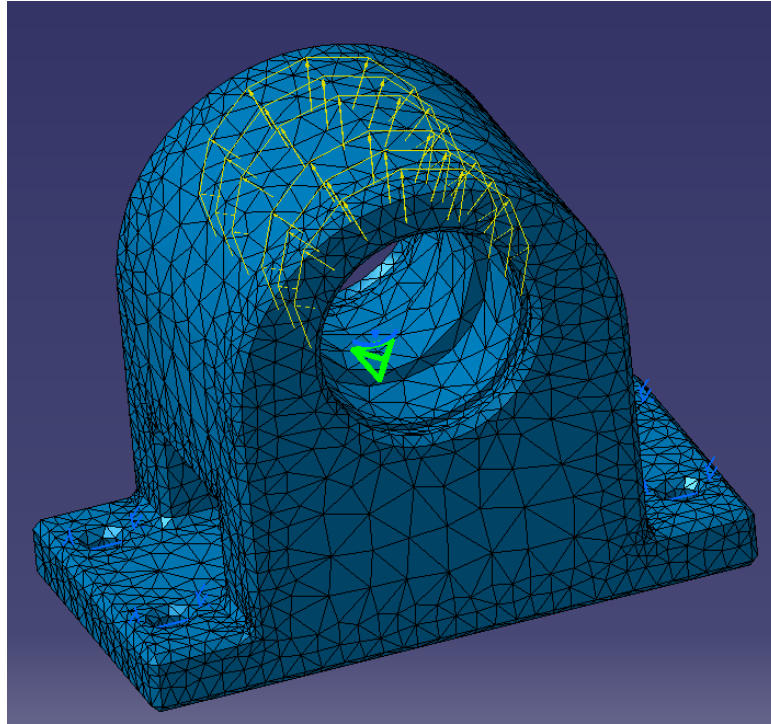
$$P_{Teeter\ Block1} = \rho * V_{Teeter\ Block1} = 2800\ \frac{kg}{m^3} * 0,0006483\ m^3 = 1,815\ kg$$

3.194. Ekuazioa

Pisu aldetik behintzat ez da hain astuna.

3.19.3.1. Lehenengo karga *Teeter Block 1*-engan: *Autojiroaren pisua*

Catia v5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

3.174. Irudia: *Teeter Block 1* mallatuta

Kasu honetarako ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

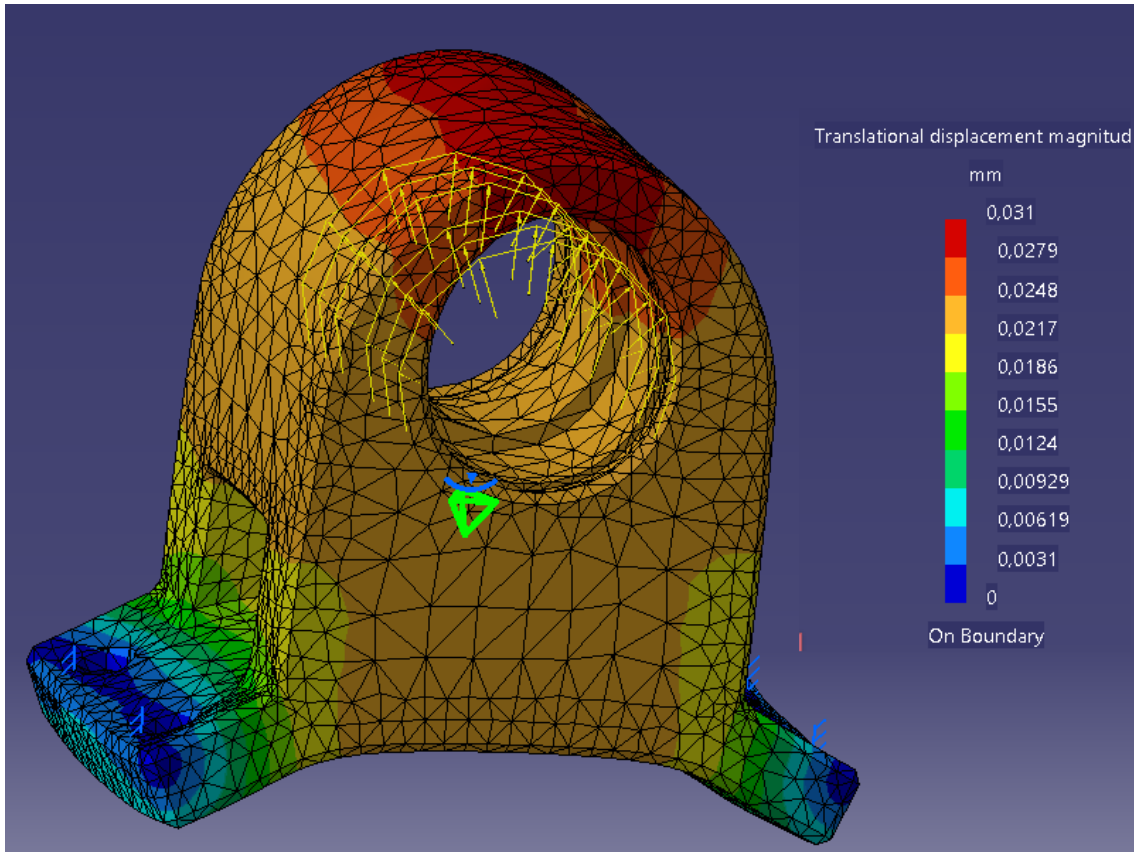
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

Behin pieza mallatuta dela, orain piezari finkapenak ezarri behar zaizkio eta ondoren kargak ezarri. Teeter Block-ak, errodamenduarengatik, karga maximoa hartuko du, lehenago kalkulaturako indar maximoa maximoarekin:

$$F_{Max.} = F_m + F_r = 11036,25 + 1103,625 = 12139,875 \text{ N}$$

3.195. Ekuazioa

Behin programak soluzioa ateratzen duenean, *Teeter Block 1*-aren desplazamenduak:



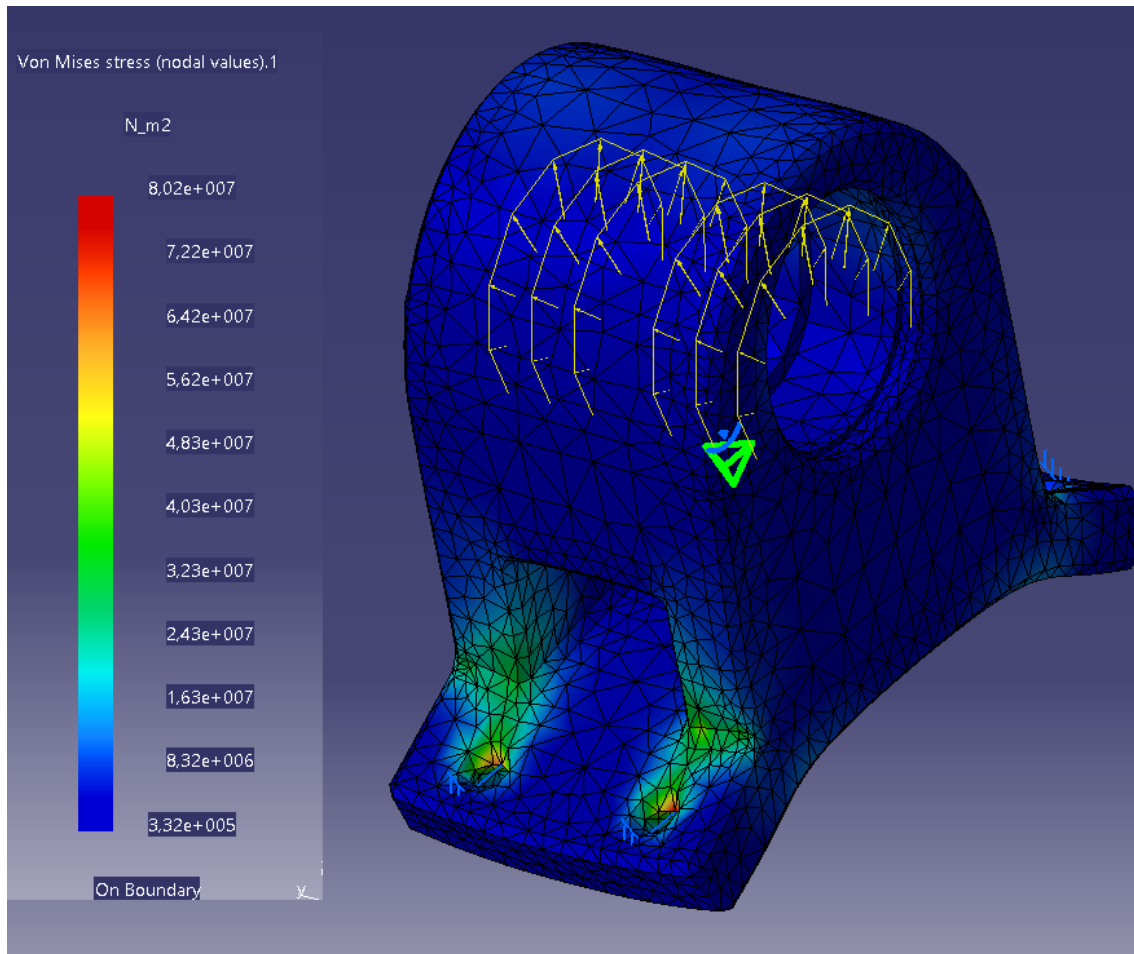
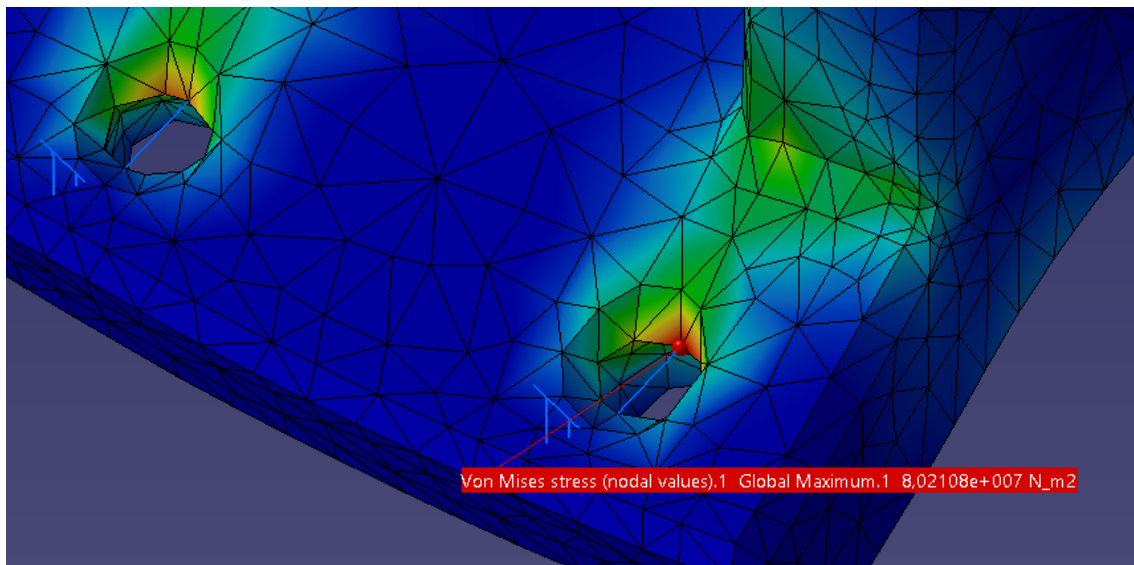
3.175. Irudia: *Teeter Block 1*-a desplazamenduekin

Ondoriozta daiteke, karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak apur bat handiak izan arren onargarriak direla, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,031 mm-koa da; ia ezer ere ez.

$$\sigma_{onar} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{500}{3} = 166,66MPa$$

3.196. Ekuazioa

Tentsioen analisisa gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da, kriterio hau baita errealitatera egokien amoldatzen dena, nahiz eta makinan diseinuan erabiltzen diren hutsegite teoretatik ez den kontserbakorra. Soluzioa kalkulatu ondoren, tentsioen azterketak ondoko baloreak eskeintzen ditu

3.176. Irudia: *Teeter Block 1*-engan Von Mises tentsioak3.177. Irudia: *Teeter Block 1*-engan Von Mises tentsio maximoa

Tentsioek erakusten dute, Teeter Block hau gaindimensionatuta dagoela, tentsio oso txikiak agertzen baitira berarengan, 80,2 MPa –ko tentsioak tentsio onargarriak baino txikiagoak laneko karga aplikatzen zaionean. Tentsio maximoak soilik zuloen inguruan dira, eta gorriz dagoen zonaldean nekeagaitik huts egin dezake.

Baldin eta Von Mises-en tentsio horrek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badu, oraindik ere ondo jarraituko du lanean Teeter Block-ak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak, nahiz eta oso txikiak diren Von Mises-en hutsegite kriterioa soberan betetzen baitute. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

3.19.3.2 Teeter Block 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Teeter Stand-arekin egin zen bezala, kontuan hartuta aluminio aleazioek printzipioz ez dutela neke-limiterik, piezen fabrikazio prozesuaren arabera, nekearentzako sasi-limite bat definitzen da aluminio piezen bizi iraupena kalkulatzeko. Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo edo gehiago jasan ditzakeen pieza batek, **bizitza infinitua** duela onartzen da.

$$\sigma_{max} = 80,2 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{min} = 80,2 \text{ Mpa} * 0,1 = 8,02 \text{ Mpa}$$

3.196. Ekuazioa

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{80,2 + 8,02}{2} = 44,11 \text{ MPa}$$

3.197. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{80,2 - 8,02}{2} = 36,09 \text{ MPa}$$

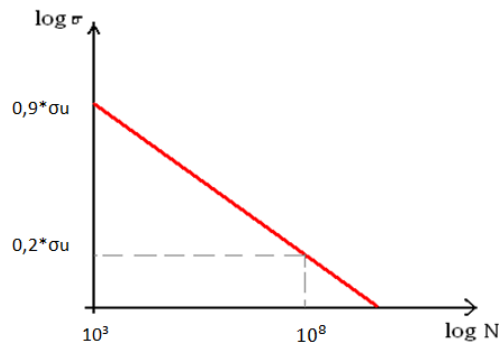
3.198. Ekuazioa

Hau dela eta $\sigma_{e'}$ -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.199. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak (log σ -logN):



3.178. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupenaren grafika

Autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, **Soderbergh**-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

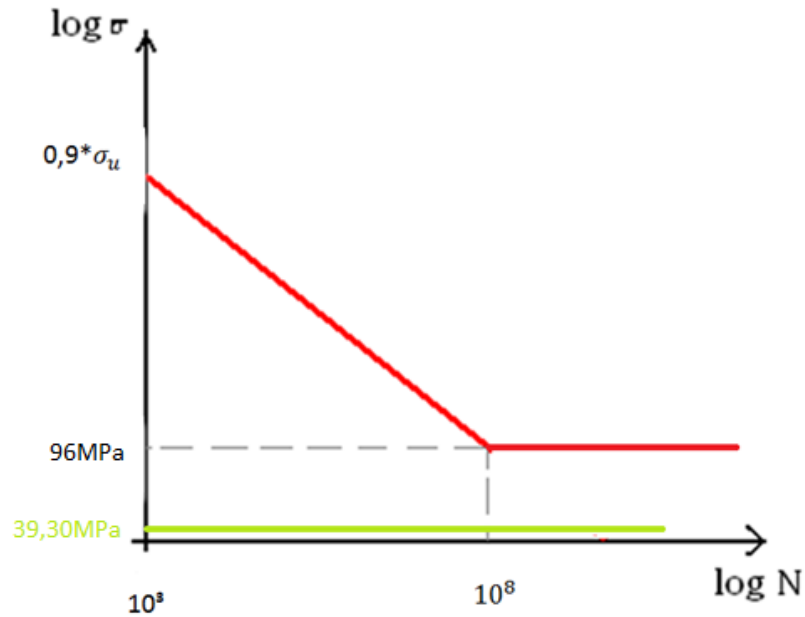
3.200. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

Non ondoko baloreak ditugun σ_N ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{36,09 \text{ MPa}}{1 - \frac{44,11 \text{ MPa}}{500 \text{ MPa}}} = 39,30 \text{ MPa}$$

3.201. Ekuazioa

Orain, arte egin den moduan, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.179. Irudia: Bizi iraupenerako grafika

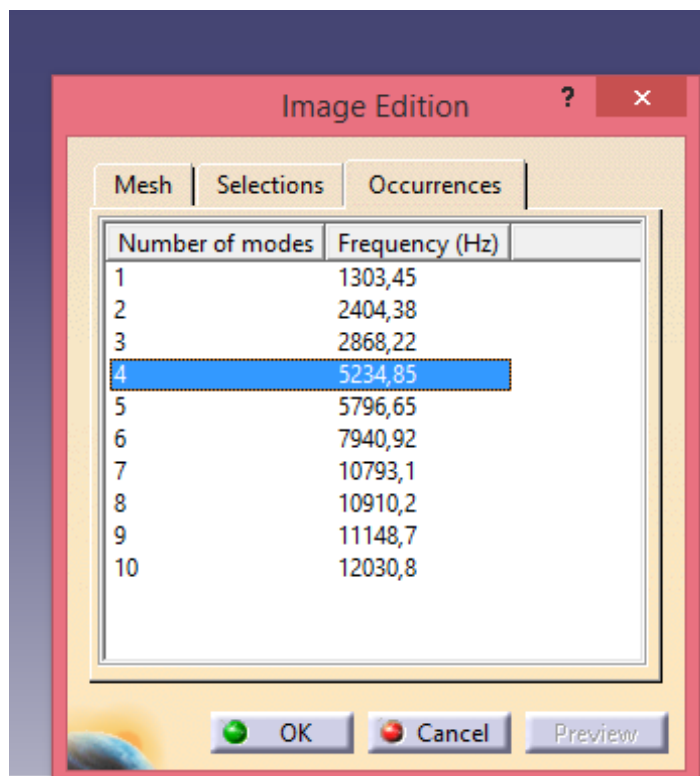
Ikusi daitekeen moduan, σ_N azpitik dago balioa orduan, bizitza infinitua adierazten, beraz, esan daiteke piezarengan tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluenta tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gaitzen badu.

3.19.3.3. Lehenengo karga *Teeter Block 1*-engan: *Autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Lehen diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisia egitea.

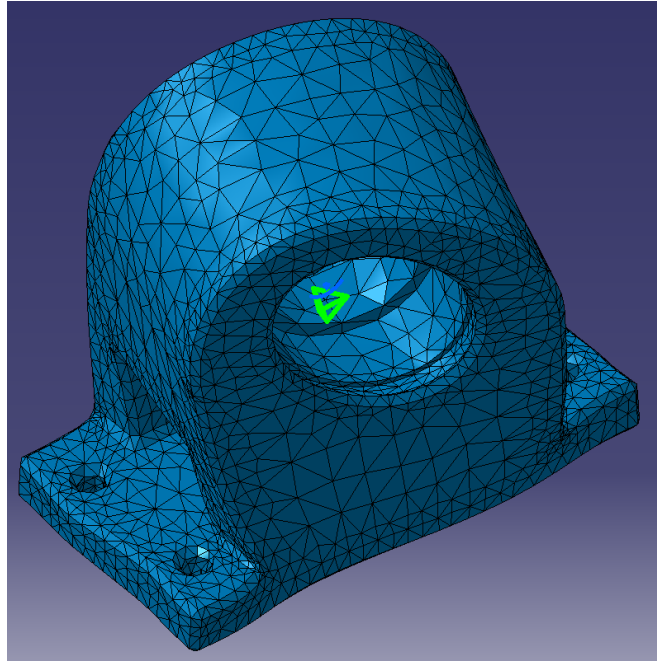
Dakigunez, diseinurako, ahal den neurrian behintzat, kargaren eszitazio maiztasuna, piezaren maiztasun natural txikienaren herena izatea lortu behar da, egoera horretan, analisi dinamikoa estatikotzat jo baitaiteke; eta gainera erresonantzia fenomenoak ekiditzen dira.

Beraz, *Teeter Block 1* honentzako, Catia V5 analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:

3.180. Irudia: *Teeter Block 1*-aren oinarritzko maiztasunak

Ikus daitekenez, baldin eta segurtasunez aritu nahi bada, eszitazio maiztasuna oinarritzko maiztasunaren herena izan behar zen, eta *Teeter Block 1*-engan nodo txikiena 1303,4 Hz-takoa, beraz errsonantzia arazorik ezta emango inolaz ere.

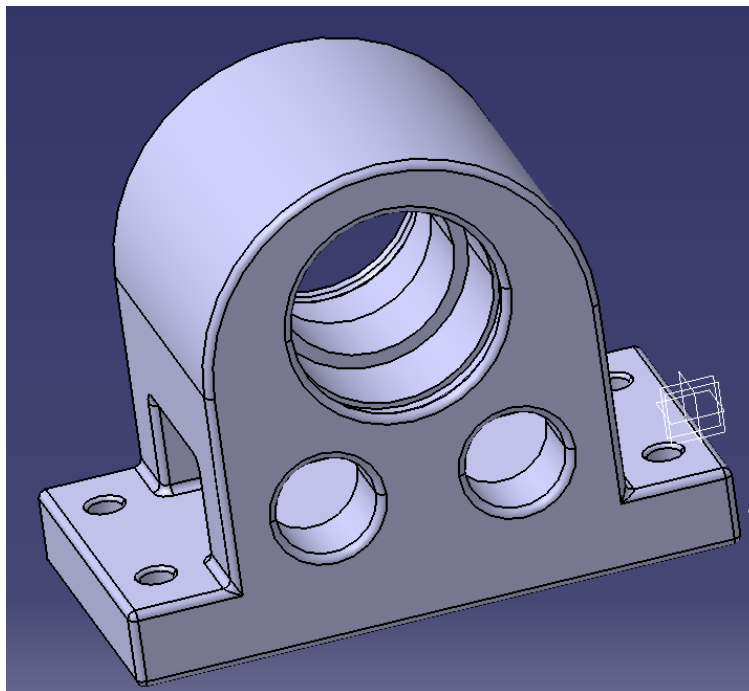
Hau delarik, bere lehenengo nodoaren desplazamendua, tortsioa:



3.181. Irudia: *Teeter Block 1*-en desplazamendua

3.19.4. Teeter Block-aren bigarren diseinua

Honako itxura du *Teeter Block 2*-k:



3.182. Irudia: *Teeter Block 2*

Teeter block 2-k gairidimentsionatu egin da errodamentuaren alojamenduan eta torlojuak balantzina lotzen duten beheko aldean. Gairidimentsionaketa horretako pisua konpentsatzeko bi zulo egin dira.

Gainontzeko parametroak esan bezala, berdin mantentzen dira.

Teeter Block 2-n bolumena ondokoa da Catia V5-aren arabera:

$$V_{Teeter\ Block\ 2} = 0,0007049\ m^3$$

3.202. Ekuazioa

Aluminioaren dentsitatea kg/m^3 -tan:

$$\rho = 2800\ kg/m^3$$

3.203. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Teeter\ Block2} = \rho * V_{Teeter\ Block2} = 2800\ \frac{kg}{m^3} * 0,0007049m^3 = 1,973kg$$

3.204. Ekuazioa

Eta bigarren modelu honen pisua, lehenengoaren antzekoa da piska bat pisutxuagoa dela esan daiteke.

3.19.4.1. Lehenengo karga *Teeter Block 2*-engan: Autojiroaren pisua

Beti bezala, Catia V5 Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

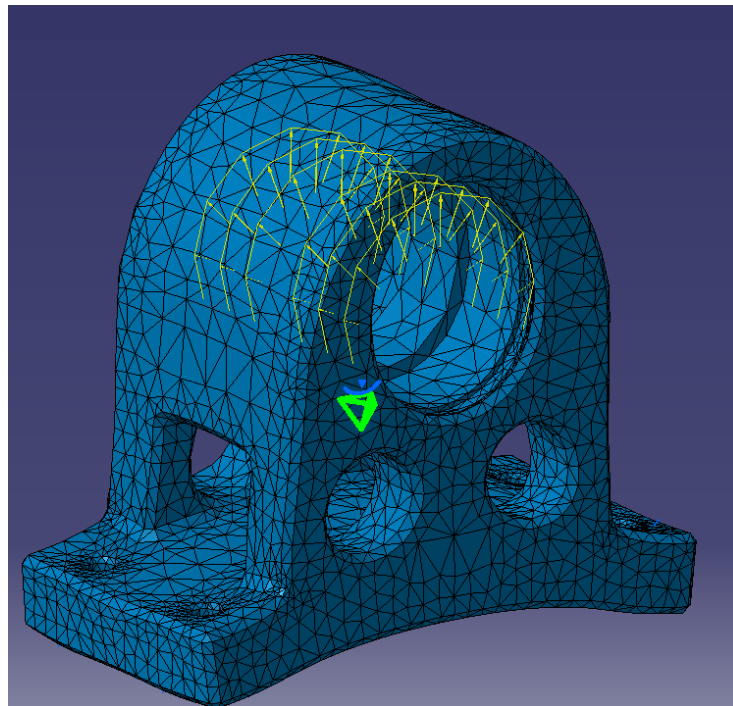
Kasu honetarako ondoko baloreak sartzen dira:

$$Elastizitate\ modulua = E = 72\ GPa$$

$$Poisson - en\ koefizientea = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{kg/m}^3$$

Pieza hau da Catia V5-ko Ansys-ean mallatuta:



3.183. Irudia: Teeter Block 2-a mallatuta

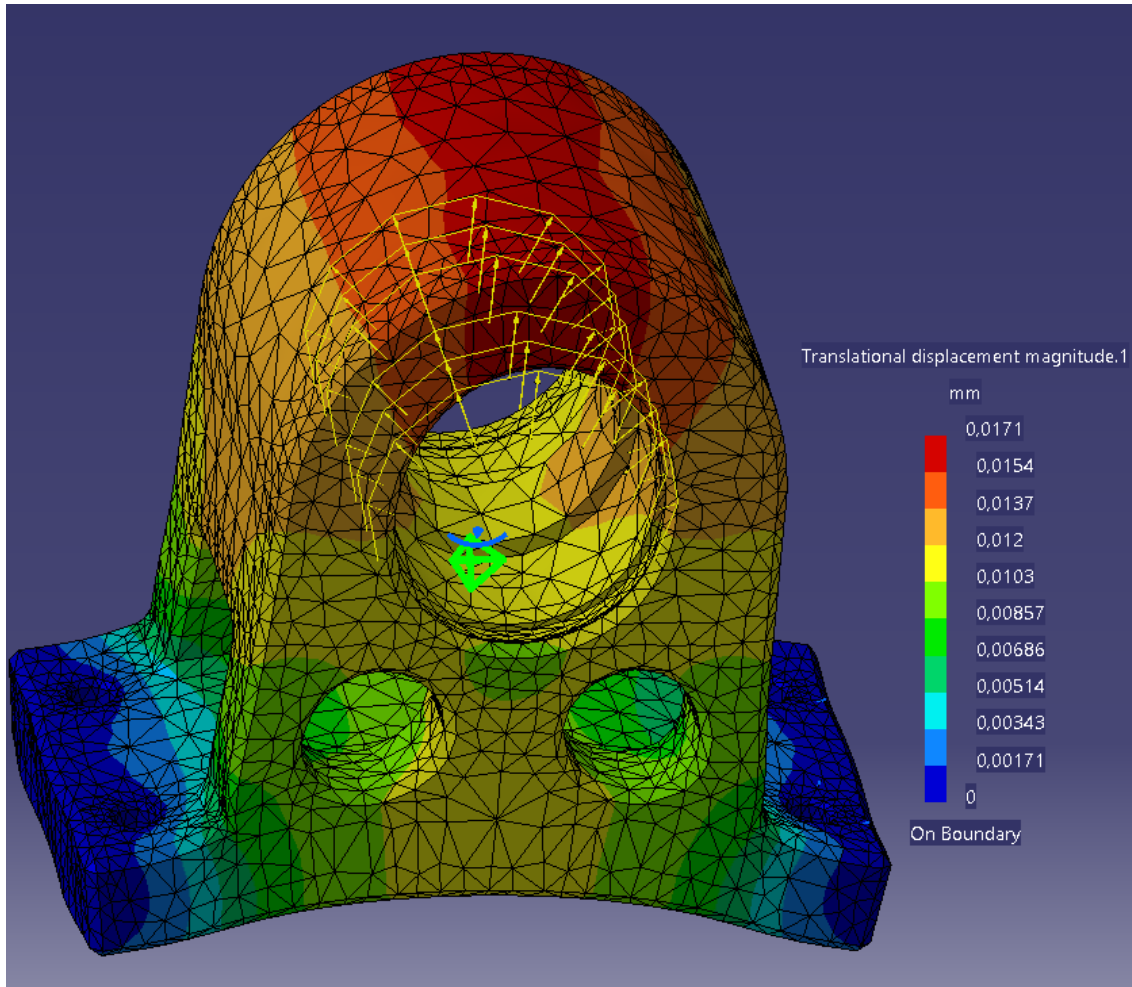
Behin pieza mallatuta dela, orain piezari finkapenak ezarri behar zaizkio eta ondoren kargak ezarri. Teeter Block-ak, errodamenduarengatik, karga maximoa hartuko du, lehenago kalkulaturako indar maximoarekin:

$$F_{Max.} = 12139,875 \text{ MPa}$$

3.205. Ekuazioa

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da programak horrela usten duelako, horrela errodamendua apoiatuko den azaleran karga era uniformeagoan banatzeko. Errodamendua apoiatzen den azaleran aplikatzen da karga.

Behin programak soluzioa ateratzen duenean, *Teeter Block 2*-aren desplazamenduak:



3.183. Irudia: *Teeter Block 2*-aren desplazamenduak

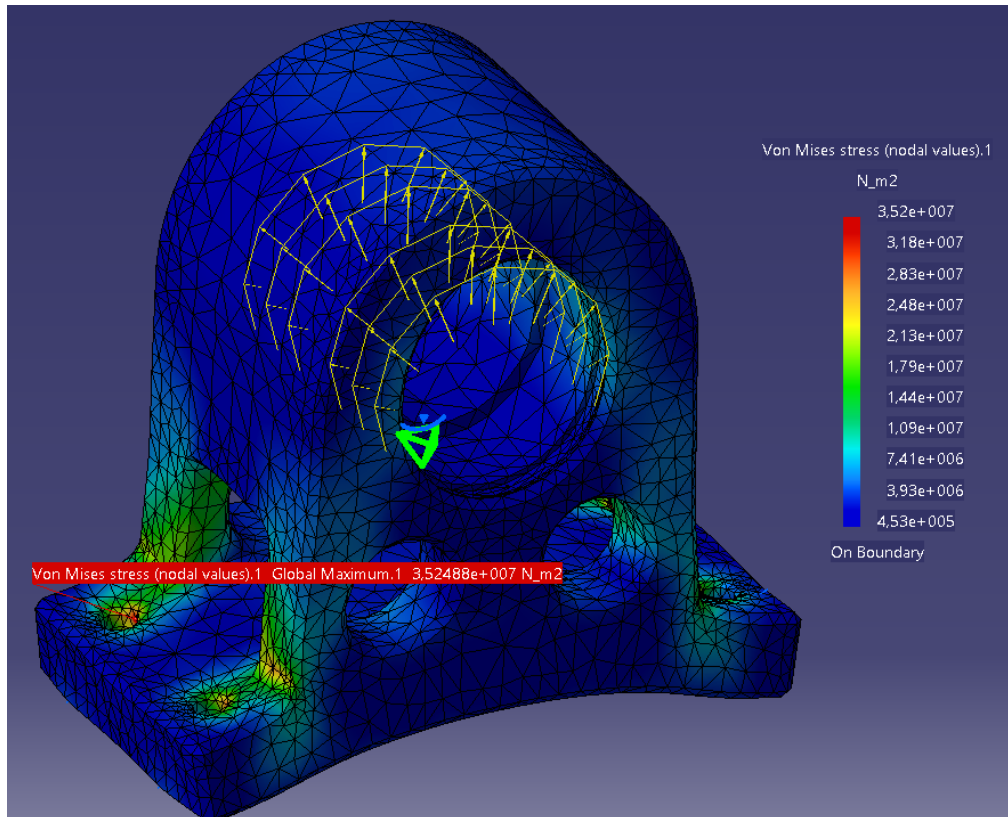
Ondoriozta daiteke, karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak direla, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,0171 mm-koa da; ia ezer ere ez.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da, kriterio hau baita errealitatera egokien amoldatzen dena, nahiz eta makinen diseinuan erabiltzen diren hutsegite teorietatik ez den kontserbakorra.

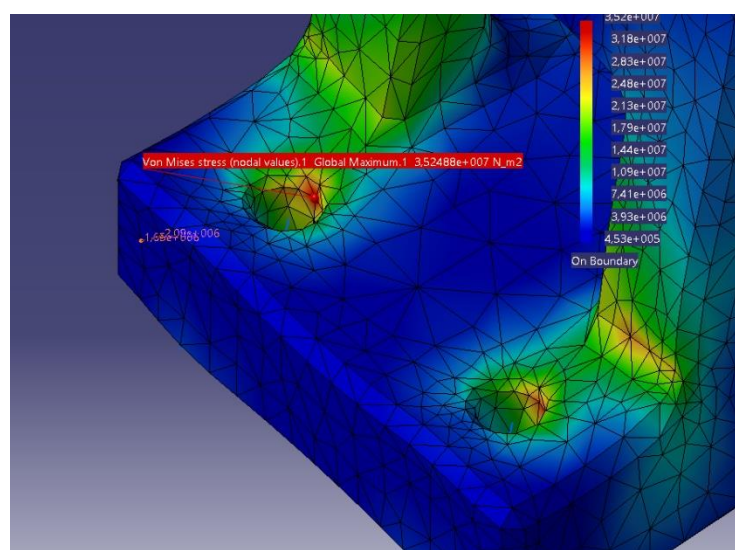
Soluzioa kalkulatu ondoren, tentsioen azterketak ondoko baloreak eskeintzen ditu Von Mises tentsioentzat, zeintzuk orain arte bezala diseinu ona izan dadin, segurtasun kriterioak bete beharko dituzten:

$$\sigma_{onar} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{500}{3} = 166,66MPa$$

3.206. Ekuazioa



3.184. Irudia:Teeter Block 2-engan Von Mises tentsioak



3.185. Irudia:Teeter Block 2-engan Von Mises tentsio maximoak

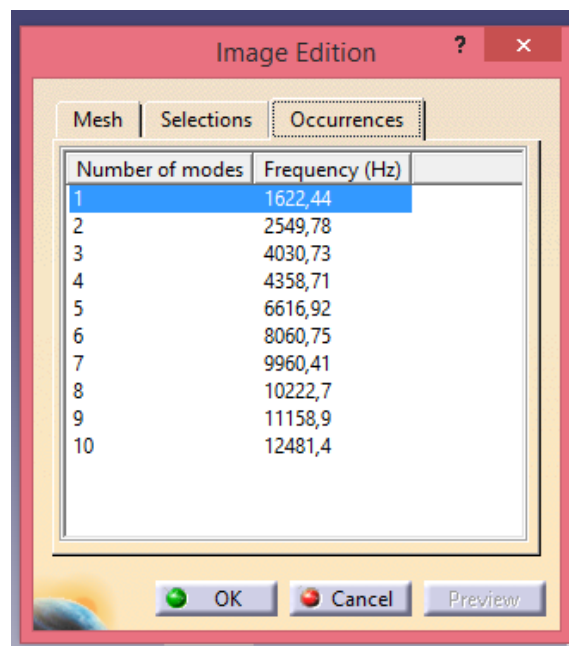
Oso tentsio txikiak ateratzen dira Teeter Block 2-arentzat, 35,24MPa-ko tentsioak hain zuzen, denak ere guztiz onargarriak, aurreko modeluan zeudenak baino askoz txikiagoak. Gainera, txikiak diren arren, ez daude aurrekoan bezala tentsio guneak kontzentratuak, baizik eta dispersio handiagoarekin daude eta hori diseinu hobe baten adierazle da.

Baldin eta Von Mises-en tentsio maximo horiek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badute, oraindik ere ondo jarraituko du lanean Teeter Block-ak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

3.19.4.2. Lehenengo karga Teeter Block 2-engan: Autojiroaren pisua eta kargaren eszitazio maiztasunak

Bigarren diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisia egitea.

Beraz, Teeter Block 2-arentzat, Catia V5 analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:

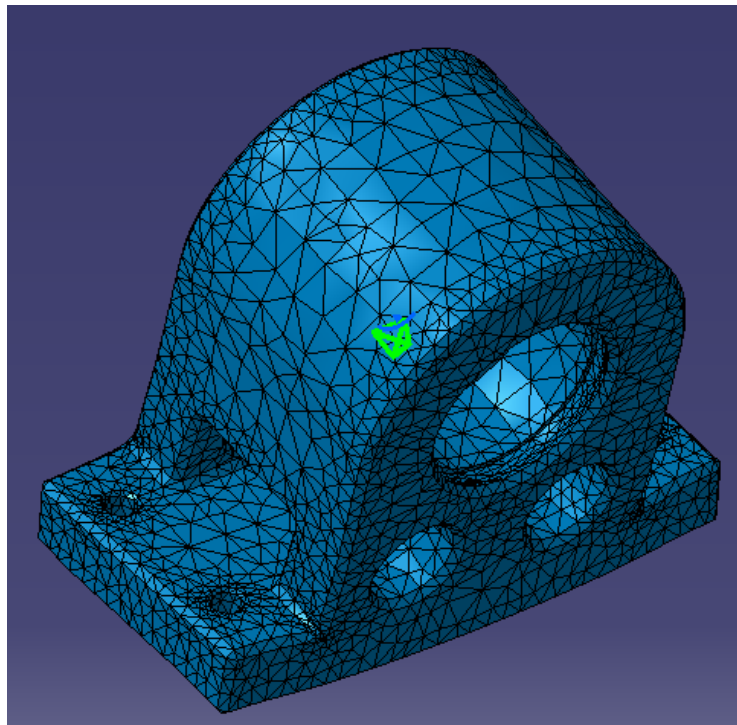


Number of modes	Frequency (Hz)
1	1622,44
2	2549,78
3	4030,73
4	4358,71
5	6616,92
6	8060,75
7	9960,41
8	10222,7
9	11158,9
10	12481,4

3.184. Irudia: Teeter Block 2-ren maiztasun naturalak

Ikus daitekenez, baldin eta segurtasunez aritu nahi bada, eszitazio maiztasuna oinarrizko maiztasunaren herena izan behar zen, eta *Teeter Block 2*-engan nodo txikiaren maiztasuna 1622,44 Hz-takoa, beraz erresonantzia arazorik ezta emango inolaz ere.

Hau delarik, bere lehenengo nodoaren desplazamendua:



3.185. Irudia: *Teeter Block 2*-aren lehenengo desplazamendua

3.19.5. Ondorioa

Zalantza gabe, bi modelu hauetatik, bat aukeratzekotan, *Teeter Block 2*-a aukeratu beharko litzateke, parametro onenak baititu, pisu aldetik apur bat pisutzuagoa izan arren, baina tentsioen aldetik eta desplazamendu aldetik balio hobek ematen ditu.

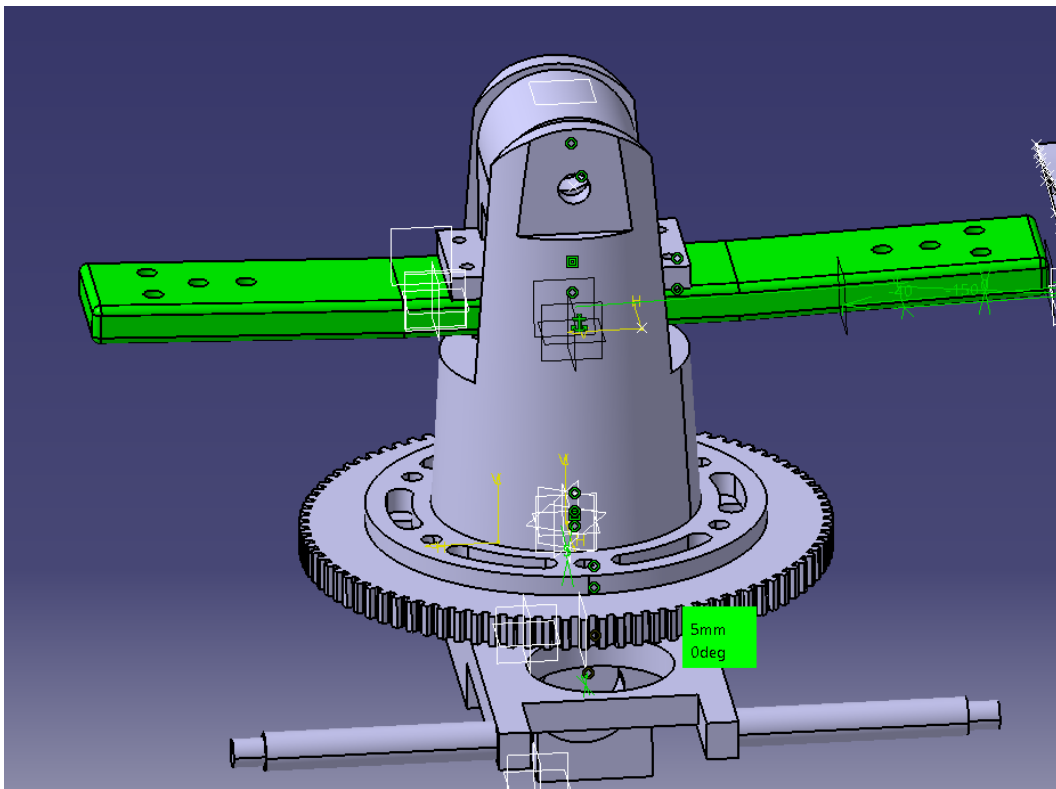
Maiztasunen aldetik, ez bata eta ez besteak, ez dute buruko min askorik ematen, izan ere, oso urruti daude, bien oinarrizko maiztasunak eszitazio maiztasunetatik, erresonantzia arriskurik ez dagoelarik.

Beraz, *Teeter Block 2*-a aukeratuko da hasiera batean.

3.20. Balantzinen kalkulua

Balantzina da autojiroan diseinatu beharreko elementuen artean karga latzenak jasotzen dituen elementua. Jasotzen dituen kargak, paletatik datozenak dira eta indar eta flexio desberdinak hartzen dute parte, ezarri beharreko karga hauengan. Gainera karga hauek, maiztasun jakin batera dihardute lanean, euren oinarrizko maiztasuna, 5 Hz-takoa delarik, eta balantzinak orain arte bezala ezarritako maiztasunekin sahiestu beharko ditu erresonantzia fenomenoak.

Bestalde, Teeter Block-arekin akoplatu behar da eta Teeter Stand-aren barnealdean artikulaturik biratu behar dute biek ere, ondoko eran:



3.186. Irudia

Horrela kargak jasotzeaz gain, diseinu mugapen batzuk ere bete beharko ditu. Dena dela, balantzinari dagokionez, ez da diseinu desberdinetarako aukera larregirik ere.

Bestalde, palek izaten duten sustentazio desberdintasunaren ondorioz, kargak guztiak ez dira konstanteak izango eta osagai alternoak izango dituzte. Karga egoera

honek, nekea estudiatzera behartzen gaitu. Palek duten sustentazio ahalmen desberdintasuna, 10 % ingurukoa izaten da eta balantzinarengan ere balore hori estudiatuko da.

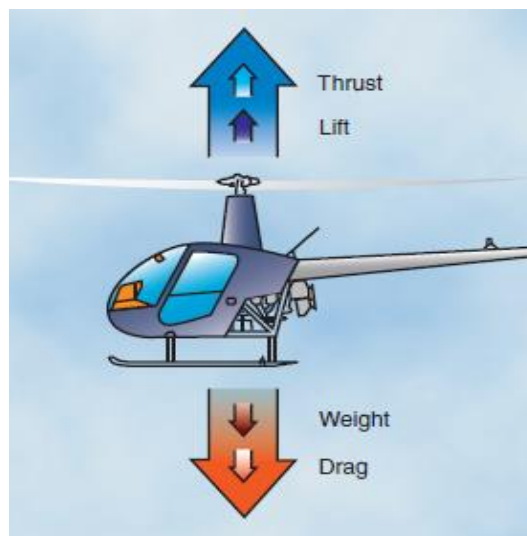
3.20.1. Balantzinaren gain ematen diren kargak

Autojiro baten hegaldian hainbat indar, momentu eta flexiok hartzen dute parte, gehienak palengan ematen direlarik. Puntu honetan aztertuko dira, agertzen diren indarren nondik norakoak.

Denak ere, hegaldiko momentuaren arabera, aldakorrak izango dira, pala bien artean sustentazio asimetriaren ondorioz emango diren konpentsazioak gauzatzeko. Paletatik igarota gero, errotore-buruarengan eragiten dute eta ondorioz baita bere elementu guztien gain ere. Ezagunak izan beharko dira, errotore-burua, jasan behar dituen kargen aurrean prestatzeko eta diseinatu ahal izateko.

Errotorea eta bera osatzen duten elementuak ezaugarritzeko, parte hartzen duten indar aldakor guztiak, indar nagusi bitan baneratu daitezkeela kontsidera daiteke, horrela kalkulu prozesua erraztuz.

Indar hauetariko bat, autojiroaren pisu guztiaren ondoriozko indarra da. Autojiroak eta hegaz egin behar duen edozein makinak, hegaz egiteko ezinbesteko baldintzatzat izango du, gutxienez, lurretik altxatzeko edota airean mantendu behar den masaren pisuak egiten duen indarraren hainako elebazio indarra izatea.



3.187. Irudia: Autojiroaren gaineko indarrak

$$Karga\ latzena_{Hegaz} = 2 * F_{sus_b} = 2 * F_{sus} = 4604,84\ N$$

3.206. Ekuazioa

Autojiroak, hegaz egiteko helizeak ematen dion aurrerapena behar du, eta aurrerapen honen **bultzada**, hegaldi on baterako, gutxienez, **autojiroaren pisuaren erdiaren bezain bestekoa** izan behar da.

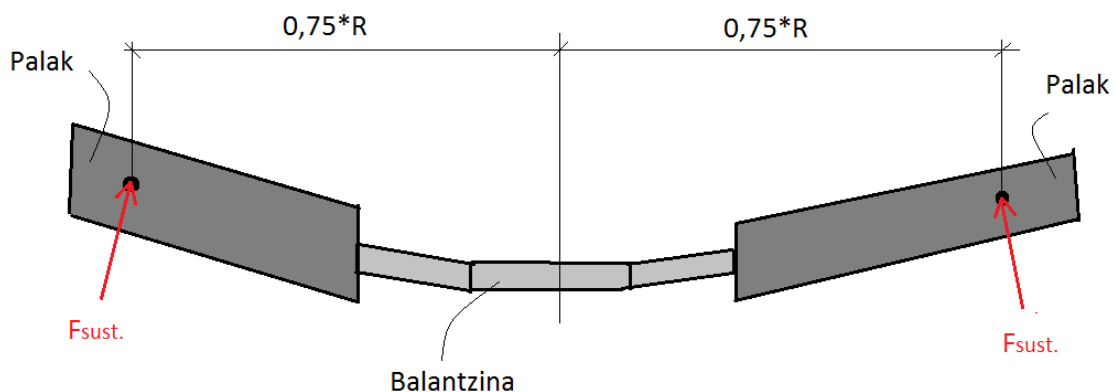
$$Karga\ erradial\ max.\ Hegaz = \frac{m_{Autojiro}}{2} * 9.81 = 2207,25\ N$$

3.207. Ekuazioa

3.20.1.1. Sustentazio-indarra

Sustentazio indarrak errore diskoaren erradioaren 75%-ra ematen dira eta paletan ematen den arren erresultantea, balantzinen muturretan ere momentu makurtzaileak agertuko dira indar hauen ondorioz eta balantzinen muturrek jasan beharko dituzte. Sustentazio indarrek sortzen dituzten momentuak errore diskoaren erdialdera dagoen distantziaren menpekoak izango dira, distantzia hazten den heinean eurak ere hasiz. Memorian aipatu den bezala, sustentazio indarra, paletatik igarotzen den aire erlatiboaren fluxuarekiko perpendikularra da.

Honela ematen da indarra:



3.188. Irudia: Sustentazio-indarra

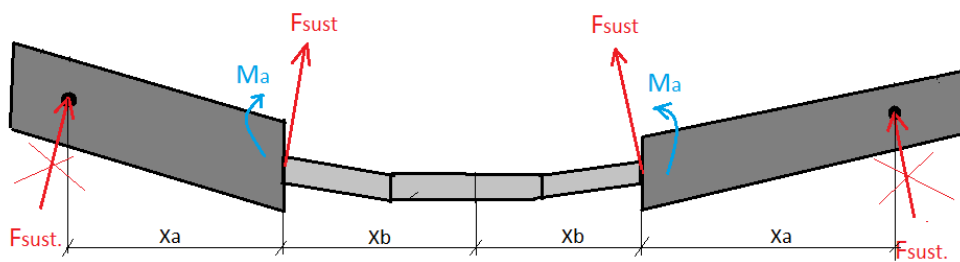
Sustentazio indar hau paletatik balantzinerara eraman behar da eta horretarako zenbait distantzia aintzat hartu behar dira, hala nola, sustentazio erresultantea ematen

den puntutik balantzaren muturrera arteko lehenik, eta geroago mutur horretatik balantzaren erdialdera dagoen distantzia.

Lehenengo distantzia aintzat hartuta, M_a momentua atera daiteke, zeinak balantzaren muturra flexatuko duen, muturrean F_{sust} indarra eta momentu hori geldituko direlarik, ondoko balioarekin:

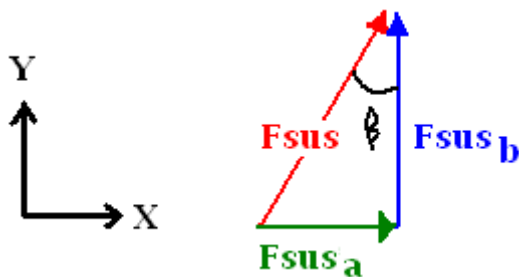
$$M_a = F_{sust} \cdot X_a$$

3.208. Ekuazioa



3.189. Irudia: Balantzaren muturretako erreakzioak sustentazio indarrarengatik

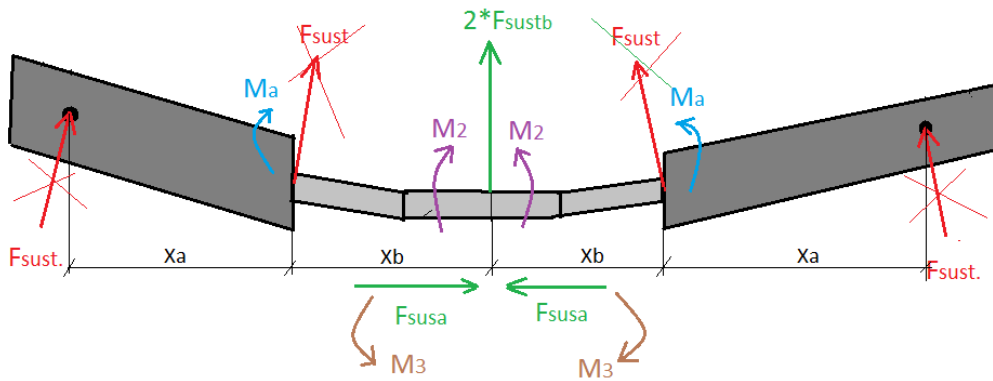
F_{sust} indar horiek, deskonposatu egin behar dira x eta y ardatzetan, ondoren balantzaren erdialdera eramateko:



$$F_{sust} \begin{cases} F_{sust_b} = F_{sust} \cdot \cos\beta \\ F_{sust_a} = F_{sust} \cdot \sin\beta \end{cases} = \begin{cases} F_{sust_b} = F_{sust} \cdot \cos 3^\circ \\ F_{sust_a} = F_{sust} \cdot \sin 3^\circ \end{cases}$$

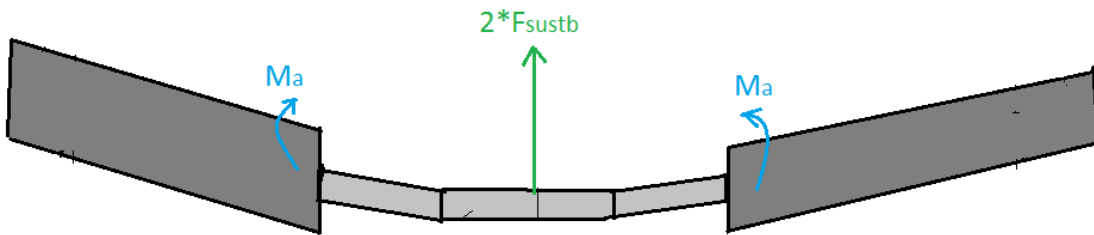
3.170. Irudia: Sustentazio indarraren deskonposaketa

Indar hauek balantzaren erdialdera eramane behar dira, Jesus Bolt-aren parera. Hemen, pala bietatik datozen indar bertikalen osagaiak batu egiten dira, eta aitzitik, osagai horizontalak elkar anulatatu. X_b distantziaren bitartez ateratako momentuak, hau da, M_2 eta M_3 hain zuzen ere, elkar anulatzen dira irudian ikus daitekeen lez:



3.171. Irudia: Paletatik balantzinerako transmisioa

Azkenean, balantzinak eragin hauek jasaten ditu sustentazio-indarraren ondorioz:



3.172. Irudia: Sustentazioaren eragina balantzinarengan

Goranzko indarra, balantzinetik Teeter Block-era transmititzen da, eta hemendik Jesus Bolt-ari transmititzen zaio, azkenean honek jasan beharko duelarik sustentazio indarraren goranzko bultzada, ebakitzaile hutsean lan eginez. Elebazio indar hau izango da autojiroaren pisuari kontrajarriko zaiona. Momentuek lehen esan bezala, balantzina apurbat makurtzera joko dute, nahiz eta hau geroago ikusiko den moduan, indar zentrifugoaren eraginez ere, berez-berez flexatuko den.

$2 \cdot F_{SustB}$ indarraren balioa, autojiroak bere masa guztiarengatik izango duen beheranzko indarraren berdina izango da, hau baita, hegaz egiteko ezinbesteko baldintza.

Behin $2 \cdot F_{SustB}$ balioa ezagututa aurreko ekuazioetako sustentazioaren osagai desberdinen eta momentu makurtzaileen balioak ere atera daitezke:

$$F_{sust} = \frac{F_{Sustb}}{\cos 3^\circ} = \frac{4604,84 \text{ N}}{\cos 2^\circ} = 4607,64 \text{ N}$$

3.209.Ekuazioa

Eta hemendik sustentazio indarraren osagai horizontalaren balioa atera daiteke:

$$F_{sust_a} = F_{sust} * \sin 2^\circ = 4604,84 \text{ N} * \sin 2^\circ = 160,70 \text{ N}$$

3.210. Ekuazioa

X_a distantzia atera ondoren:

$$X_a = 0,75 * R - \frac{L_{Balantzina}}{2} = (0,75 * 4,2 \text{ m}) - \frac{0,6 \text{ m}}{2} = 2,85 \text{ m}$$

3.211. Ekuazioa

Eta balio honetatik M_a momentua atera daiteke jada:

$$M_a = F_{sust} * X_a = 4604,84 \text{ N} * 2,85 \text{ m} = 13123,80 \text{ Nm}$$

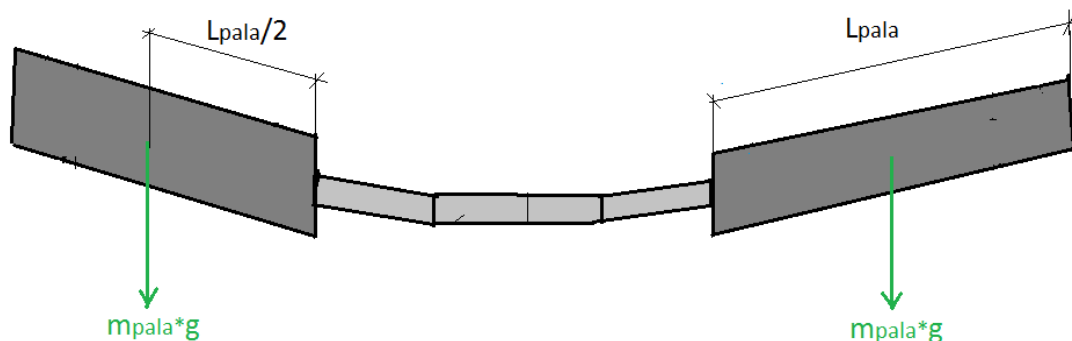
3.212. Ekuazioa

Hauek gero deformazioen atalean aztertu beharko dira.

3.20.1.2. Palen pisua

Palak hegazean, gorantza tenkatuta egongo dira sustentazio indar eta indar zentrifugoaren ondorioz, baina beti ere, euren pisu propioa izango dute beheranzko indar bezala eragiten. Dena dela, indar hau aurreko ataleko autojiroaren pisuaren indarraren barnean kontuan hartuta dago dagoeneko, baina bere jatorria azaldu behar da.

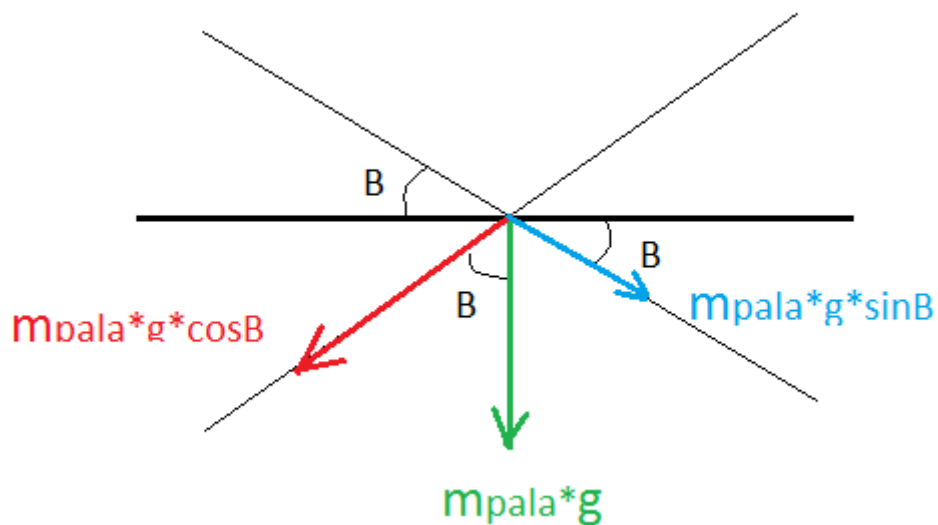
Palen pisua, beraien grabitate-zentruan ematen da, hots, beraien luzeraren erdiko puntuan:



3.173. Irudia: Palen pisuak

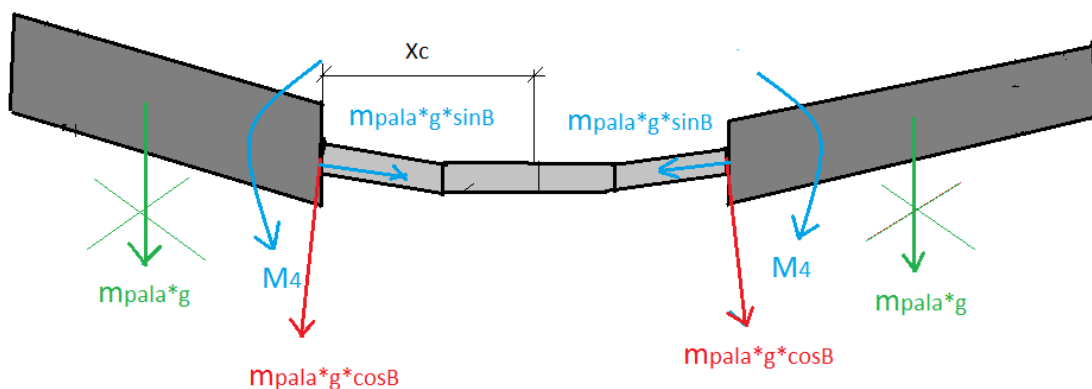
Palen pisuaren norabidea ez da sustentazio indarren bezala palarekiko perpendikularra, baizik eta bertikala, grabitate-indarra den legez.

Indar hau, gainontzekoak bezala, balantzinaren muturretara eraman behar da dagokion momentuarekin, baina lehenik osagai desberdinetan deskonposatu behar da:



3.174 Irudia: Palen pisuaren deskonposaketa

Horrela, jada indarrok edukita eraman daitezke balantzinaren muturretara:



3.175. Irudia: Balantzinaren muturretako kargak

Balantzinaren muturretan, palen pisuen osagai biak agertuko dira, baita M_4 momentua ere, pisua balantzinaren muturretara ekartzearen ondoriozkoa den eta zeinaren balioa hurrengoa den:

$$M_4 = M_{Pala} \cdot g \cdot \frac{L_{Pala}}{2} = 18,9 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{4,2 \text{ m}}{2} = 389,35 \text{ Nm}$$

3.213. Ekuazioa

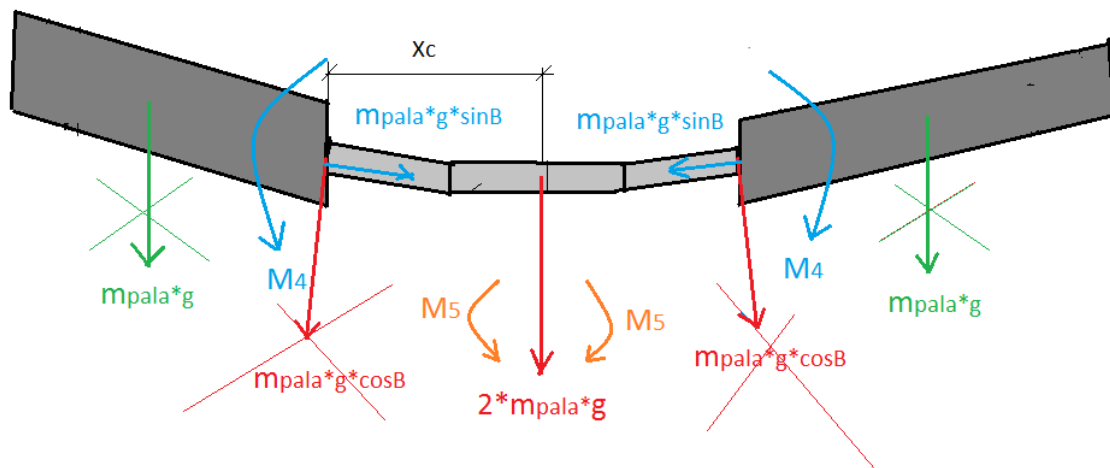
Pisuaren osagai horizontalek, $M_{Pala} \cdot g \cdot \sin \beta$ -k bere hegaletatik balantzina konprimatzera joko dute balio honekin. Aldiz, osagai bertikalek balantzina makurtzen ahaleginduko dira, M_4 momentuarekin batera, hurrengo balioekin:

$$M_{Pala} \cdot n \cdot \sin \beta = 18,9 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 2 = 6,47 \text{ N}$$

$$M_{Pala} \cdot n \cdot \cos \beta = 18,9 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos 2 = 185,30 \text{ N}$$

3.214. Ekuazioa

Eragin guzti hauek, balantzinaren zentrora eraman daitezke, hemen ere M_5 momentuak agertuko direlarik, baina elkar anulatuko dira. Azkenean ondoko eraginak geratuko direlarik balantzinaren gain:

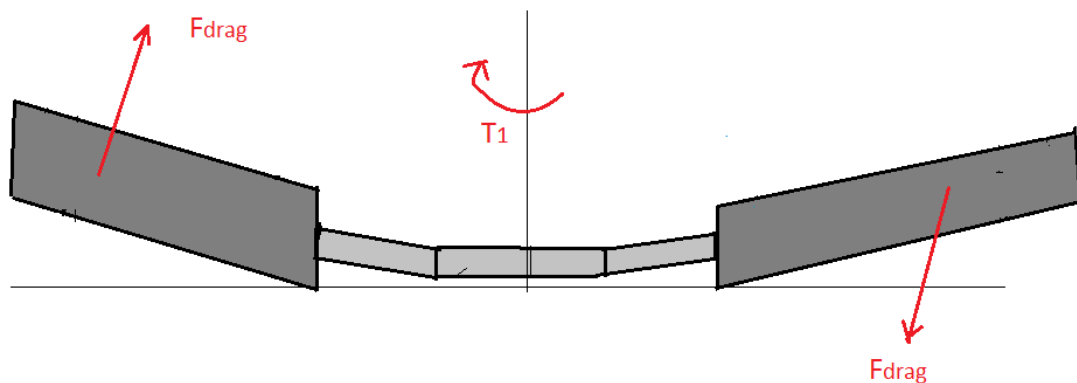


3.176. Irudia: Balantzinako kargak

Beharrezko indarra, palen pisuena, jada autojiroaren pisu osoan barneratuta dago. Orduan balantzinean deformazioen atalerako aztertu beharreko kargak konpresio indarrak eta M_4 momentuak izango dira.

3.20.1.3. Erresistentzi indarrak

Autojiroa hegaz ari denean, palek zeharkatzen dituzten aire-fluxuek erresistentzi-indarrak eragiten dituzte palengan, neurri txikian bada ere, palen biraketa zertxobait oztopatuz. Indar hauen erresultantea, errore diskoaren erradioaren 75 %-ra gauzatzen da, sustentazio-indarrarena bezala.



3.177. Irudia: T_1 tortsorea, mugimenduaren aurkakoa

Aurreko indarrekin bezala jokatuz, karga hauek balantzinera eramatean, tortsio bat geratzen da azkenean, errorearen inguruan. Tortsio honek soilik oztopo bat jartzen du errorearen biraketan, baina hain txikia izaten da.

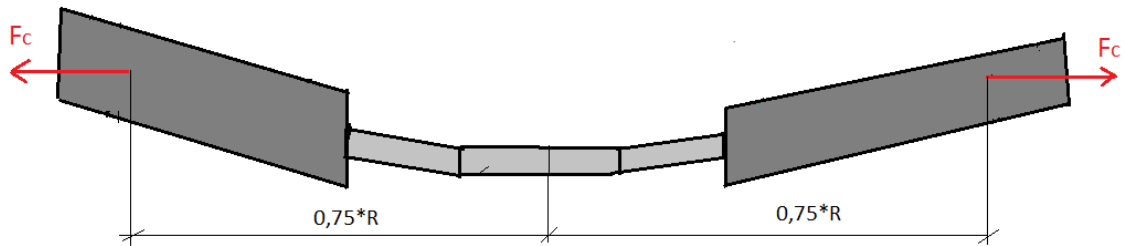
$$T_1 = 2F_{drag} * x = 2 * 109,94 * 3,45 = 758,59Nm$$

3.215. Ekuazioa

3.20.1.4. Paletako indar zentrifugoa

Biraketaren ondorioz agertzen den indar honen balioa zentroarekiko distantziaren arabera aldatzen da palaren puntu bakoitzarentzat, alegia, palaren puntan handiagoa izango da indar zentrifugoa palaren erdialdean baino.

Kontsidera daiteke indar zentrifugoaren erresultanteak, sustentazio indarraren erresultantearen aplikazio puntuarekin kointziditzen duela; palaren $0,75 * R$ -ra, bertatik eraman beharko direlarik balantzinera indarrak.



3.178. Irudia: Balantzina indar zentrifugoekin

- Indar zentrifugoaren balioaren determinazioa-

Indar zentrifugoaren balioa, zentruarekiko distantziaren arabera da, bere balioa aldatu egiten delarik errore diskoaren erdigunetik urundu ahala.

Izatez, hau da indar zentrifugoa ateratzeko formula edozein distantziarako:

$$F_C = m_{patak} * r * w^2$$

3.216.Ekuazioa

Non m_{patak} [kg]-tan, r [m]-tan eta w^2 [$\frac{rad^2}{s^2}$]-tan jarri behar diren. Erresultante hau, esan bezala, errore-diskoaren $0,75*R$ distantziara ematen da. Baldin eta pala bakoitzaren pisua ondokoa bada:

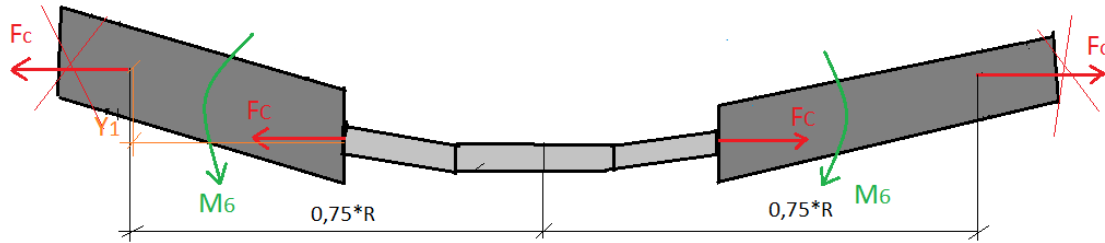
$$m_{pala} = 18,9 \text{ [kg]}$$

Orduan indar zentrifugoaren balioa, kontsideratuz $w=388,17$ rpm-tara dabilela biraka errorea eta gure palen erradioa $R=4,2$ m-koa dela:

$$F_C = m_{patak} * r * w^2 = 18,9 \text{ kg} * (0,75 * 4,2\text{m}) * (40,65 \frac{rad}{s})^2 = 98376,97 \text{ N}$$

3.217. Ekuazioa

Indar honek, esan bezala, erresultantea errore diskoaren %75-ra du, eta hemendik balantzinen muturretara eraman beharko da, dagokion momentuarekin. Horretarako, y_1 distantzia kontuan izan beharko da:



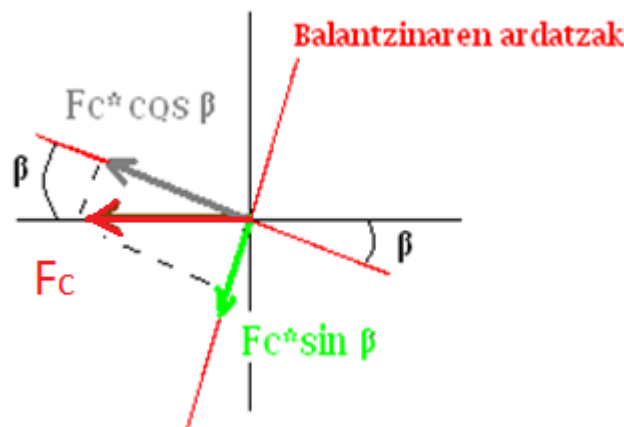
3.179. Irudia: Indar zentrifugoaren eragina balantzinean

Agertzen den momentuak, ondorengo balioa izango du eta balantzinarekin muturrak makurtzera joko du, bere eragina aztertu beharko delarik:

$$M_6 = F_c \cdot y_1 = 98376,97 \text{ N} \cdot \left(\frac{4,2 \text{ m} \cdot 0,75}{\cos 2^\circ} \cdot \sin 2^\circ \right) = 10821,50 \text{ Nm}$$

3.217. Ekuazioa

Bestalde, balantzinarekin muturrean geratzen den F_c indarra, osagai desberdinetan deskonposa daiteke:

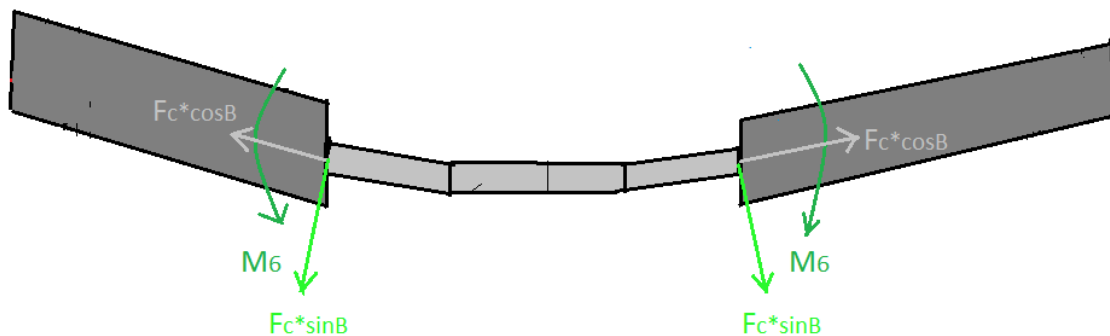


3.180. Irudia: Indar zentrifugoaren deskonposaketa

Indar zentrifugoa, zeina horizontala den, balantzinarekin ardatzetan deskonposa daiteke.

Kosinudun osagaia, balantzina bere ardatz longitudinalean trakzionatzen saiatuko da, zeinaren luzapena aztertu beharko den. Aitzitik sinudun osagaia,

M_6 momentuarekin batera balantzina makurtzen saiatuko da beherantza, eta hau ere aztertu beharko da.



3.181. Irudia: Indar zentrifugoaren eragina balantzinean

Horrela, indar horien balioak:

$$F_c \cdot \sin \beta = 98376,97 \text{ N} \cdot \sin 2^\circ = 3433,30 \text{ N}$$

$$F_c \cdot \cos \beta = 98376,97 \text{ N} \cdot \cos 2^\circ = 98317,04 \text{ N}$$

3.218. Ekuazioa

3.20.1.5. Indar erresultanteak

Indar guzti hauek erresultante batzuk utziko dizkigute euren artean batzean dagokien norabideetan eta dagokien ikurrekin:

- Balantzinaaren muturreko aupegiarekiko paralelo diren indarrak

Hauen artean sustentazio indarra dago, goranzkoa eta 4607,64N ingurukoa. Palen pisuak ere partehartzen du, bere kosinudun osagaiarekin 370,6 N-ko balioa duelarik beherantza ordea.

Paletako indar zentrifugoaren ondorioz bere osagaietako bat ere indar hauen norabidean ematen da, beherantza, sinudun aldagaia delarik, 3433,30 N-eko balioarekin. Orduan, indarren batuketa eginez:

$$F_{Gorantza} = 804,34 \text{ N} (\uparrow)$$

- Balantzinaaren muturretako aurpegiak trakzionatzen/konprimatzen

Balantzina bere muturretan trakzionatzen arituko den indar nagusia, indar zentrifugoaren kosinu osagaia izango da, 98317,09 N-eko indarrarekin. Palen pisuaren osagaietako bat, sinuarena, kontrakoa egiten saiatuko da, konprimatzen baina, mesprezagarria da, ia 7 N-ko balioa baitu. Orduan:

$$F_{Trakzio} = 98310 \text{ N}$$

- Balantzinaren muturrak flexionatzen saiatzen diren pareak

Badira zenbait momentu, handiena sustentazioak eragindakoa delarik erloju orratzen alde, 13123,80 Nm ingurukoa. Kontrajartzen zaiona, indar zentrifugoaren eragindakoa da 10821,50 Nm –ko balioarekin. Honek, pisuaren momentuaren eragina ere badu, baina ez da besteen hainakoa, 389,35 Nm baino ez dituelako. Hiruen arteko batura egitean, erloju orratzen norantzan geratzen da momentua:

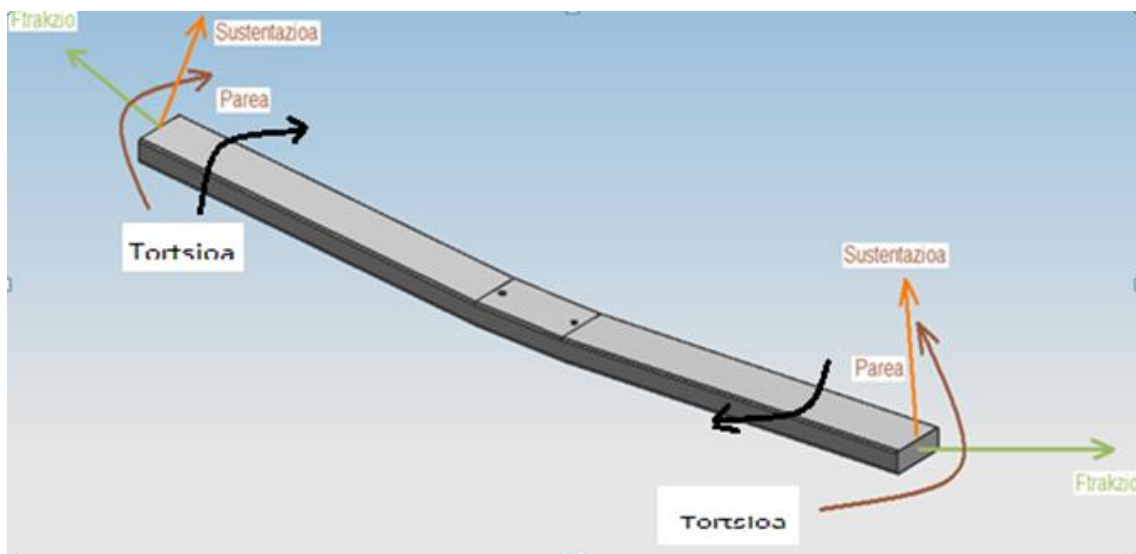
$$M_{Balantzin} = 1912 \text{ Nm}$$

- Balantzinaren muturrak tortsionatzen saiatzen diren momentua

Erresistentzia indarrak sortzen duen tortsioa: 758,59Nm.

$$T_{Balantzin} = 758,59 \text{ Nm}$$

Orduan ondoko kanpo eraginak geratuko dira piezaren gain aztertzeke:



3.182. Irudia: Balantzinaren gaineko eraginak

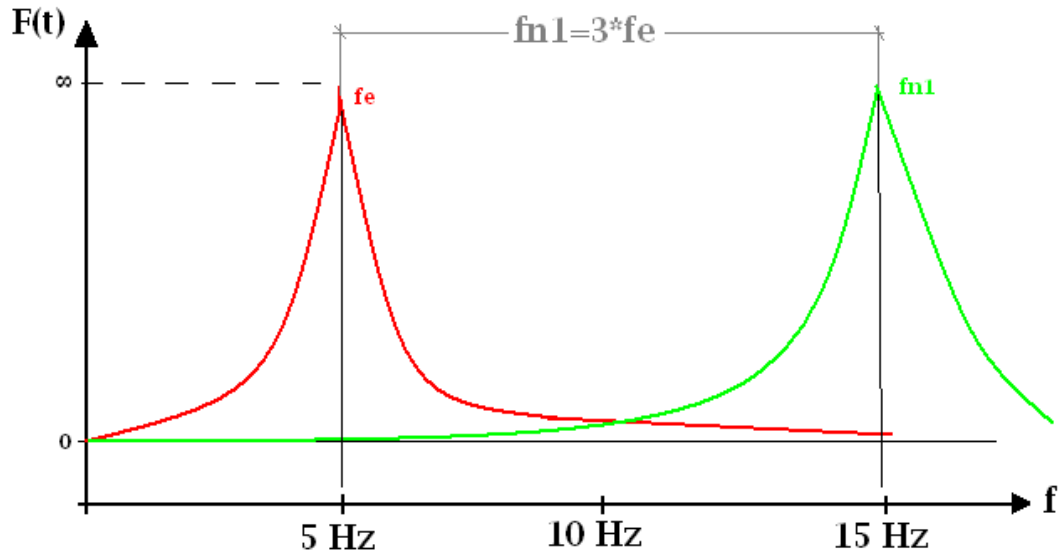
Karga hauek hegazean denak batera emango dira palen eta balantzinaren gain, beraz denek batera sortzen duten egoera tentsionala, maiztasunak eta deformazioak aztertu beharko dira balantzinaren gain, aurrez ateratako balioekin.

3.20.2. Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenetan eta batik bat euren oinarrizko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.

Pieza hau eszitatuko duen oinarrizko maiztasuna 5 Hz-takoa da esan bezala, eta erresonantzia ekiditeko, piezaren oinarrizko maiztasunak ezin du inolaz ere eszitazio maiztasun honen balioarekin kointziditu edota oso hurbil egon. Izan ere, erresonantzia fenomenoaren ematen bada, tentsioak infinitora hurbil daitezke eta pieza bere jardueran erabat puskatu.

Diseinua ona eta segurtasunezkoa izan dadin, piezaren maiztasun natural baxuena, eszitazio maiztasuna baino handiagoa izan behar da neurri jakin batean. Hain zuzen ere, hiru aldiz handiagoa izan behar da piezaren oinarrizko maiztasuna eszitazio maiztasunaren aldean. Horrela pieza eszitatuko duen maiztasuna 5 Hz bada normalean, bere oinarrizko maiztasunak 15 Hz ingurukoa izan behar du:

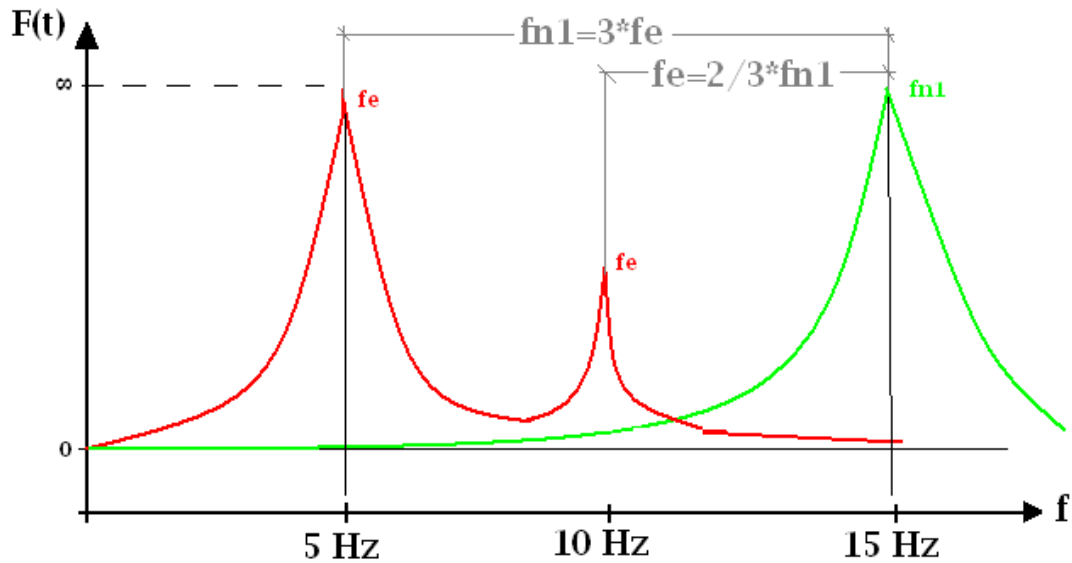


fn1: Oinarizko maiztasuna

fe: eszitazio maiztasuna

3.183. Irudia: Maiztasunen grafikak

Bestalde, autojiroaren errotorea 300 rpm baino biraketa abiadura handiagoetara ibil daiteke eta eszitazio maiztasun handiagoak ere sortu ditzake, beraz alderdi hau ere kontuan hartu beharko da neurri batean. Eszitazio maiztasun honek harmonikoak sortu ditzake beste maiztasun batzuetan eta erresonantzia era berdinean gauza daiteke, hori dela eta aintzat hartu behar da hau ere:



fn1: Oinarritzko maiztasuna

fe: eszitazio maiztasuna

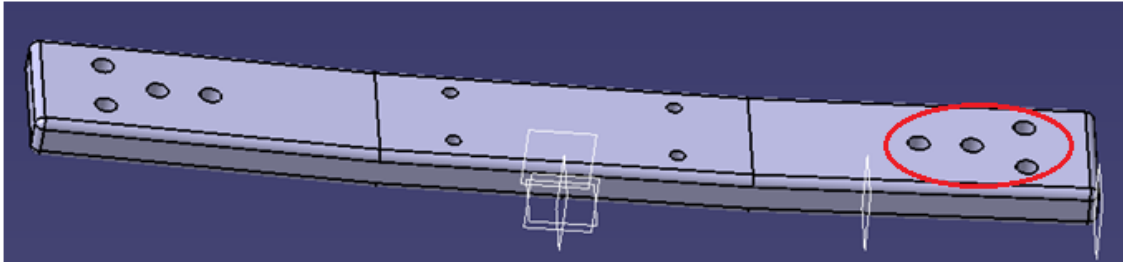
3.184. Irudia: Maiztasunen grafikak

Hori dela eta, oinarritzko maiztasunaren $2/3$ -ko baliora, beste maximo bat eman daitekeela kontsideratuko da, alegia 10 Hz-tara beste maximo bat eman daitekeela suposatuko da, baldin eta oinarritzko maiztasun minimotzat 15 Hz hartzen badugu.

Hortik goragoko balioak lortu ezker piezetan, segurtasun-tarte batekin arituko ginateke jada lanean, eta helburutzat normala den bezala, segurtasun-tarte hori ahalik eta handiena izatea eduki behar da. Orduan, karga nagusi bientzako berdina izango da oinarritzko modo eta maiztasun naturalen azterketa, biek eszitazio maiztasun berbera dutelako.

3.20.3.Balantzinaren lotura torlojuak xafletara:

Kalkulatutako indarrak eta momentuak torlojuetako loturetan eragingo dute. Lau torloju erabiliko direla erabaki da eta torloju diametroa erabaki behar da. Torlojuak jasan beharreko indar handiena, indar zentrifugoarena da zeinak indar ebakitzaila den.



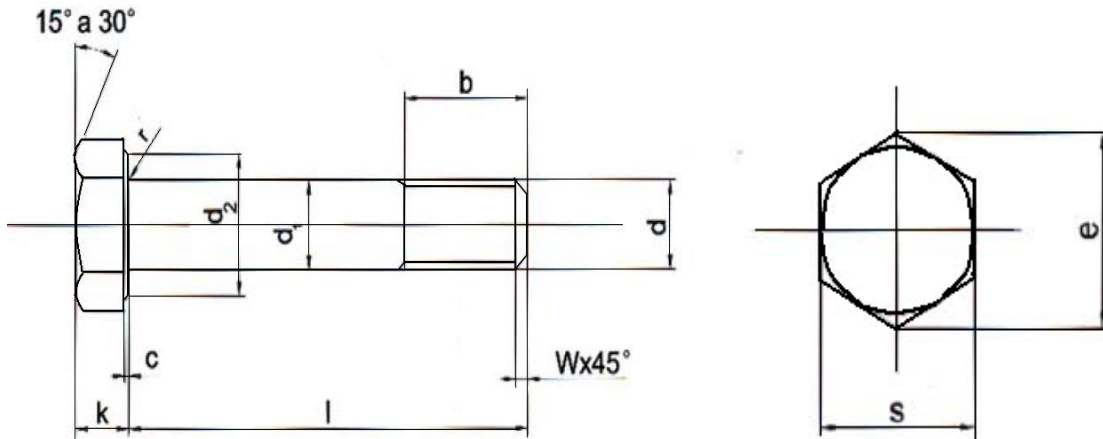
3.185.Irudia:balantzina eta palen xafletara arteko lotura

Erabilitako kalitatea 8.8, fluentzia tentsioa 640 N/mm^2 eta ebakitzaila $\tau = 320 \text{ kg/cm}^2$.

3.20.3.1.Bernoen kalkulua

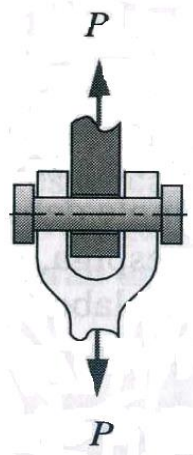
VITI A TESTA ESAGONALE PARZ. FILETTATA
HEXAGON BOLTS
SECHSKANTSCHRAUBEN MIT SCHAFT
VIS EXAGONALE (OU SIX PANS) (H)
TE UNI 5737 - DIN 931

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d:	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
b (<125)	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	30
e min.	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,90	21,10	24,49	26,75	33,53
k	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
d ₁	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	28,2
c	0,27	0,27	0,32	0,32	0,37	0,37	0,37	0,37	0,5	0,5
r	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8
w	0,5	0,8	1	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5
l max	30	50	60	140	140	140	140	140	140	140



3.186. Irudia: DIN 931 Bero hexagonalak

Torlojuek jasandako indarra:



3.187. Irudia: Palaren lotura ebakitzaille bikoitzera

Lerro neutroan emango litzatekeen **esfortzu ebakitzaille maximo** hori ondoko formularen bitartez atera daiteke:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A}$$

3.218. Ekuazioa

Non:

*V → Sekzioan ematen den indar ebakitzaillea. Ebakitzaille bikoitza den kasuetan

V=P/2 delarik. Kasu honetan, P autojiroaren pisua da. [N]

*A → Sekzioaren azalera zirkularra [mm²]

<p>TITANIO Grado 5 CA (Ti 6Al 4V) Limite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>TITANIO Grado 2 (Puro) Limite elástico 275 MPa Resistencia tracción 345 MPa Densidad 4,51 gr/cm³</p>
<p>TITANIO Grado 5 (Ti 6Al4V) Limite elástico 827 MPa Resistencia tracción 900 MPa Densidad 4,43 gr/cm³</p>	<p>ALUMINIO 7075 (Ergal) Limite elástico 470 MPa Resistencia tracción 540 MPa Densidad 2,80 gr/cm³</p>

TITANIO Grado 5 CA	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos y normativa vigentes en la industria aeronáutica.
TITANIO Grado 5	Aleación de titanio (6Al4V), de alta resistencia mecánica. Fabricado con procedimientos convencionales, mecanizado, torno, fresa...
TITANIO Grado 2	Titanio puro, de moderada resistencia mecánica. Tornillos adecuado para infinidad de aplicaciones. Su principal característica es su resistencia a la corrosión y a las altas temperaturas. Utilizado en aplicaciones industriales.
ALUMINIO 7075	Aleación de aluminio denominada ergal, de moderada resistencia mecánica. Su bajo peso es su principal característica.

3.187. Irudia: Bernoen materialaren oinarritzko propietateak

Gorritz inguratutako Gr.5CA ikurrak, “5. Mailakoa” dela adierazten du, alegia, beharrezkoak diren propietateak dituen: 10% luzapen portzentaia, 827 MPa-ko limite elastikoa, 4430 kg/m³-ko dentsitatea, 900 MPa arteko haustura tentsioa trakziora...

Katalogoan, balore zehatzagoak ere agertzen dira erabiliko den titanio aleazioarentzako:

Propiedades del TITANIO (cuatro aleaciones más representativas)		LOWDE TITANIUM					
Denominación	Composición	Resistencia a la tracción (MPa)	Limite elástico (MPa)	Ductilidad (alargamiento)	Dureza	Soldabilidad	Resistividad eléctrica (μΩm)
Ti grado 2	Ti Fe 0.30 O 0.25 (comercial puro)	345	275	20 %	82 HRB	Excelente	0,56
Ti grado 5	Ti 6Al 4V	896	827	10 %	33 HRB	Muy buena	1,67
Ti grado 19	Ti3Al8V6Cr4Zr4Mo (βeta C)	793	759	15 %	45 HRB	Regular	1,55
Ti 6246	Ti6Al2Sn4Zr6Mo	1172	1103	10 %	39 HRB	Limitada	2

3.188. Irudia: Titanioaren propietate fisiko eta mekanikoak

Datuak:

$$F(\text{trakziora}) = 98310N$$

Lau torloju jartzen badira beraien diametroa;

$$F_{Torloju} = \frac{98310/2}{4} = 12288,75N$$

3.219.Ekuazioa

$$\tau_{torloju} = \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} = \frac{640/2}{3} = 106,66MPa$$

3.220.Ekuazioa

$$A_{tor} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot \tau_{max}} = \frac{4 * 12288,75N}{3 * 106,66MPa} = 153,61mm^2$$

3.221.Ekuazioa

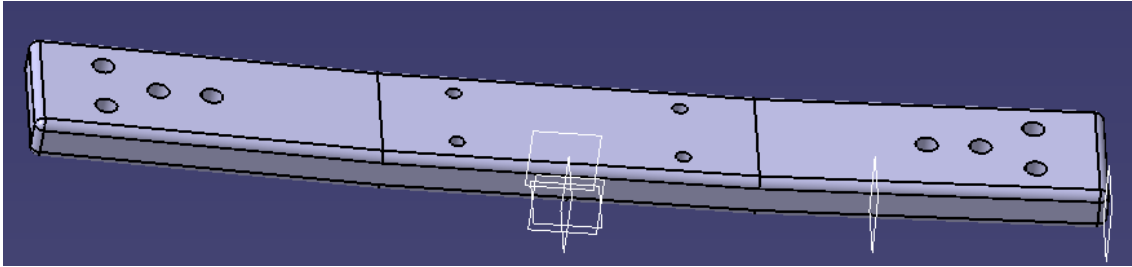
$$A_{torloj} = \frac{\pi}{4} * d_{torlo}^2 \rightarrow d_{torlo} = \sqrt{\frac{4 * 136,64}{\pi}} = 13,98mm$$

3.222.Ekuazioa

M14 torlojuak erabiliko dira. kalkulua autojiroaren egoera latzenean kalkulatu da. Egoera horretan kasu puntualen batean iritziko da.

3.20.4. Balantzinaren lehenengo diseinua

Balantzinaren lehenengo diseinua hurrengoa da:



3.189. Irudia: *Balantzina 1*

Balantzin honen egitura sinplea da, inongo misterio gabea. Muturrak horizontalarekiko 2° inklinatuta ditu jada, paletan ematen diren flexioak jasangarriagoak egiteko, baina irudian ikus daitezkeen bezala, badu Teeter Block-arekin lotzeko, 210 mm zabalerako zati horizontal bat ere. Teeter Block-arekin finkapena M8-ko berno biren bitartez emango da, trakzio indarrak jasateko dimentsionatu beharko direlarik. Muturren arteko distantzia 0,6 m-takoa da, sustentazio ezaugarriak direla eta.

Bestalde, orain arte bezala, Al 7075 T6-an diseinatu da, duen dentsitate baxua dela eta, eta 2,8 kilo pisatzen ditu.

Zurruntasun hori dela eta muturren lodierak 25 mm-koak dira, momentu makurtzaileak leunagoak izan daitezten piezaren osotasunarentzat. Azkenik, aipatu behar da 80 mm-ko sakonera duela piezak, Teeter Stand-ak utzitako tartea betetzeko beste, modu honetan, Jesus Bolt-arengan eman ahal diren momento makurtzaileak ahalik eta gehien anulatzeke.

3.20.4.1. Kargak *Balantzina 1*-engan: $F(\text{gorantza}) = 804,34\text{N}$

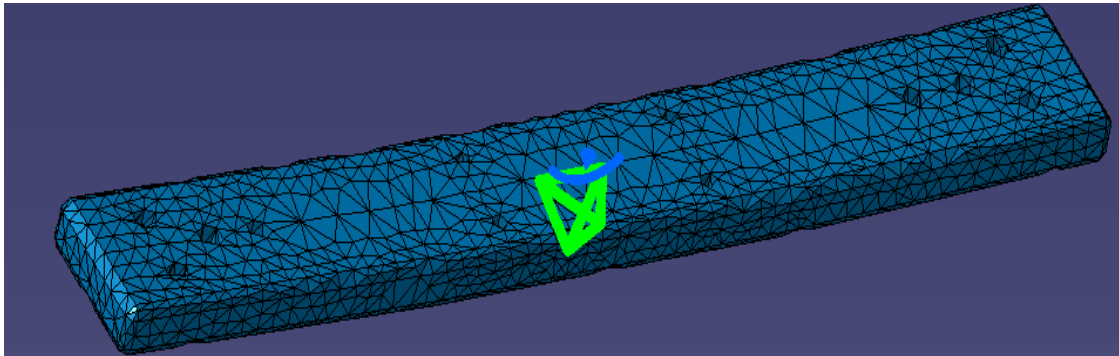
Kasu honetan, ondoko baloreak sartzen dira Catiara:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

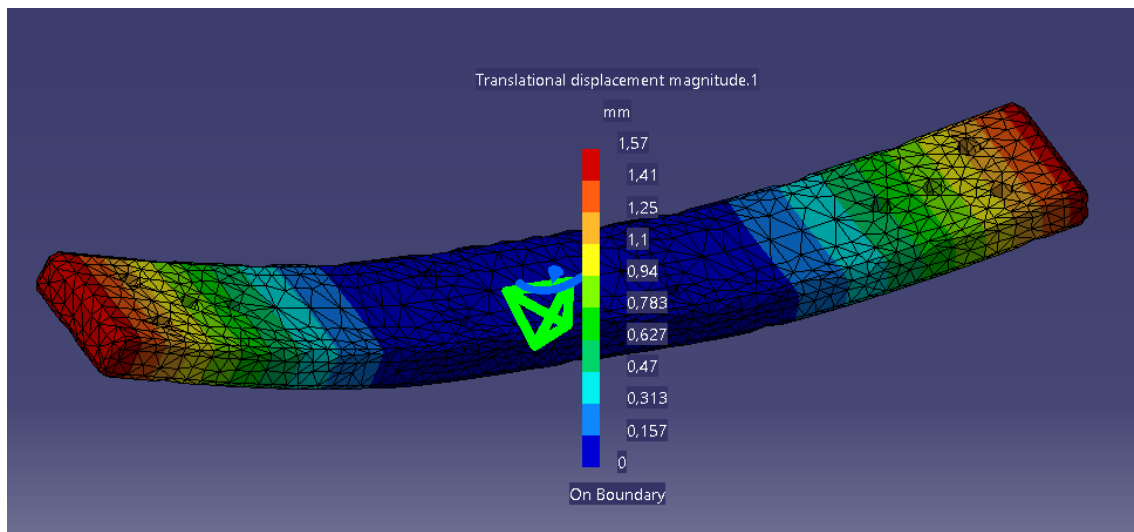
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

Balantzina mallatuta;



3.190. Irudia: *Balantzina 1*-ren mallatua

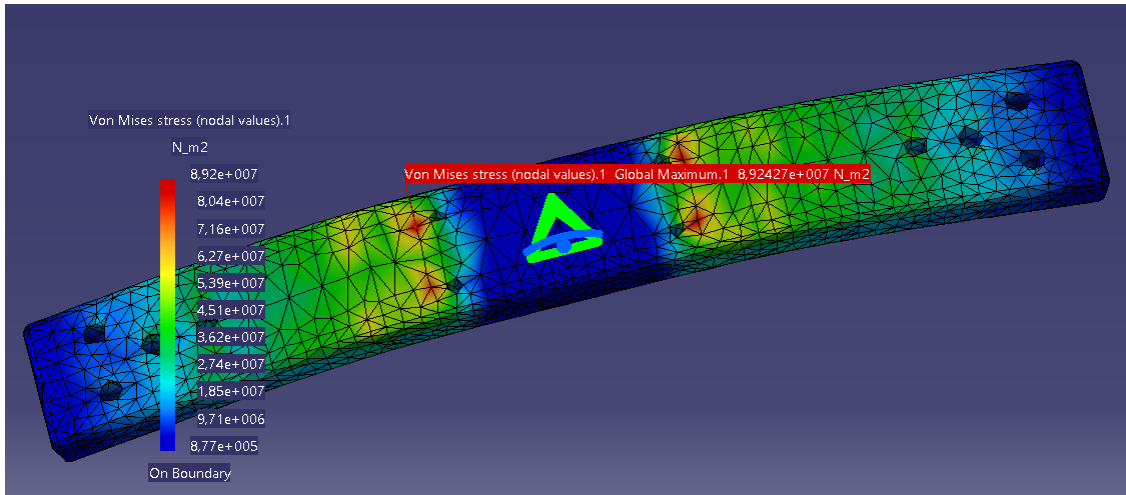
Balantzinarene deformazioak:



3.191. Irudia: *Balantzina 1*-ren gaineko desplazamenduak

Honek, balantzinarene muturretan 1,57 mm-ko desplazamendu maximoak agertuko direla adierazten du. Balore hau onargarria da.

Balantzinarene tentsioak:

3.192. Irudia: *Balantzina 1*-en Von Mises tentsioak

Gogoratu behar da, baldin eta C.S.=3-ekoa erabiltzen bazen, materiale honen tentsio onargarri maximoa ondoko baliokoa zela:

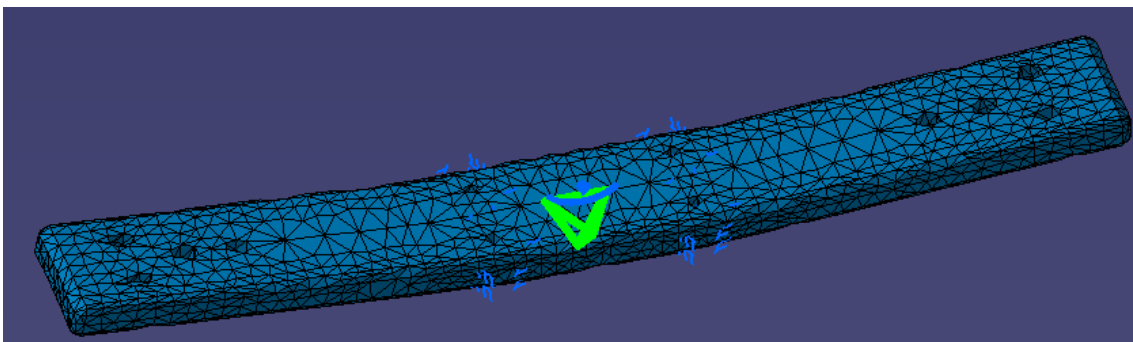
$$\sigma_{Von\ Mises} = 89,24\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

3.223. Ekuazioa

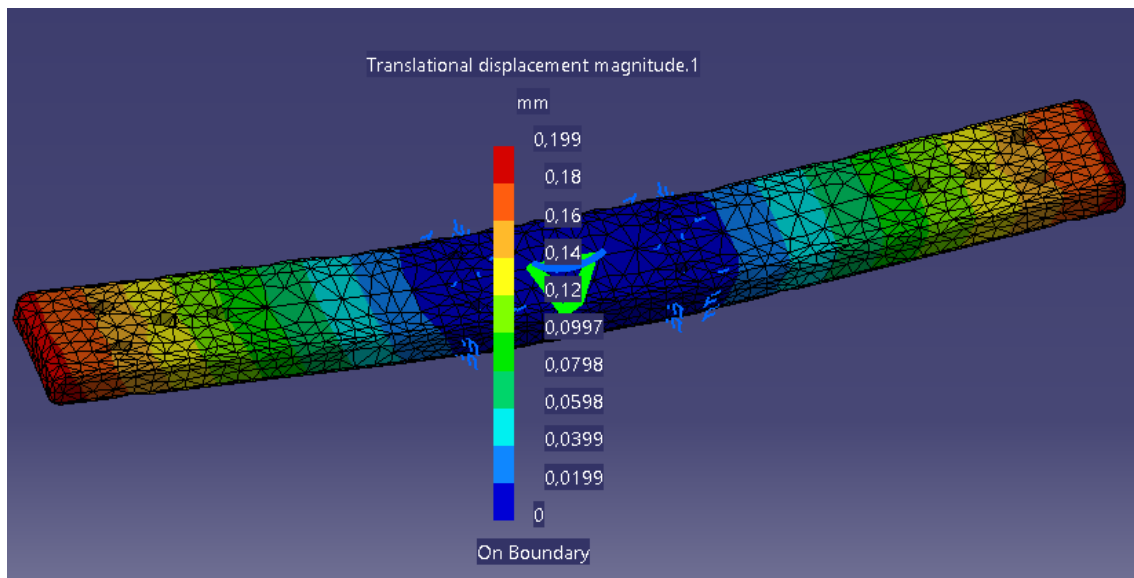
Sortutako tentsio maximoa 89,24MPa takoa da beraz pieza onargarria da.

3.20.4.2. Kargak *Balantzina 1*-engan: $F(\text{trakzioa}) = 98310\text{N}$

Balantzina mallatuta;

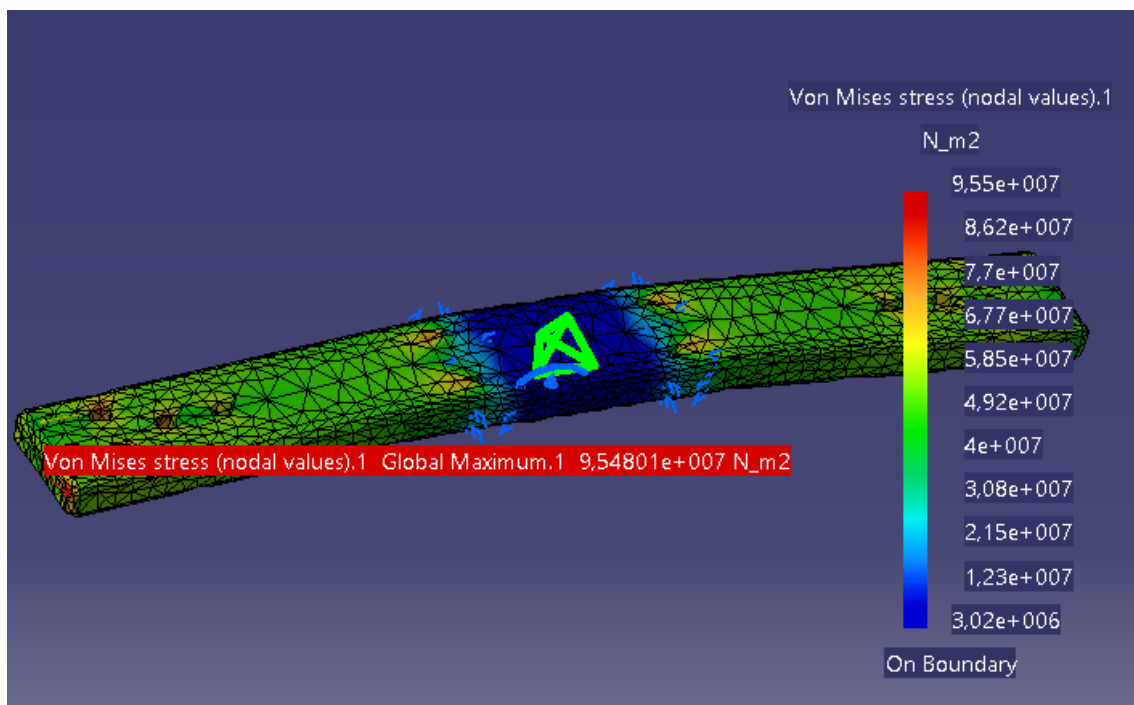
3.193. Irudia: *Balantzina 1*-ren mallatua

Balantzinaren deformazioak:

3.194. Irudia: *Balantzina 1*-ren gaineko desplazamenduak

Honek, balantzinaren muturretan 0,199 mm-ko desplazamendu maximoak agertuko direla adierazten du. Balore hau onargarria da.

Balantzinaren tentsioak:

3.195. Irudia: *Balantzina 1*-en Von Mises tentsioak

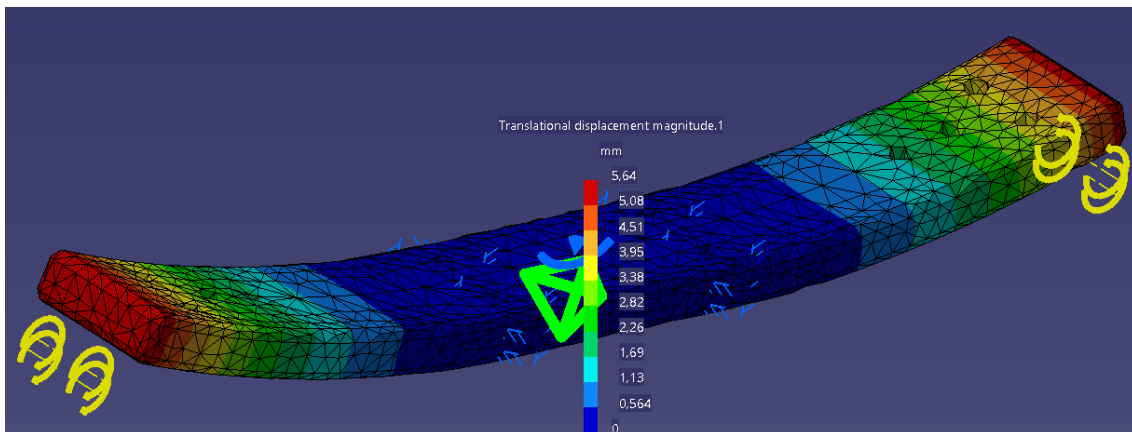
Gogoratu behar da, baldin eta C.S.=3-ekoa erabiltzen bazen, materiale honen tentsio onargarri maximoa ondoko baliokoa zela:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 95,48\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c. S.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

3.223. Ekuazioa

3.20.4.3. Kargak *Balantzina 1*-engan: Momentuak sortutako indarra = 1912Nm

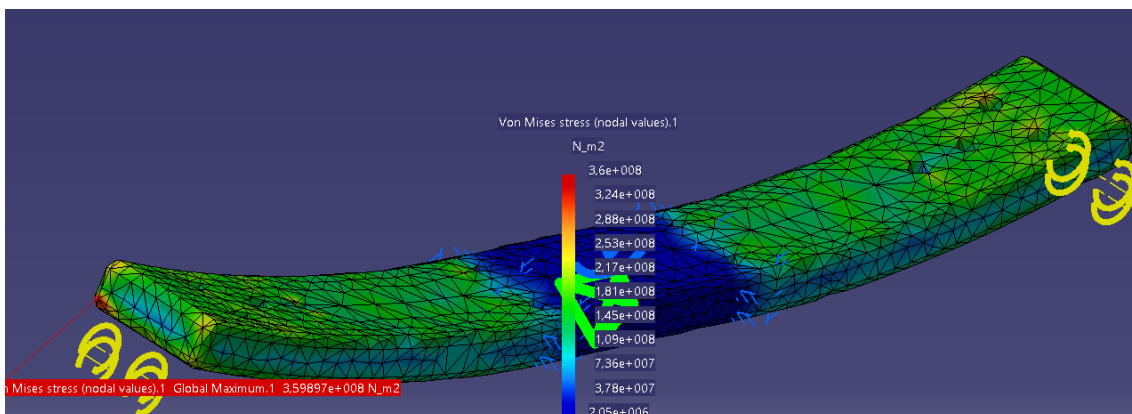
Balantzinaren deformazioak:



3.196. Irudia: *Balantzina 1*-ren gaineko desplazamenduak

Honek, balantzinaren muturretan 0,199 mm-ko desplazamendu maximoak agertuko direla adierazten du. Balore hau onargarria da.

Balantzinaren tentsioak:



Testsio maximoak handiegiak dira; 360Mpa takoak muturretan, hau dela eta balantzinak

Lan egiten duen egoera aztertuko da, idar konbinaketa guztiak sartuz.

3.20.4.4. Kargak *Balantzin 1*-rengan

Oraingotan karga guztiak aplikatuko dira zuzenean, alegia: momentu makurtzailea, trakzio indarra, tortsioa eta sustentazio erresultantearen indarra era berean ezarriko dira balantzinaren muturren gain.

Catia V5-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

Kasu honetan, ondoko baloreak sartzen dira Ansys-era:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

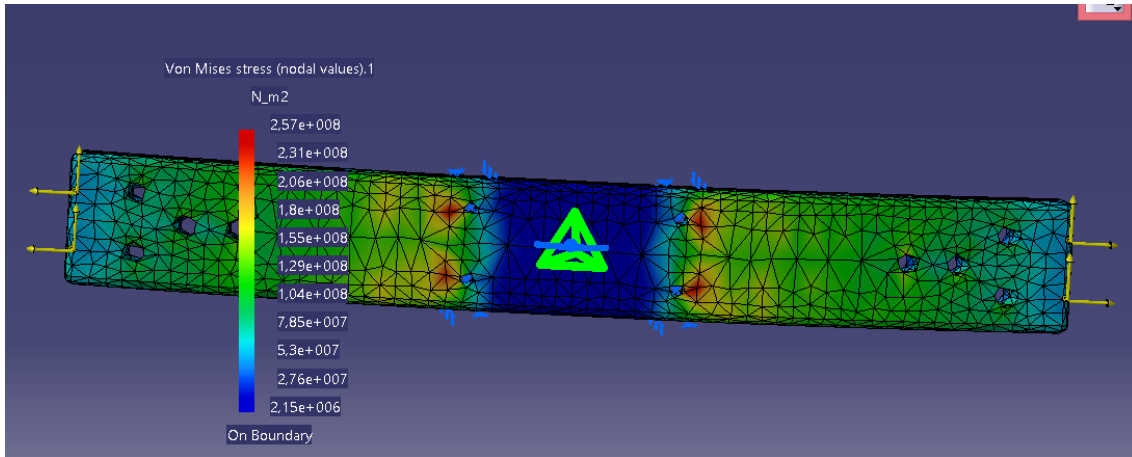
3.224. Ekuazioa

Desplazamenduei dagokienean behintzat emaitza onargarriak lortzen dira, muturretan emango diren desplazamenduak 3,16mm-takoak dira

Tentsioak aztertzeko, orain arte erabilitako kriterio berbera erabiliko da:

$$\sigma_{\text{Onargarria}} = \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.225. Ekuazioa

3.197. Irudia: *Balantzina 1*-ren gaineko Von Mises tentsioak

Analisi honek ere tentsio onargarriaren balioa gaintitu egiten du:

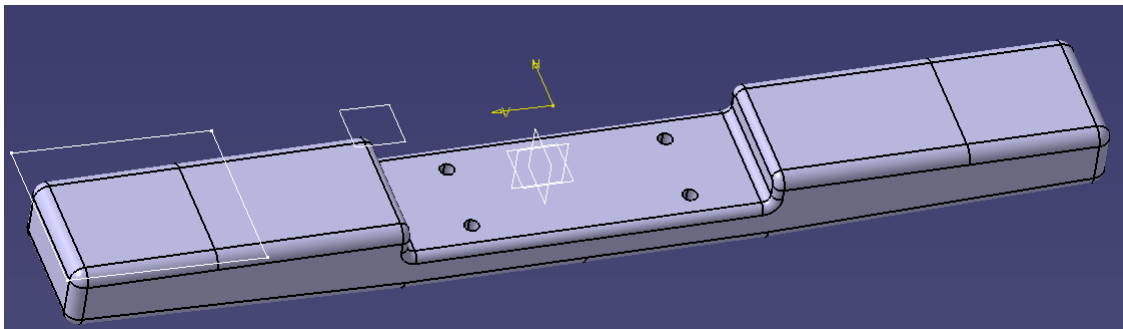
$$\sigma_{Von\ Mises} = 257\ MPa > \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

Baina oraingotan hiru kargak daude aplikaturik piezaren gaineko eta tentsio maximoen balioa onargarria ez den arren emaitzak nahiko esanguratsuak dira, soluziora hurbiltzeko. Tentsio onargarriaren limitea 166,66 MPa-tan kokatzen da, eta analisi honetan hegaldikoa karga egoera txarrena kontsideratuz, piezaren gaineko Von Mises-en tentsio maximoa 257 MPa-takoa da; eta balio hau ez dago tentsio onargarriarengandik oso urruti.

Gainera, erabiltzen den segurtasun mailaren arabera pieza onargarria izan daiteke, tentsio maximo hauek gune oso lokaletan ematen baitira.

3.20.5. Balantzinaren bigarren diseinua

Hurrengo itxura du *Balantzina 2*-ak:

3.198. Irudia: *Balantzina 2*

Bigarren diseinu honetan, inklinatutako zatietan, lodiera 40 mm-koa jarri delarik. Aldaketa hau, ez da Teeter Block-arekin lotzen den zatian gauzatu, hemen Undersling distantzia errespetatu egin behar baita Teeter Block eta balantzinaren artean, horregaitik tarte honetan lodierak 25 mm-takoa izaten jarraitzen du.

Beste distantziak berdin mantendu dira, eta materiala ere ez da aldatu, Al 7075 T6 aleazioa. Dena dela, pisua handitu egingo da lodieren handiketen ondorioz. Diseinu honetan ia 4 kg hartzen ditu balantzinak, eta hori jada kontuan hartu beharreko pisua izan daiteke, beste elementuen pisuak ezagutu ondoren.

Hasiera batean, lodierak ia bikoiztu egin direnez tentsioak hobeto jasan beharko ditu balantzinak, baina kargen konbinazioa da eutsi beharrekoa, ez eraginak banan-banan, bakoitza bere aldetik.

3.20.5.1. Kargak *Balantzin 2-rengan*

Oraingotan karga guztiak aplikatuko dira zuzenean, alegia: momentu makurtzailea, trakzio indarra, torsio inadarra eta sustentazio erresultantearen indarra era berean ezarriko dira balantzinaren muturren gain.

Catiara sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

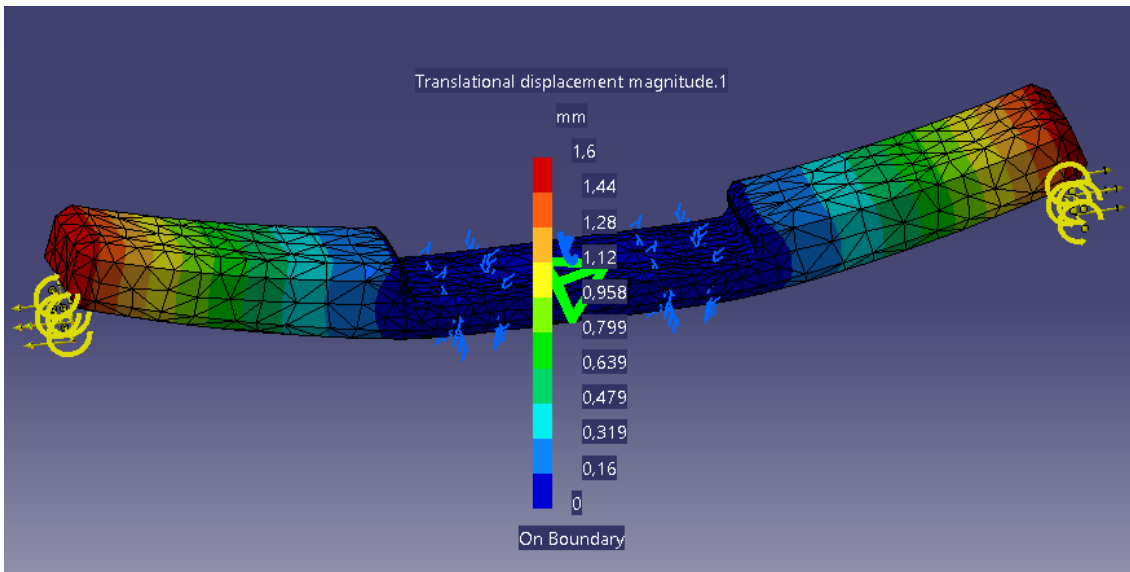
Kasu honetan, ondoko baloreak sartzen dira Ansys-era:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson – en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

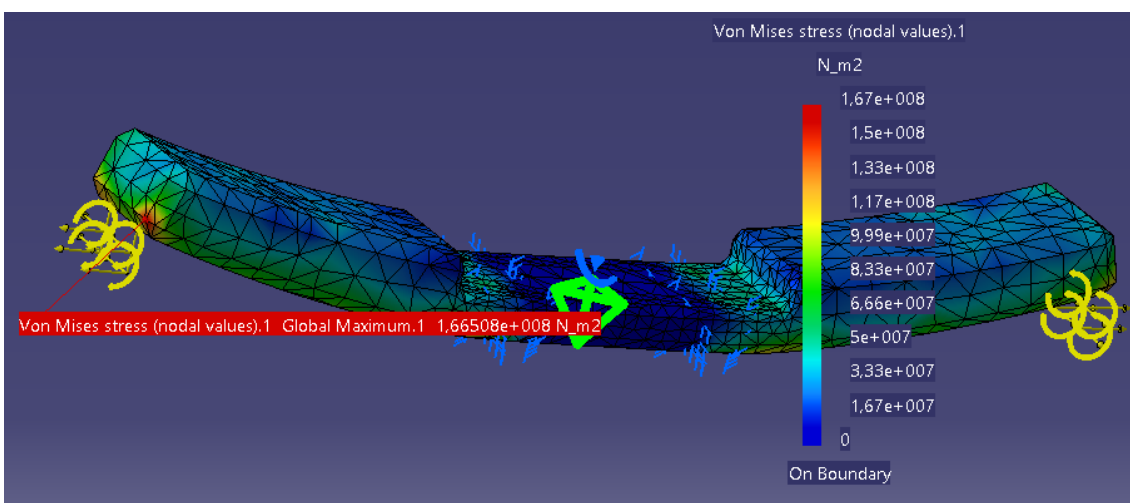
3. Ekuazioa

3.199. Irudia: *Balantzina 2*-ren gaineko desplazamenduak

Oraingo honetan, kargen konbinazioa aplikatuz Cataiako Ansys-ean modeluari, desplazamenduei dagokienean behintzat emaitza onargarriak lortzen dira, muturretan emango diren desplazamendua maximoak 1,6 mm ingurukoak baitira. Aurreko modeluarekin gertatzen ez zen bezala, hemen trakzio indarrek konpentsatu egiten dituzte neurri batean sustentazio erresultante eta momento makurtzaileek eragindako deformazioak, hala emaitza hobek atereaz. Tentsioak aztertzeko, orain arte erabilitako kriterio berbera erabiliko da:

$$\sigma_{onargarria} = \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.226. Ekuazioa

3.200. Irudia: *Balantzina 2*-ren gaineko Von Mises tentsioak

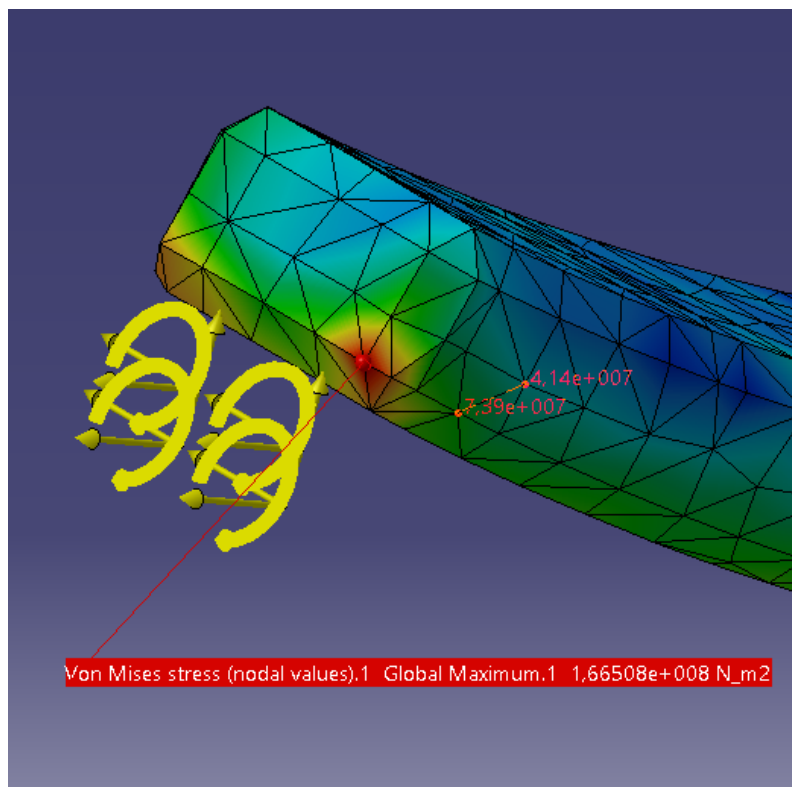
Analisi honek ere tentsio onargarriaren balioa gaintitu egiten du:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 166,50\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

3.227. Ekuazioa

Tentsio onargarriaren limitea 166,66 MPa-tan kokatzen da, eta analisi honetan hegaldiko karga egoera txarrena kontsideratuz, piezaren gaineko Von Mises-en tentsio maximoa 166,50 MPa-takoa da; eta balio onargarria da mugan egon arren.

Gainera, erabiltzen den segurtasun mailaren arabera pieza onargarria izan daiteke, tentsio maximo hauek gune oso lokaletan ematen baitira:



3.201. Irudia: *Balantzin* 2-ean ematen diren Von Mises tentsioak

Makinen diseinuaren ikuspuntutik, materiale harikor batengan, baldin eta tentsioek tentsio onargarriak gaintitzen badituzte, zenbait kasutan, piezek tentsio horiek jasan eta onargarriak direla esan daiteke, materiale harikorren portaera elasto-plastiko perfektua dela eta.

Baldin eta tentsio maximo horiek oso gune lokaletan ematen badira, irudi honetan bezala, zonalde horiek plastifikatu egiten dira, ingurua distortsionatuz, baina era berean tentsio horiek inguruan dispersatuz, eta modu horretan, materialaren karga egoera tentsionala lasaituz.

Lasaiara hori dela eta, azkenean materialak kargak jasaten ditu, baina nekearen aurrean, zonalde horiek zehaztasunez azertu behar izaten dira.

3.20.5.2. *Balantzin 3-en bizi-iraupena*

Balantzinaren bizi-iraupena estimatzeko, tentsio konstante eta alfernoak dira kontsideratu beharrekoak, karga estatikoaren balioaren 10%-ko gorabeherak kontsideratuko direlarik osagai alfernoarentzako.

Kasu honetan, kargen konbinazioa denez karga, tentsio maximo alfernoa 166,50Mpa-koa izango da eta minimoa 10%-a txikiagoa izango da.

Lau kargak, indar zentrifugoa, sustentazio indarra, torsio indarra eta muturretan ematen den momento makurtzailea dira. Osagai hauetariko bakoitzak sortutako tentsioak ez dira zehaztasunez ateratzeko errazak izango eta ondoko suposaketa egingo da: sortutako tentsio maximoaren (166,50 MPa) eta horren hamarrena hartuko da tentsio minimotzat.

$$\sigma_{max} = 166,50Mpa$$

$$\sigma_{min} = 166,50Mpa * 0,1 = 16,65Mpa$$

3.228. Ekuazioa

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{166,50 + 16,65}{2} = 91,57Mpa$$

3.229. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{166,50 - 16,65}{2} = 74,92Mpa$$

3.230. Ekuazioa

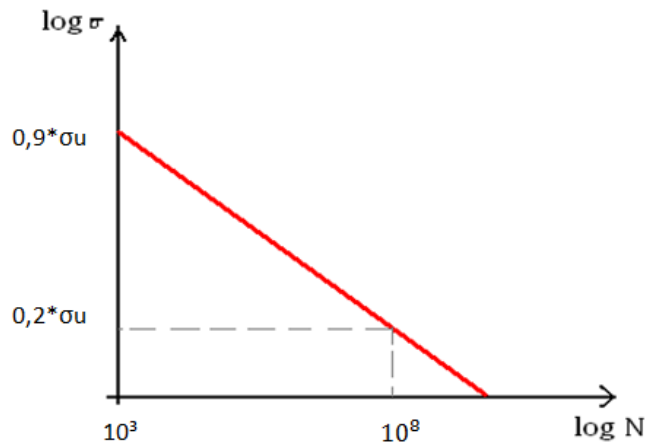
Halere, aurrez aipa bezala, altzairua alde batera utzirik, gehien ezagutzen den materiala den arren, oraindik asko dago ikertzeke, eta kriterio nahiko kontserbakorrak

erabiltzen dira oraindik ere; dagoen datu “falta erlatiboa” dela eta. Hau dela eta $\sigma_{e'}$ -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.231. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak ($\log \sigma$ - $\log N$):



3.202. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupenaren grafika

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bizitza nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili beharko da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.232. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

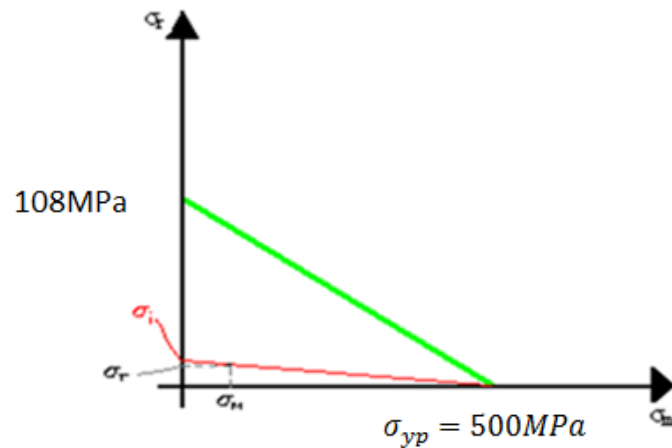
Non ondoko baloreak ditugun σ_i ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{74,92 \text{ MPa}}{1 - \frac{91,57 \text{ MPa}}{500 \text{ MPa}}} = 91,71 \text{ MPa}$$

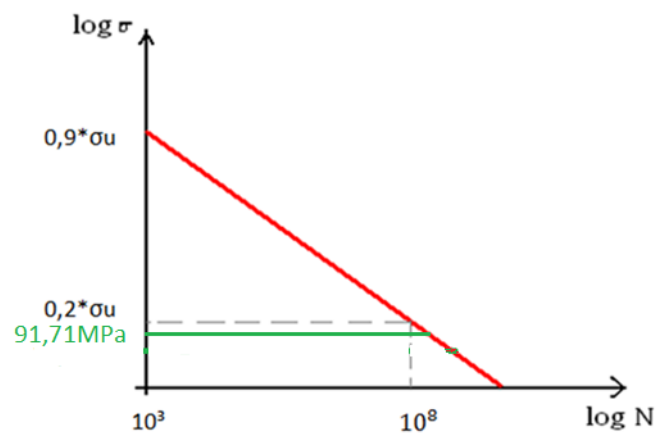
3.233.Ekuazioa

Ondoko grafikotik ere atera daiteke balioa:

$$\sigma_u = 540 \text{ MPa}$$

3.203. Irudia: σ_N ateratzeko grafika

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.204. Irudia: Bizi iraupenerakografika

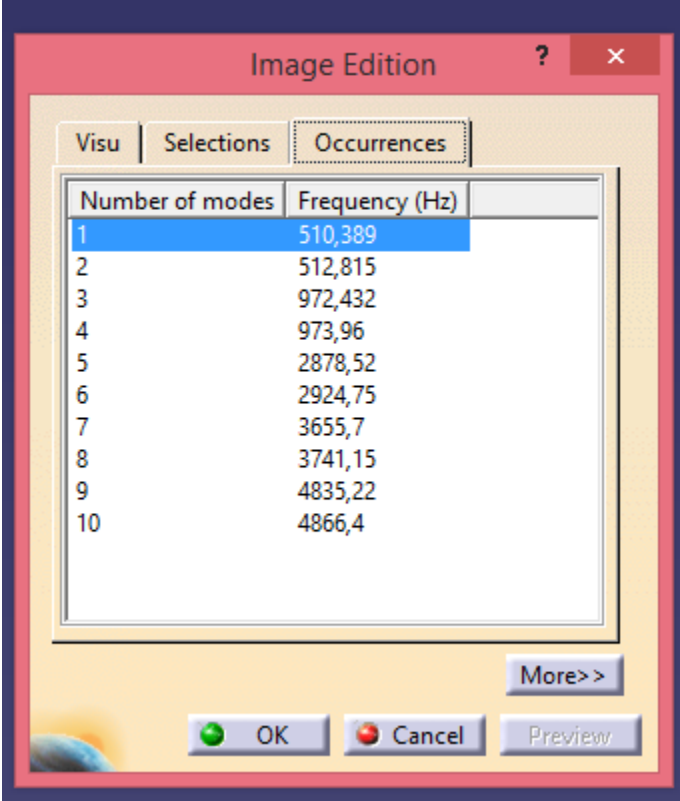
Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezaren tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluenta tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

3.20.5.3. Oinarrizko modoak eta maiztasunen analisia *Balantzin 2*-engan

Diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisia egitea.

Dakigunez, diseinurako, ahal den neurrian behintzat, kargaren eszitazio maiztasuna, piezaren maiztasun natural txikienaren herena izatea lortu behar da, egoera horretan, analisi dinamikoa estatikotzat jo baitaiteke; eta gainera erresonantzia fenomenoak ekiditzen dira.

Beraz, *Balantzin 2* honentzako, Catian analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	510,389
2	512,815
3	972,432
4	973,96
5	2878,52
6	2924,75
7	3655,7
8	3741,15
9	4835,22
10	4866,4

3.205. Oinarrizko modoak *Balantzin 2*-en gain

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoenerresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean.

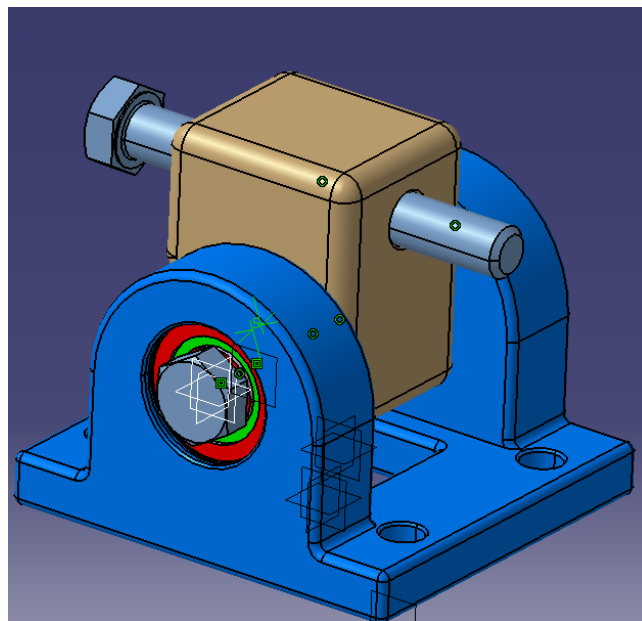
3.21. Artikulazio unibertsalaren kalkulua

Artikulazio unibertsalak, izenak dioen bezala, x eta y ardatzetan autojiroaren mugimendu aukerak ahalbidetuko ditu, kontrol barrak esleitzen dituen aginduak gauzatu.

Kontrol barrako aginduen nondik-norakoak, maiztasunak...ezin izango dira determinatu ezinezkoa baita aurrekoa autojiroaren gidari bakoitzak hegaz egiterako orduan egingo dituen maniobrak. Hala ere, funtsean artikulazio unibertsalean eutsi beharko diren indarrak berneko jasan beharko dituzte, aurrez Jesus Bolt-aren kalkulurako egin ziren kalkulu beretsuak egin beharko direlarik.

Eutsi beharreko kargak, ez dira besterik izango orain arte bezala, autojiroaren pisua eta goranzko sustentazio indarraren arteko elkarrekintzak baino.

Ondoko muntaiaaren itxura duen elementua diseinatuko da:



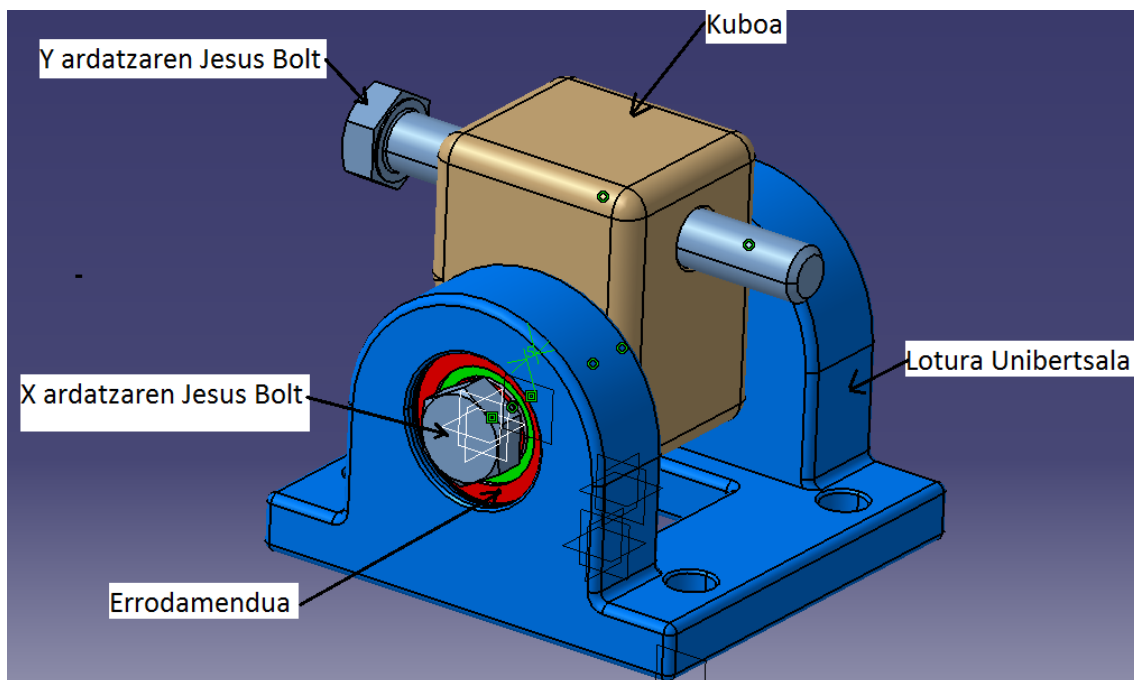
3.206. Irudia:Artikulazio unibertsala

Muntaia honetan ikus daitekeen bezala, x ardatzeko bernekoak, beheko euskarrietan aurkitzen du alojamendua, errodamenduarekin bat, eta kuboia zeharkatzen du beste aldeko euskarrian apoiatuz.

Errodamenduak jarriko dira euskarrietan, emango diren oszilazio mugimenduak, ahalik eta marruskadura txikienarekin gauza daitezten. Mugimendu hauek, ez dira

biraketa osoak izango, baizik eta posizio jakin batzuetan emango diren oszilazioak, Teeter Block-eko errodamenduekin gertatzen zen antzera. Horregaitik erabaki da errodamenduak erabiltzea, ostantzean euskarria eta bernoaren gainazalen arteko marruskadura arazoa egongo litzateke, azterketa tribologiko bat egin beharko zelarik.

Bestalde, esan bezala, ardatzak kuboia zeharkatuko du, honek duen zuloetariko batetik, karga egoeraren arabera, zuloaren goiko edo beheko alderdian ezarriaz autojiroaren pisua edota erro-tore-multzoaren pisua. Kubo honek gorago duen zulotik, beste ardatza igaroko da, y ardatza alegia, honek x ardatzaren propietate berberak izango dituelarik. Honek, euskarritzat, kontrol barratik beharrezkoak datozen mutur biak ditu, hauek ere euren errodamenduekin, beheko euskarrientzako erabiltzen diren berdinak.



3.207. Irudia: Kuboia eta inguruko elementuen arteko muntaia

Ardatz biak karga berdinak jasan behar dituzte, biek ere ebakitzailerik hutsean lan egingo dutela kontsideratuko delarik, eman ahal diren momentu makurtzaileak mesprezatu. Esan bezala, jasan beharreko karga, autojiroaren pisua izango da, Jesus Bolt-arekin gertatzen zen bezala, beraz luzera desberdinetakoak izan daitezkeen arren, berno hauen dimentsionamendurako Jesus Bolt-arekin egindako kalkuluak baliagarriak izango dira; bai Von Mises-en tentsioak kalkulatzeko orduan, bai nekearen kalkulurako...

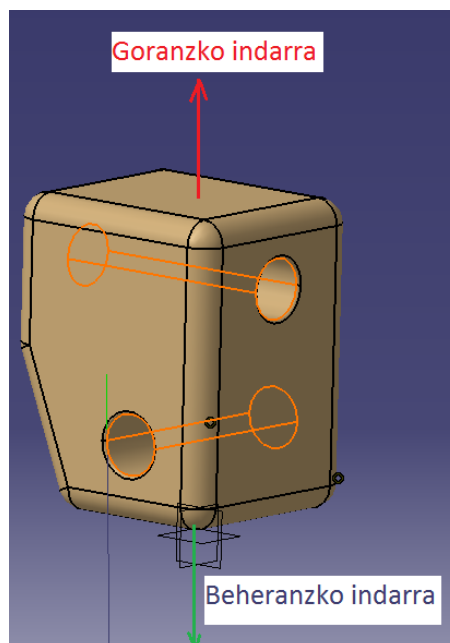
Gauza beretsua gertatzen da Teeter Block-ean kokatu ziren errodamenduekin eta hemen kokatuko direnekin. Toki bietan, eutsi behar dituzte karga berdinak errodamenduek, horrela, Teeter Block-ean kokatu ziren errodamenduentzako egin ziren kalkuluek hauentzako ere balio dute, errodamendu berdinak jarriko direlarik. Gainera hauetan, oszilazio kopuru eta abiadura, ez da Teeter Block-eko errodamenduek izango dituzten berdinak eta horrela hauetan lan baldintzak hobeak badira, bizi-iraupena ere handiagoa izango da.

3.21.1 Artikulazio sisteman eutsi beharreko karga: *Autojiroaren pisua*

Artikulazio sistemara, y ardatzeko ardatzaren bitartez iritsiko da goranzko sustentazio indarra autojiroa hegaz denean, zeina kuboaren goiko zuloan, goiko gainazal erdira transmitituko den, indar moduan. Kuboan, indar hau goranzkoa izango da esan bezala, baina beheko zuloan kontrako fenomeno gertatuko da, hots, autojiroaren pisua beheranzko indar berdina egiten arituko da, horrela kuboak trakziora lan eginez. Akzio erreakziozko indar honen balioa aurrez sarritan aipatu den bezala:

$$F_{Bertikal Max.} = 450 \text{ kg} * 5 * 9.81 = 22072,5 \text{ N}$$

3.234. Ekuazioa



3.208. Irudia: Kuboaren trakzio egoera

Beheranzko indar hori, autojiroaren pisuarena, kuboari x ardatzeko ardatzak esleitzen dio euren kontaktu azalera zehar, zeinari beheko euskarrian alojatzeko diren errodamentuetatik iristen zaion karga hori.

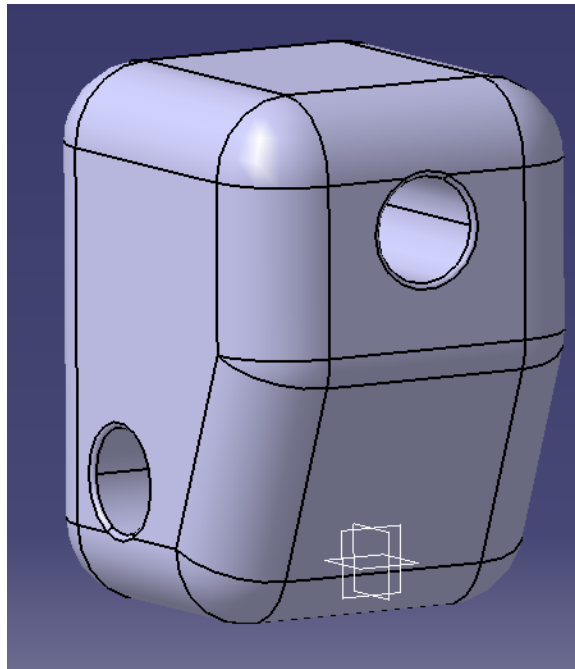
Indar honek ez du inongo zikloren menpe lan egiten elementu hauen kasuan, eta indar estatiko maximo baten modura kontsideratuko da, horrela elementu hauengan ez da neke analisirik egin behar, soilik estatika kontsideratuko delarik.

3.21.2 Elementuen kalkulua

3.21.2.1 Kuboaren kalkulua

Kuboa, Catia V5-eko Ansys-ean sartu behar da bere analisia gauzatzeko, trakzioa sortzen zaizkion tentsioen balioak onargarriak diren ala ez ikusteko, agertuko diren deformazioak bezala.

Kuboaren lehen diseinua ondokoa da:



3.209. Irudia:Kuboaren lehen diseinua

Kuboarengan emango diren trakzioak eusteko eta alkarren artean aplastamendurik ez gauzatzeko bera zeharkatzen duten ardatz biak bata bestearengandik distantzia jakin batera egon behar dira. X ardatzak 72 mm zeharkatu behar ditu kubo barnean eta Y ardatzak 80 mm, biei jarri zaielarik diametro berbera, alegia 20 mm.

X ardatzaren parean dagoen errebajea, materiala aurrezteko eginda, pisu apurbat kentzearren eta beti bezala, ertzak borobildu egin dira tentsio kontzentrazioak ekiditeko.

Hasiera batean, Teeter Block-a diseinatzeko aukeratu zen material berbera aukeratuko da, hots, **Al 7075-T6** aluminio aleazioa, oso materiale arina baita, eta aeronautikan pisua ahalik eta txikiena izatea ezinbestekoa da elementuengan.

Kuboa-ren bolumena ondokoa da Catia-aren arabera:

$$V_{Kuboa} = 0,0004513 \text{ m}^3$$

3.235. Ekuazioa

Aluminioaren dentsitatea kg/m^3 -tan:

$$\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

3.236. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Kuboa} = \rho * V_{Kuboa} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,0004513 \text{ m}^3 = 1,26 \text{ kg}$$

3.237. Ekuazioa

Pisu aldetik onargarria dela esan daiteke.

- Kuboan eutsi beharreko karga: Autojiroaren pisua-

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

Kasu honetarako ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

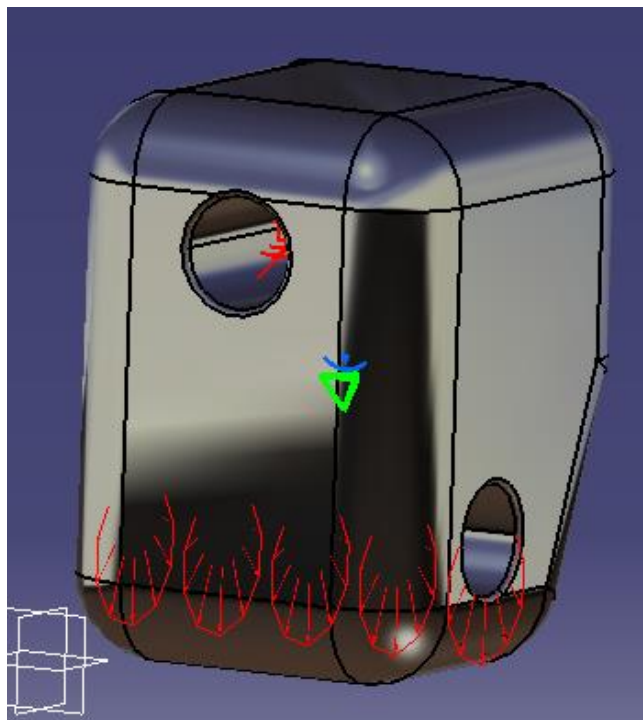
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

Indarra indar banatu moduan aplikatuko bada, indarra hori lehenago kalkulatu da:

$$F_{Bertikal Max} = 22072,5N$$

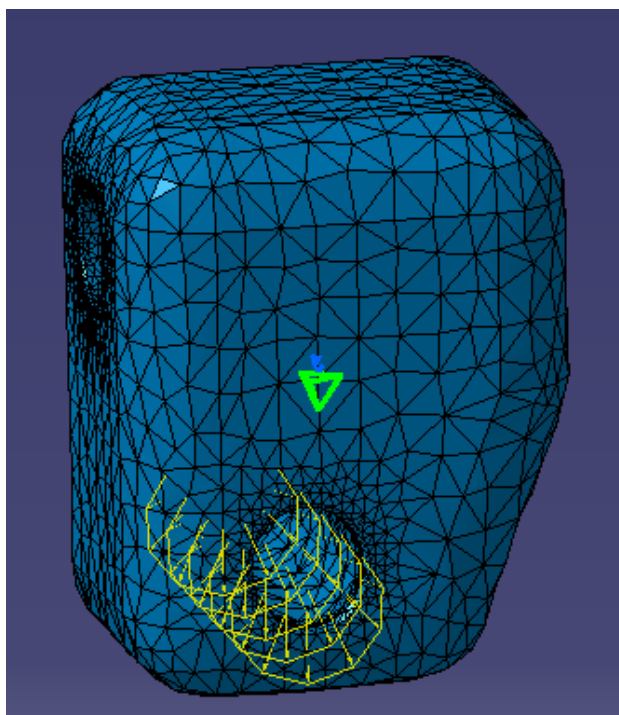
3.238. Ekuazioa

Indarra azalera erdian eta lotura finkatuta:



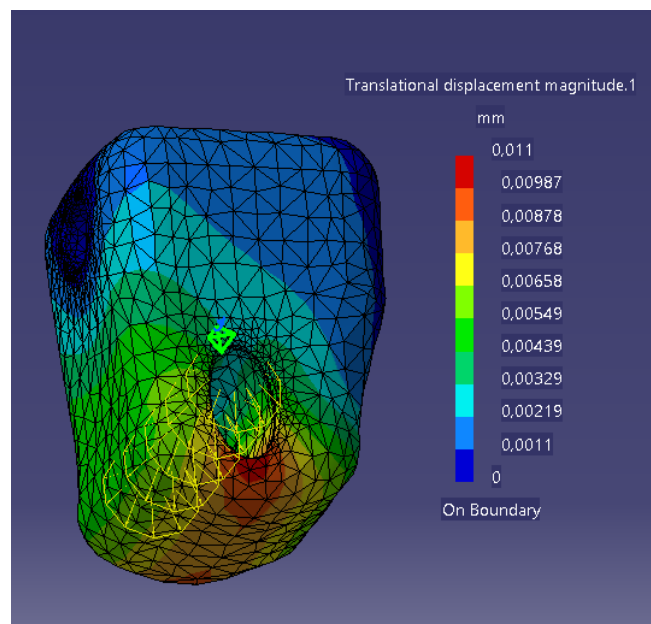
3.210.Irudia: kuboari egindako indarra

Honela hartzen du Catia V5-eko Ansys-ak pieza mallatuta:



3.211. Kuboa mallaturik Catian

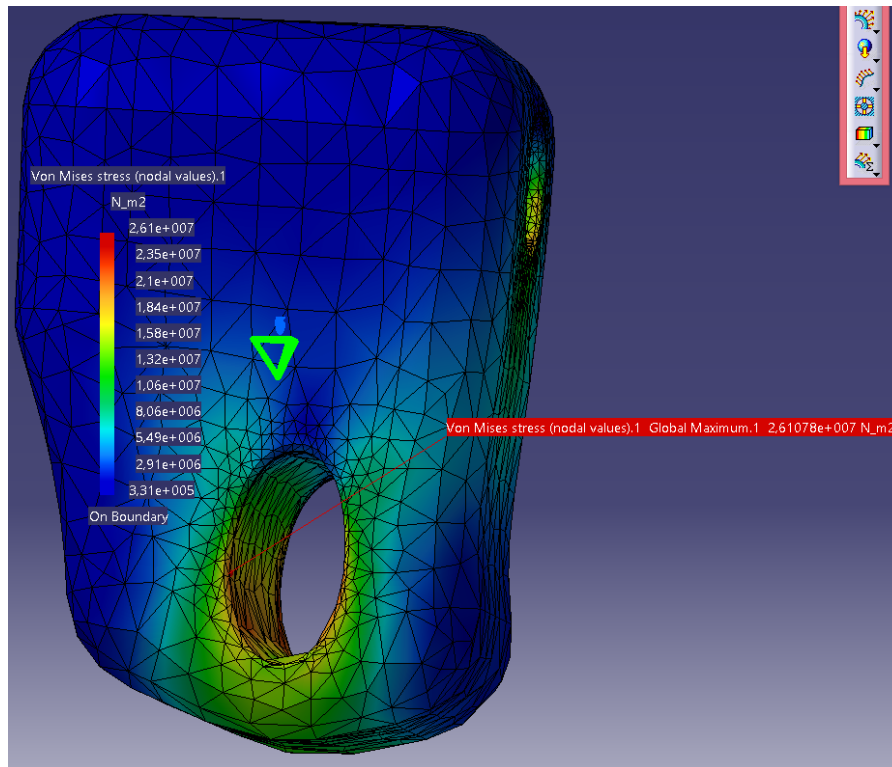
Ardatza beheranzko indarra eginez apoiatuko den azaleraren deformazioa:



3.212. Irudia: Kuboaren desplazamenduak

Desplazamenduak onargarriak dira ikus daitekeen bezala.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da, kriterio hau baita errealiterata egokien amoldatzen dena, nahiz eta makinan diseinuan erabiltzen diren hutsegite teoretatik ez den kontserbakorra. Soluzioa kalkulatu ondoren, tentsioen azterketak ondoko baloreak eskeintzen ditu:



3.213. Kuboaren Von Mises tentsioak

$$\sigma_{Von\ Mises} = 26,1\text{MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ \text{MPa}}{3} = 166,66\ \text{MPa}$$

3.239.Ekuazioa

Ikus daitekeen bezala, tentsioen aldetik onargarria da pieza; 26,1MPa hain zuzen, Von Mises-en diseinurako kriteriorik ez delarik inolaz ere gaindituko. Gainera, baldin eta Von Mises-en tentsio horrek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badu, oraindik ere ondo jarraituko du lanean kuboak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

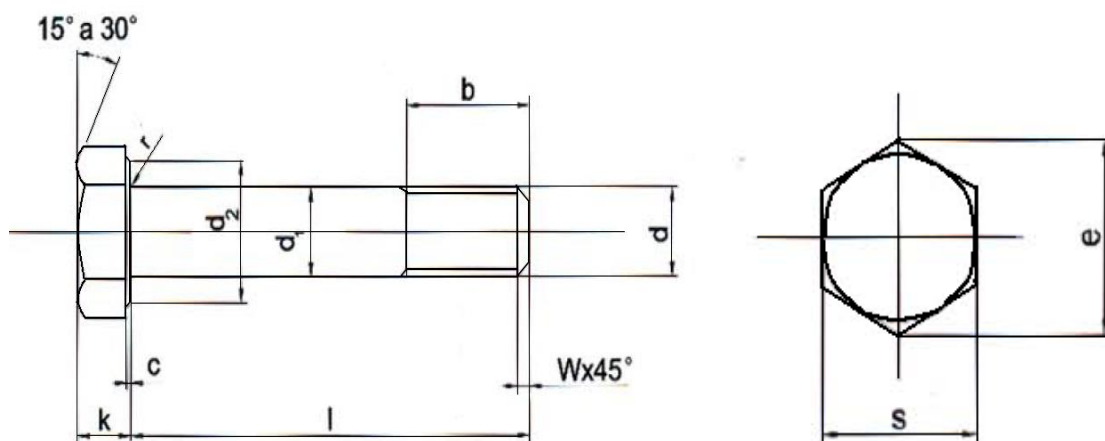
Beraz kubo hau onargarria dela esan daiteke, bai pisu aldetik, eta baita deformazio eta tentsioen aldetik.

3. 21.3.X eta Y ardatzen kalkulua

X eta Y ardatzetan berno bana kokatuko dira, titaniozko aleaziozkoak, aeronautikako aplikazioetarako berezia. Esan bezala, Jesus Bolt-erako egin ziren kalkuluak baliaigarriak dira berno hauentzako ere, jasan beharreko karga eta honen aplikazio motak berdinak baitira. Ondoko geometriadun bernoak erabiliko dira DIN 931-k arautzen dituenak:

VITI A TESTA ESAGONALE PARZ. FILETTATA
HEXAGON BOLTS
SECHSKANTSCHRAUBEN MIT SCHAFT
VIS EXAGONALE (OU SIX PANS) (H)
TE UNI 5737 - DIN 931

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d ₁	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
b (l<125)	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	30
e min.	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,90	21,10	24,49	26,75	33,53
k	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
d ₂	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	28,2
c	0,27	0,27	0,32	0,32	0,37	0,37	0,37	0,37	0,5	0,5
r	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8
w	0,5	0,8	1	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5
l max	30	50	60	140	140	140	140	140	140	140



3.214. Irudia: DIN 931 Berno hexagonalak

Demagun hasiera batean, **M16**-ko bernoak aukeratzen direla tentsio tangenzialaren kalkulurako. Orduan tentsio tangenzial maximoa ateratzeko, baldin eta 16 mm-ko diametroan bernoak aukeratzen bada:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot \frac{22072,5 \text{ N}}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot (16 \text{ mm})^2}{4}} = \frac{44145 \text{ N}}{192\pi \text{ mm}^2} = 73,18 \text{ MPa}$$

3.240. Ekuazioa

Tentsio ebakitzailen kalkulurako eta bertan parte hartzen duen segurtasun koefizientea ateratzeko esfortzu ebakitzailen maximoaren teoria edo Trescaren erabiliko da, denen artean kontserbakorra delarik. Orduan honen arabera, ondokoa bete behar da:

$$\tau_{max} < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.241. Ekuazioa

Berno hautatzeko, gainontzeko piezentzako jarri zena baino segurtasun koefiziente nahiko handiagoak jarriko dira, adibidez **C.S.=8**-ekoa, berebizikoak baitira pieza hauen garrantzia autojiro buruarentzat. Gainera, momentu makurtzaileak mesprezatu egin dira, baina euren eragin minimoa izango dute, eta segurtasunaren aldetik gehiago bermatzen da horrela efektu hau. Aurrez ikusi zen bezala, titanio aleazio honen $\sigma_{yp} = 827 \text{ MPa}$ -koa dela gogoratuz:

$$\tau_{max} = 73,18 \text{ MPa} < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{0,5 \cdot 827 \text{ MPa}}{8} = 51,69 \text{ MPa}$$

3.242. Ekuazioa

Ez dituzte jarritako baldintzak betetzen, beraz **M 20**-koekin egingo da froga:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot \frac{22072,5 \text{ N}}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot (20 \text{ mm})^2}{4}} = \frac{44145 \text{ N}}{300\pi \text{ mm}^2} = 46,84 \text{ MPa}$$

3.243. Ekuazioa

Eta Trescaren alderaketan:

$$\tau_{max} = 46,84 \text{ MPa} < \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{0,5 \cdot 827 \text{ MPa}}{8} = 51,69 \text{ MPa}$$

3.244. Ekuazioa

Eta oraingotan jada diametro honetako torlojuak balioko dute ardatz bezala jarduteko, ikusi ahal den bezala, Tresca-ren kriterioa betetzen baitute.

Beraz, esan daiteke **M 20**-ko bernoak onargarrizatz jo daitezkeela ardatz moduan jarduteko, kargak eutsiko baitituzte, C.S.=8 batekin.

Bestalde, bernoek euren zati hariztatua beste piezen barnean ezin dute eduki. Horrela, X ardatzeko bernoak, alderdi bietako errodamenduak, beheko euskarriaren zabalera zatiak eta kuboak kirtenarekin gainditu behar ditu. Horrela, bernoaren kirtenaren luzera 180 mm-koa izan beharko da eta 52 mm-ko zati hariztatua izan beharko du, geroago ikusiko den moduan.

Antzeko gauza gertatzen da, Y ardatzeko bernoarekin ere, honek ere, errodamenduak, kuboak eta kontrol barren mutur zatiak gainditu behar ditu kirtenarekin. Y ardatzak 180 mm-ko kirtena izan beharko du eta 52 mm-ko zati hariztatua.

Baldin eta behar diren neurriak ez badira agertzen katalogoan, bernoen enpresa igorleari eskatu beharko zaizkio luzera berezi batzuetan sortzeko bernoak.

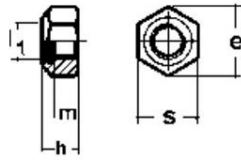
3.21.4. Azkoinak

Dudarik gabe **M 20-ko azkoin hexagonalak** erabili beharko dira lotura gauzatzeko. Finkapenerako, Lowde enpresak eskeintzen dituen aukeren artean, M 20 bernoentzako, , ondoko dimentsioekin, Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak direlarik:

**Tuerca autofrenante
(baja) DIN 985 - métrica**



DUEMILA®
STANDARD & CUSTOM
FASTENER WHOLESALE SUPPLIERS



d_1	s	h_{max}	m	e_{min}
M 2	4,5	2,5	1,6	4,91
M 2,5	5	3,8	2	5,51
M 3	5,5	4	2,4	6,01
M 3,5	6	4,5	2,6	6,64
M 4	7	5	3,2	7,66
M 5	8	5	4	8,79
M 6	10	6	5	11,05
M 7	11	7,5	5,5	12,12
M 8	13	8	6,5	14,38
M 10	17	10	8	18,90
M 12	19	12	10	21,10
M 14	22	14	11	24,49
M 16	24	16	13	26,75
M 18	27	18,5	15	29,56
M 20	30	20	16	32,95
M 22	32	22	18	35,03
M 24	36	24	19	39,55
M 27	41	27	22	45,20
M 30	46	30	24	50,85
M 33	50	33	26	55,37
M 36	55	36	29	60,79
M 39	60	39	31	66,44
M 42	65	42	34	71,30
M 45	70	45	36	76,95
M 48	75	48	38	82,60
M 52	80	52	42	88,25
M 56	85	56	45	-
M 60	90	60	48	-

3.215. Irudia: DIN 985 azkoinak

Esan bezala, azkoinak Titaniozko 5Gr. (6Al4V) aleaziozkoak dira.

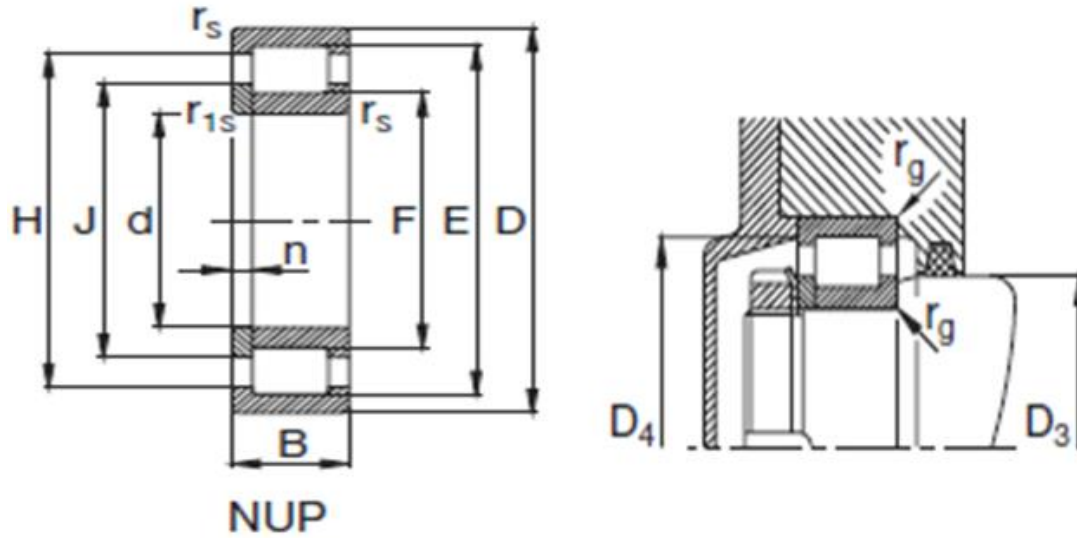
Goiko iruditik ikusten den bezala, M 20-ko azkoinen m altueraren balioa **20 mm**-takoa da eta bernoaren gune hariztatuak 52 mm ditu.

3.21.5. Zirindolak

Teeter block-ean erabili diren zirindola berdinak aukeratu dira , DIN 125-k araututako zirindolak.

3.21.6.Lotura unibertsalaren errodamenduen kalkulua

Dauden lan baldintzetarako aurrez aipatu den bezala, Teeter Block-ean jarri ziren errodamenduak aplikazio honetarako ere baliagarriak dira, antzeko lan baldintzak baitira. Gainera Teeter Block-eko errodamenduak baino lan egoera hobek izaki euren bizi-iraupena ere handiagoa izango da. Ondoko dimentsioak zituzten errodamenduek:



3.216.Irudia: Errodilo zilindrikodun errodamenduak, lerrokatze batekoak

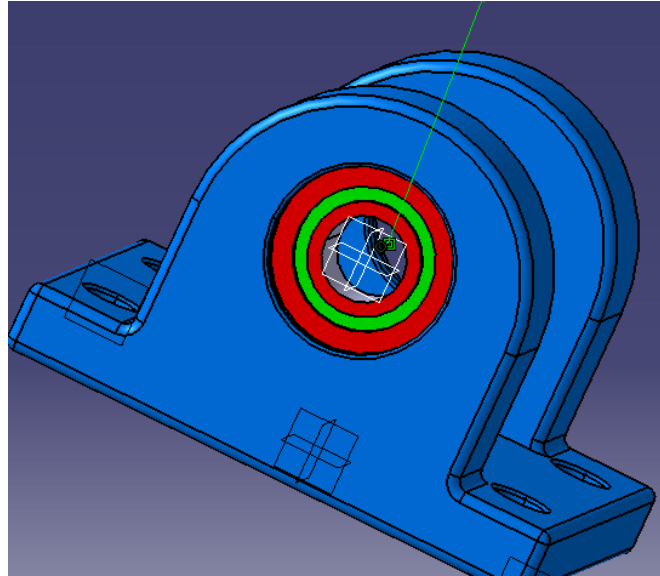
Eje	Dimensiones											Peso				
	d	D	B	r _s min	r _{1s} min	E	F	H	J	n	a	b	s ¹⁾	Roda- miento kg	Anillo angular	
	mm															kg
20	20	52	21	1,1	0,6	45,5	27,5	42,4	31,3	3,5				0,224		

3.139. Irudia: NUP2304E.TVP2-ren datu geometrikoak

Capacidad de carga din. C	Velocidad límite estát. C ₀	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares											
				Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	D ₁ min	D ₁ max	D ₂ min	D ₃ min	D ₄ max	D ₅ min	D ₆ max	r _g max	r _{g1} max	
kN	min ⁻¹					mm									
41,5	39	14000	12000	NUP2304E.TVP2			24	27	30	33	45			1	0,6

3.217Irudia: NUP2304E.TVP2-ren datu geometrikoak

Beraz, errodamendu bi erabiliko dira, beheko euskarriaren muturretan bana kokatuko direlarik, honela beheko euskarria hauen eragina jasoteko eta hauentzako alojamendua izateko prestatu beharko da beheko euskarria. Aurrez ikusi bezala:



3.218. Irudia: Errodamendua beheko euskarrian alojaturik

Errodamenduaren kanpoko uztaiak zentzu axialean ez desplazatzeko, Teeter Block-ean egin zen bezala, ixte eraztunak jarriko zaizkie euren alojamenduetan. Errodamendu berdinak izaki, ARFISA enpresaren ixte eraztun berdinak jarriko dirabeheko euskarriaren alojamenduan ere.

DIN 472
ANILLOS ELASTICOS
PARA AGUJEROS (I)

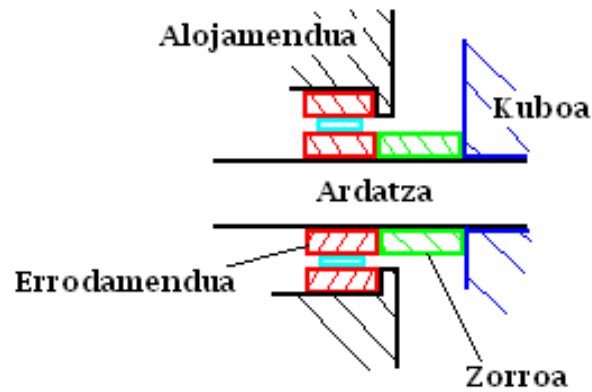
Dimensiones del Agujero B	Dimensiones del Anillo										Dimensiones de la Ranura			
	t	Tol	D	Tol	Cb	b	L	h	Fr / kN	G	Tol	W	n	Fr / kN
50	2.00		54.2	+1.10	36.3	4.6	6.5	2.5	60.8	53.0		2.15	4.5	40.5
51	2.00	+0.00	55.2		37.3	4.7	6.5	2.5	60.2	54.0	+0.30	2.15	4.5	41.2
52	2.00		56.2	-0.46	37.9	4.7	6.7	2.5	60.25	55.0		2.15	4.5	42.0
53	2.00	-0.07	57.2		38.9	4.9	6.7	2.5	60.7	56.0	-0.00	2.15	4.5	42.9
54	2.00		58.2		39.9	5.0	6.7	2.5	60.4	57.0		2.15	4.5	43.6

3.219. Irudia: Finkapen eraztunen dimentsio eta ezaugarriak

Ikus daitekeen moduan, zuloaren diametroa 52 mm-koa denean, hurrengoak dira dimentsioak eta berarentzako ezarri behar diren alojamenduaren dimentsioak ere. Beraz, datu hauek aintzat hartuz, egin beharko da beheko euskarriaren diseinua.

Orduan, bada, esan daiteke horlegiz markatutako eraztun elastiko bi erabiliko direla errodamendu bientzat.

Errodamenduaren barneko eraztunaren mugatzaile axiala bernoaren burua izango da beheko euskarriaren belarrietako batean alde batetik, zeinak barneko eraztunaren (alegia geldi egongo denaren) zabalera berbera daukan. Beste aldetik, 12,85 mm luzera duen zorro bat jarri beharko da, barneko eraztunaren kanpo diametroko zabalarekin. Hau da:



3.220. Irudia: Muntaia

FAG enpresaren katalogoan agertzen denez, hautatutako errodamenduek, perdoiketa normala dutenez, ardatz eta alojamenduarentzat mekanizazio baldintzak behean markatutakoak dira. Ardatzarentzat, N5 eta N7 arteko rugositate-maila eskatzen da eta eta alojamenduarentzat N6 eta N8 artekoa.

Beraz, hauek izan beharko dira ardatza eta beheko euskarriarentzat mekanizazioan lortu beharreko gainazal kalitateak.

▼ Recomendaciones para la tolerancia de mecanizado y la rugosidad de los asiento de los rodamientos

Clases tolerancias rodamientos	Asientos rodamientos	Tolerancia mecanizado	Rugosidad
Normal, P6X	Eje	IT6 (IT5)	N5...N7
	Alojamiento	IT7 (IT6)	N6...N8
P5	Eje	IT5	N5...N7
	Alojamiento	IT6	N6...N8
P4, P4S, SP	Eje	IT4	N4...N6
	Alojamiento	IT5	N5...N7
UP	Eje	IT3	N3...N5
	Alojamiento	IT4	N4...N6

Las clases de rugosidad mayores se eligen para diámetros mayores.

3.221. Irudia: Mekanizazio baldintzak ardatz eta alojamenduarentzat

Perdoiketari dagokionez, Teteer Block eta Jesus Bolt-arekin ezarri ziren berdinak ezarriko dira elementu hauengan ere, hauek zirelarik:

-Ardatza & Errodamenduaren barneko eraztuna → **H7/j6**

-Errodamenduaren kanpoko eraztuna & Alojamiento → **H7/j6**

3.21.7. Euskarri unibertsalaren kalkulua

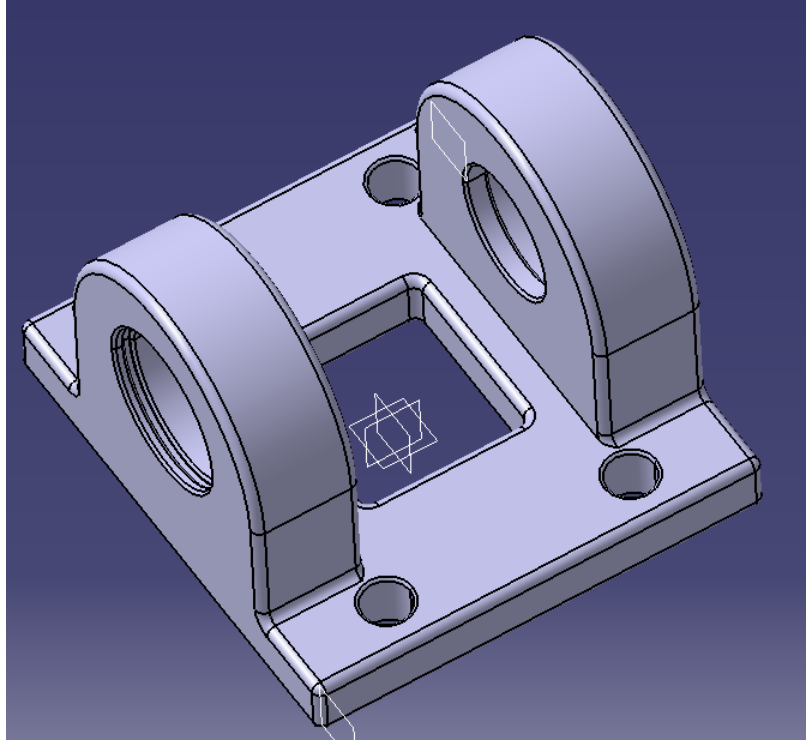
Honez gain, orain arteko piezekin egin den bezala, pisua ere kontrolatu beharko da.

Pieza hau ere trakziora lanean egongo da autojiroa hegaz denean, errodamendua izango duelarik, alojamenduaren goiko aldeko azaleran karga ezartzen, behetik mastiletik eskegiten izango delarik autojiroaren pisu guztia. Jasan beharreko kargak karga estatikoak direla kontsideratuko da, inongo zikloren menpe egongo ez direnak.

Ostera, konpresioan egongo da autojiroa geldidenean, baina honen efektua bestearenaren aldean oso txikia izango da.

-Beheko euskarriaren diseinua-

Honako itxura du, beheko euskarriaren diseinua:



3.222. Irudia: Beheko euskarria

Diseinu honetan aurretik esandako aldagai guztiak barneratuta daude: alojamenduak, ixte-eraztunentzako lekua, mastilarekin lotzeko nahikoa kontaktu azalera, kuboarentzako lekua...

Catia V5-eko Ansys-era sartu orduko, ezarri beharreko kargak ezagutu behar dira. Eutsi beharreko karga lehenengo errodamendu bien artean banatuko da, ondoren alojamenduetan ezartzeko. Baldin eta karga 22072,5 N-koa bazen, orain erdia izango da alde bakoitzean, hau da, 11036,25N.

Azalerari dagokienez, datuetatik ikus daiteke, alojamenduen azalera zirkular osoa, hurrengoa dela:

$$A_{\text{Alojamendua}} = \pi \cdot D \cdot B = \pi \cdot 52 \text{ mm} \cdot 21 \text{ mm} = 3430,619 \text{ mm}^2$$

3.245. Ekuazioa

Orduan, azalera horren erdia:

$$A_{Aplikazio} = \frac{A_{Alojamendua}}{2} = 1715,3 \text{ mm}^2$$

3.246. Ekuazioa

Beraz, euskarrien belarrietan aplikatu beharreko indarra hurrengoa da:

$$F_{Errodamendu \text{ Max.}} = 11036,25\text{N}$$

3.247. Ekuazioa

Printzipioz, 5G-ko karga bertikal maximoarentzako, hau izango litzateke euskarrian, errodamendua apoiatzen den azalera, aplikatu beharreko indar banatu maximoa. Hasiera batean, Teeter Stand-a diseinatzeko aukeratu zen material berbera aukeratuko da, hots, **Al 7075-T6** aluminio aleazioa, oso materiale arina baita, eta aeronautikan pisua ahalik eta txikiena izatea ezinbestekoa da elementuengan.

Euskarriaren bolumena ondokoa da Catiaren arabera:

$$V_{Euskarria} = 0,0007707 \text{ m}^3$$

3.248. Ekuazioa

Aluminioaren dentsitatea kg/m^3 -tan:

$$\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

3.249. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Euskarria} = \rho * V_{Euskarria} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,0007707 \text{ m}^3 = 2,15 \text{ kg}$$

3.250. Ekuazioa

Onargarria da, halere zertxobait arintzea lortuko balitz hurrengo diseinuren batean, askoz hobe.

-Karga euskarriarengan-

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

Al 7075 T6 aleazioa erabiliko denez, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

3.251.Ekuazioa

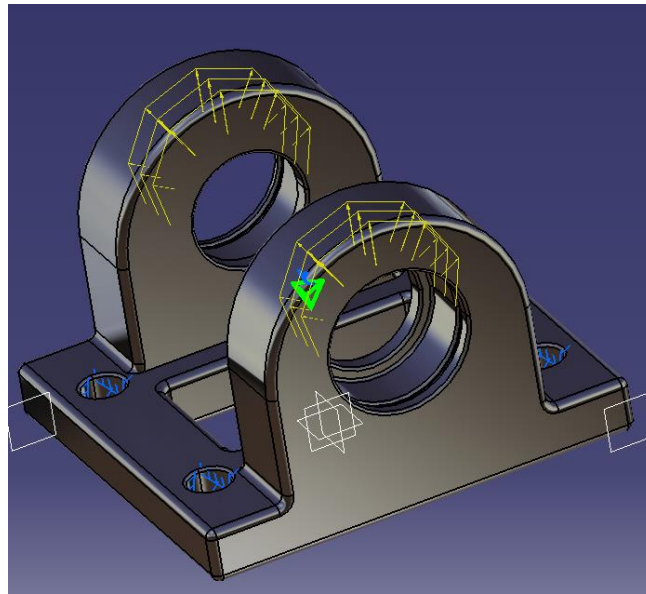
Euskarriak, errodamenduarengatik, karga maximoa hartuko du, lehenago kalkulaturako indar maximoarekin:

$$F_{\text{Errodamendu Max.}} = 11036,25 \text{ N}$$

3.252. Ekuazioa

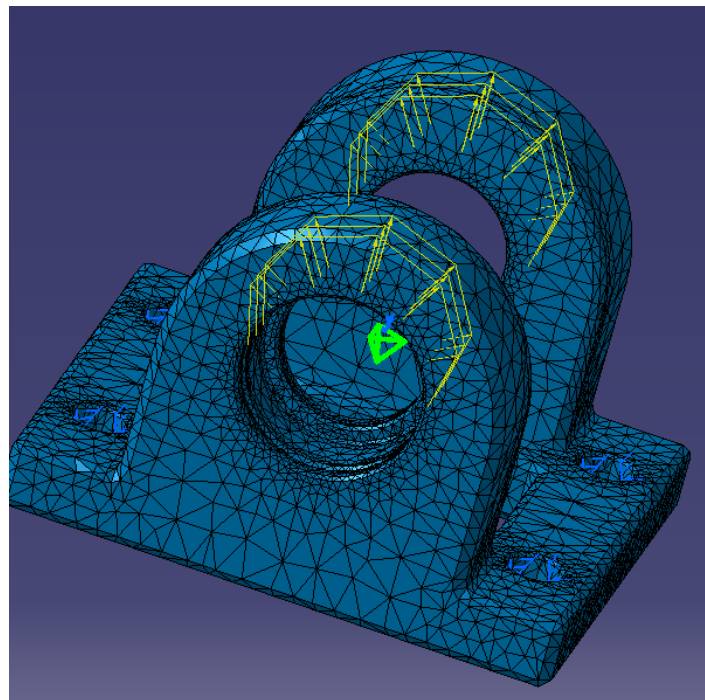
Karga indar banatua moduan aplikatzea erabaki da, horrela errodamendua apoiatuko den azaleran karga era uniformeagoan banatzeko. Errodamendua apoiatzen den azaleran aplikatzen da karga, ondoko eran:

Honela ageri da pieza Catia V5-eko Ansys-ean:



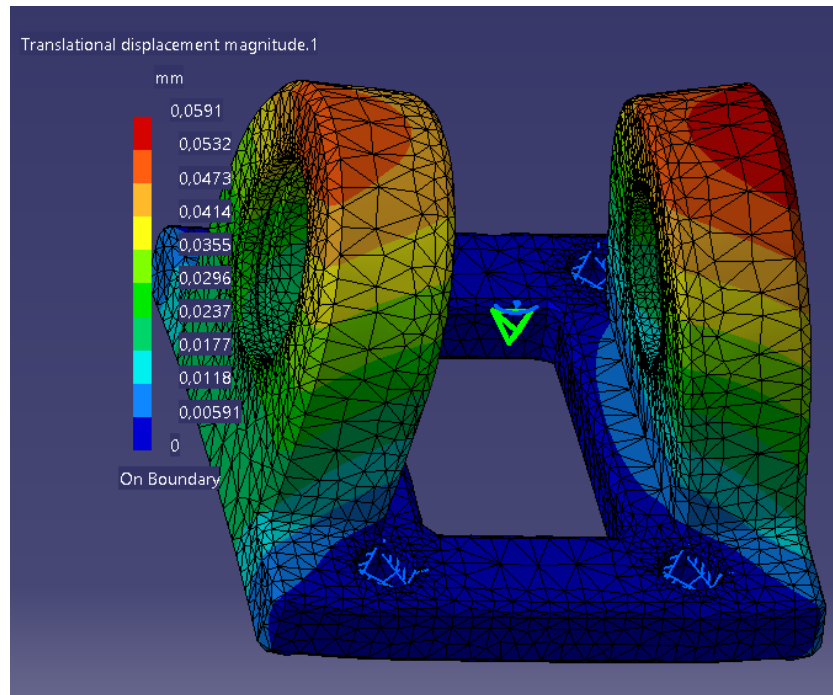
3.223. Beheko euskarrian indar banatuak aplikatuta

Pieza mallatuta:



3.224. Beheko euskarria mallatuta

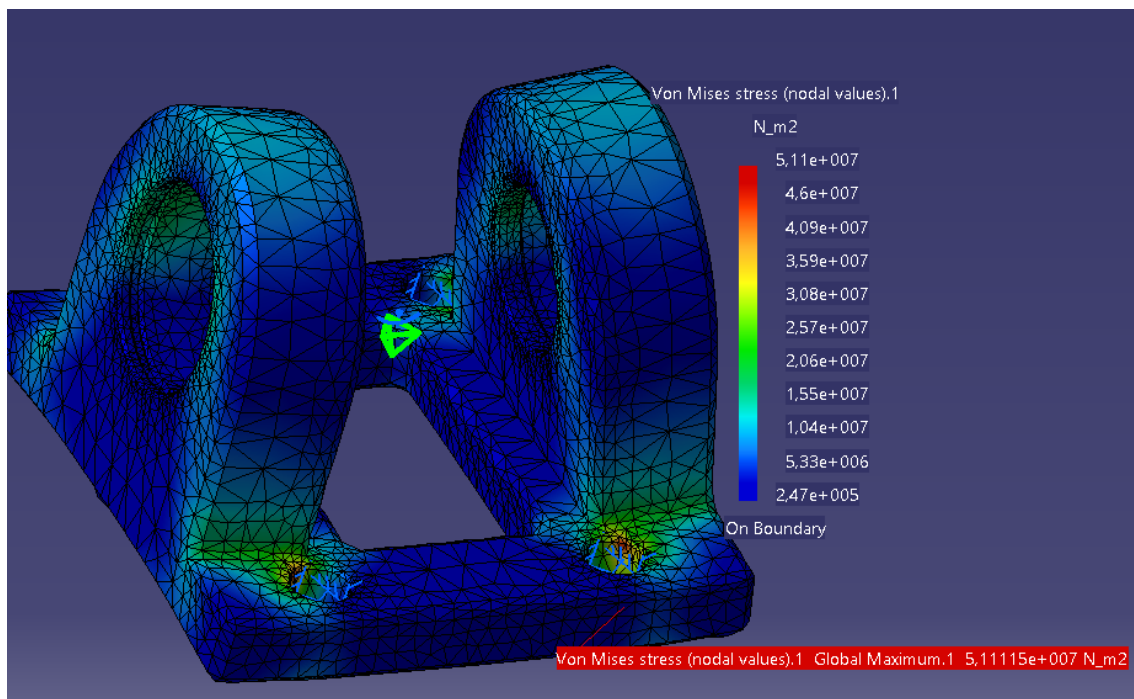
Behin soluzioa kalkulaturik, euskarriaren gaineko deformazioak, Catia V5-en arabera:



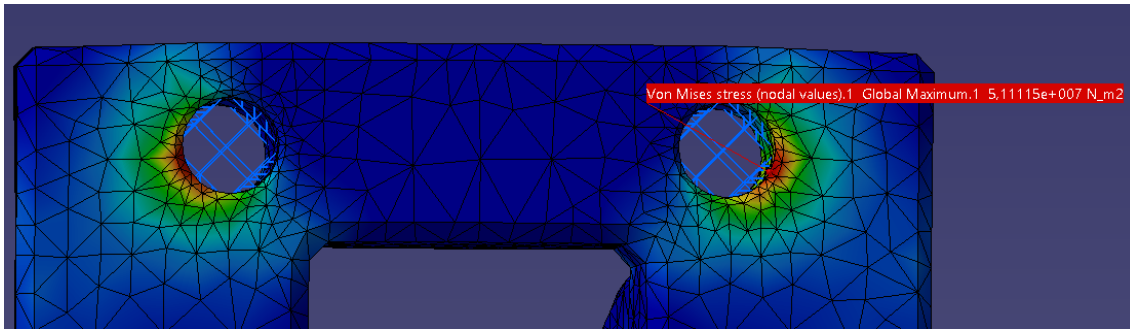
3.225. Irudia: Euskarriaren gaineko desplazamenduak

Deformazioak onargarriak dira, handiena 0,059 mm-takoa delarik.

Eta tentsioak:



3.226. Irudia: Euskarriaren gaineko Von Mises tentsioak



3.227. Irudia: Euskarriaren gaineko Von Mises tentsio maximo gunea

Tentsioak oso handiak ez diren arren, dispersio bat erakusten dute, piezaren inguru guztian zehar, eta seinale ona izaten da.

Baldin eta Von Mises-en tentsio maximo horiek, materialaren elastikotasun muga gainditzen badute, oraindik ere ondo jarraituko du lanean Teeter Block-ak, zonalde horiek oso txikiak izaki, plastifikatu egingo baitira; gune lokal horietan materiala are gehiago gogortuz eta eman ahal diren tentsioak hobeto jasanez.

$$\sigma_{Von Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.253.Ekuazioa

Esan bezala Aluminio 7075-T6 aleazioa aukeratzen da aurreko kasuetan lez, zeinaren $\sigma_{yp}=500$ Mpa-koa den.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

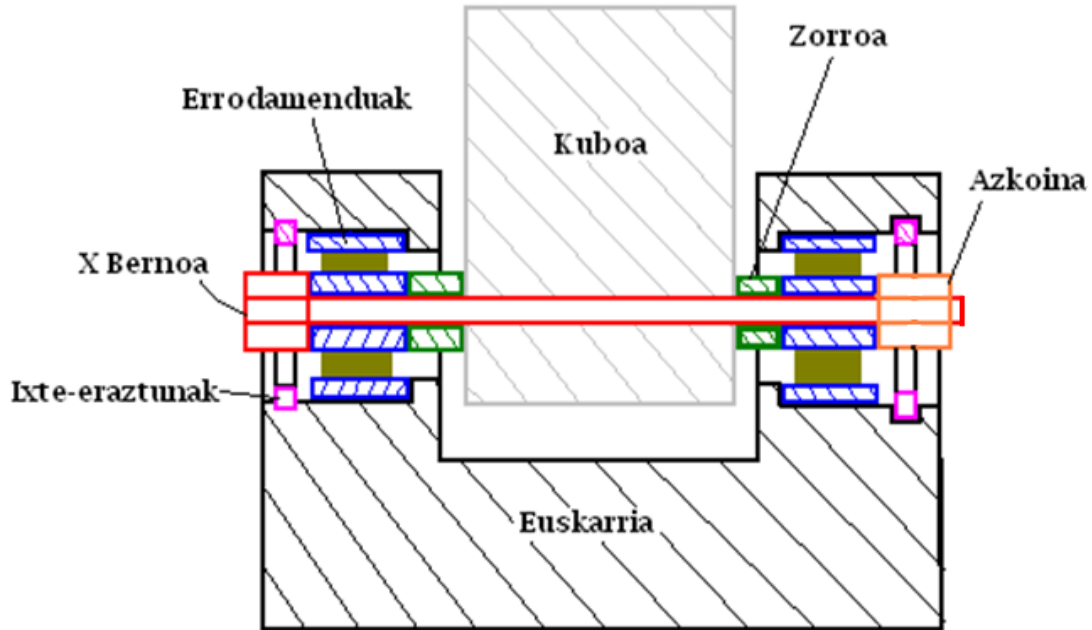
$$\sigma_{Von Mises} = 51,11 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.254. Ekuazioa

Ikusten denez soberan betetzen da segurtasun kriterioa, eta pieza onargarrizat jo daiteke, nahiz eta tentsioak txikiak izaki, seguraski tentsioak hazi eta C.S.-ak jaitsi ahal izango diren arren.

3.21.8. Elementuen arteko muntaia

Elementuen arteko muntaiaren distantzia asko kontuan hartu behar da, garrantzitsuenak, bernoetan behar izango diren kirtenen luzerak izango direlarik. Muntaiaren honela geratzen da:




3.228. Irudia: Muntaiaren

X bernoaren luzera determinatzeko, euskarriak duen luzera guztia ezagutu behar da eta honek 150 mm ditu, beraz X bernoaren kirtenaren luzera 160 mm-koa izatea komenigarria izango litzateke.

Horrela, **140 mm-ko kirtena duen M 20-ko beroa** eskatu behar da, **46 mm-ko zati hariztatuarekin**, kontrazkoina jarri ahal izateko.

Bernoaren estutze momentuari dagokionean, Jesus Bolt-a estutzeko ematen zen pare berdina emango da, ondoko taulan ikusten zen moduan.

Aplikatu beharreko pareta **dinamometro** baten laguntzaz egin behar da:

DINAMOMETRÍA TITANIO											
TORNILLOS ROSCA METRICA					Ti grado 2		Ti grado 4		Ti grado 5		
MET. mm	PASO mm	HEXAG. mm	ALLEN mm	Sección mm ²	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	
2	0,4	4	1,5	1,72	340,28	0,10	595,49	0,18	1.019,61	0,31	
2,5	0,45	5	2	2,88	580,09	0,22	1.015,16	0,38	1.738,17	0,65	
3	0,5	5,5	2,5	4,34	883,30	0,39	1.545,77	0,69	2.646,68	1,18	
3,5	0,6	6	-	5,81	1.178,76	0,62	2.062,84	1,08	3.532,02	1,84	
4	0,7	7	3	7,50	1.516,76	0,91	2.654,34	1,59	4.544,80	2,72	
5	0,8	8	4	12,32	2.521,43	1,86	4.412,51	3,26	7.555,17	5,58	
6	1	10	5	17,36	3.533,18	3,15	6.183,07	5,51	10.586,74	9,44	
7	1	11	-	25,53	5.291,09	5,39	9.259,41	9,43	15.854,11	16,15	
8	1,25	13	6	31,93	6.553,46	7,72	11.468,55	13,51	19.636,63	23,13	
10	1,5	16	8	50,91	10.498,76	15,38	18.372,83	26,91	31.458,25	46,07	
12	1,75	18	10	74,31	15.369,07	26,91	26.895,87	47,10	46.051,52	80,64	
14	2	21	12	102,11	21.164,37	43,13	37.037,65	75,47	63.416,43	129,23	
16	2	24	14	141,07	29.599,38	67,87	51.798,92	118,77	88.690,90	203,36	
18	2,5	27	14	170,93	35.529,93	92,77	62.177,38	162,34	106.461,07	277,96	
20	2,5	30	17	220,42	46.249,04	132,56	80.935,81	231,38	138.579,54	397,19	
22	2,5	34	17	276,19	58.370,16	182,20	102.147,79	318,85	174.899,01	545,94	
24	3	36	19	317,40	66.598,61	229,06	116.547,57	400,85	199.554,53	686,35	
27	3	41	19	419,21	88.731,99	339,16	155.280,98	593,53	265.874,47	1.016,26	
30	3,5	46	22	508,84	107.337,37	458,11	187.840,39	801,69	321.623,19	1.372,66	

Ti grado 2 resistencia similar al acero 4.8.
Ti grado 4 resistencia similar al acero 6.8.
Ti grado 5 resistencia similar al acero 10.9.

La calidad del acero de tornillos se representa por dos números separados por un punto. El primer número representa la resistencia a la tracción (x100 MPa). El segundo, el límite elástico en porcentaje (x10%) respecto al primero. Por ejemplo, un tornillo de calidad 8.8 está fabricado con acero de resistencia a la tracción 800 MPa y límite elástico 640 MPa.

(Los valores de la tabla han sido calculados con coeficiente de rozamiento 0,10)

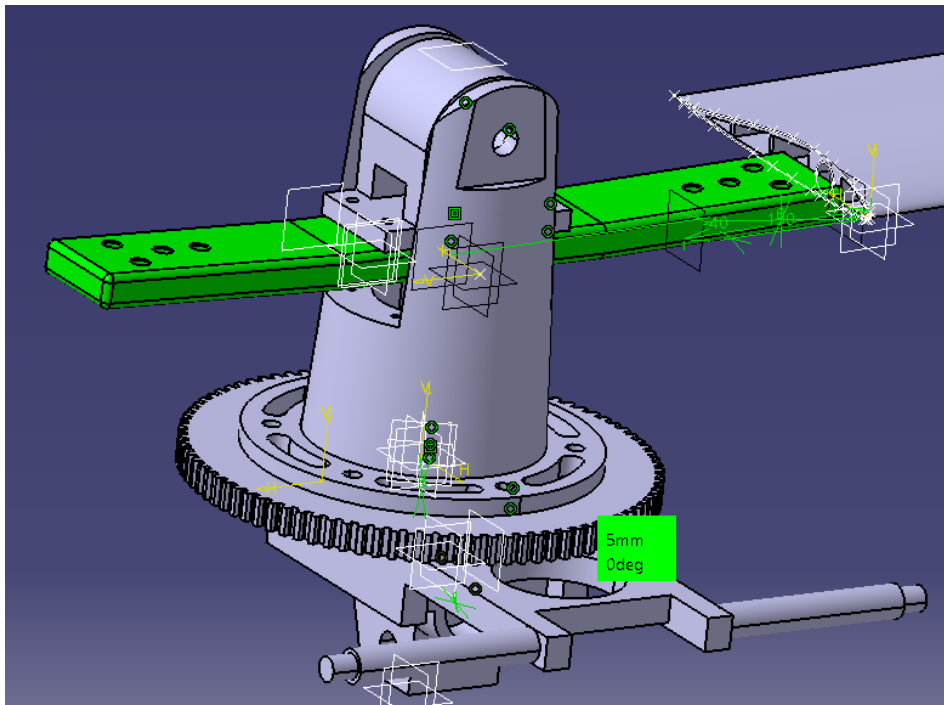
3.229. Taula: Titaniozko bernoentzako metrikaren arabeko estutze-parea

Taulatik ondoriozta daitekeen bezala, dinamometroaren bidez, **M 20**-ko bernoari **397,19 N·m**-ko pareta aplikatu behar zaio.

3.22. Kontrol barraren kalkulua

Pieza honen kalkulurako beragandik gora geratzen diren elementuak hartu behar dira aintzat, bere bitartez transmitituko baitira autojiroaren pilotuak errotoreari igortzen dizkion autojiroaren kontrolerako aginduak; kontrol ziklikodun hodian bitartez.

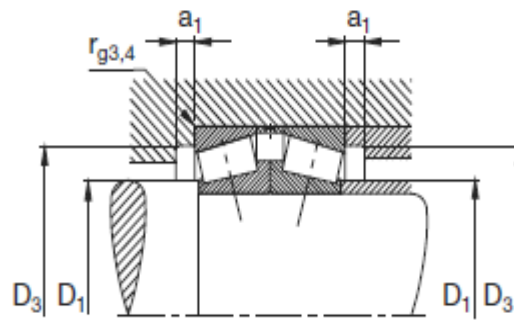
Pieza honen diseinurako, lehen mugapena errodamenduaren barneko uztaiak eta Spindle ardatzak jartzen dute. Dakigunez, ondoko eran gauzatzen da hiruen arteko muntaketa:



3.230. Irudia: Kontrol barra gainontzeko elementuekin

Birutzen ez duen errodamenduaren uztaia, barnekoa alegia, Torque tube-aren gainean apoiatu behar da bere azalera zirkular osoan zehar eta Spindle ardatza ere bien artetik igaro behar da. Irudian ikusten den bezala, sostengu hori Teeter Stand-aren barnean gauzatu behar da, beraz, euskarriak altuera pixka bat izan beharko du, Teeter Stand-arekin kontaktua ekiditeko; gainera prerrotadorearentzako xafla banatzaile baten existentzia ere kontuan hartu beharko da.

Aukeratutako errodamenduaren barneko uztaiaren kanpo eta barne diametroak ondokoak dira:



3.231 Irudia: Errodamenduaren itxura

Velocidad límite*)	Denominación abreviada*)	Medidas auxiliares				
		D ₁ max mm	D ₃ min	D ₃ max	a ₁ min	r _{g3} , r _{g4} max
Pareja de rodamientos min ⁻¹	Rodamiento FAG					
6000	31308A.A50.90.N11CA	51	71	81	4	1,5

3.36. Taula: Errodamenduaren neurriak

Taulatik ikusten den lez, kontrol barrak izan dezakeen diametro maximoa, errodamenduaren sostengu moduan jarduteko, 51 mm-koa da, beraz hau da lehenengo mugapena.

Bestalde, bai errodamendua eta bai kontrol barra zeharkatuz, Spindle bezala jardungo duen berno ere pasatu behar da, eta horrek zulo baten agerpena eragingo du kontrol barrarengan, berno hori pasa dadin, asko jota 40 mm-koa izan daitekeelarik; alegia errodamendu zuloaren diametroa.

Lehenago aipatu zen bezala, Spindle ardatza, errotore-multzoaren ardatza izango da eta bere baitan biratuko du denak. Autojiroaren funtzionamendu optimoarentzat, errotazio ardatzetik aurrera, 1,9 -2,5 zm arteko distantziara egon behar da artikulazio unibertsalaren ardatza, autojiroa egonkorragoa izan dadin. Honela, hau ere ezinbesteko beste diseinu-mugapen bat izango da kontrol barrarentzat.

Desfase-distantzia honen bitarteko balioa aukeratuko da kontrol barraren diseinurako, hots, **2,3 zm**, ez baitira guztiz ezagunak autojiroaren osotasunean dauden parametroak. Hau ere, beste diseinu mugapen bat izango da orduan.

Kontrol barrara, kontrol ziklikodun barra edo hodiak lotzen dira, hauek direlarik indar eta pareen transmisoreak azken finean. Errotorearen biraketa planoak aldatzeko, behar diren pareak desberdinak izango dira, errotazio ardatzetik kontrol ziklikodun barretara dagoen distantziaren arabera, pareak handiagoak eginez distantzia hori hazi ahala. Orduan, distantzia honek kontrol barraren luzera determinatuko du, beraz, diseinuren bat proposatu aurretik kalkulatu beharko da.

Pisuari dagokionez, beste piezetan bezala, zenbat eta arinagoa izan pieza hobea izango dela esan behar da eta pieza ahal den neurrian arintzen saiatu beharko dela.

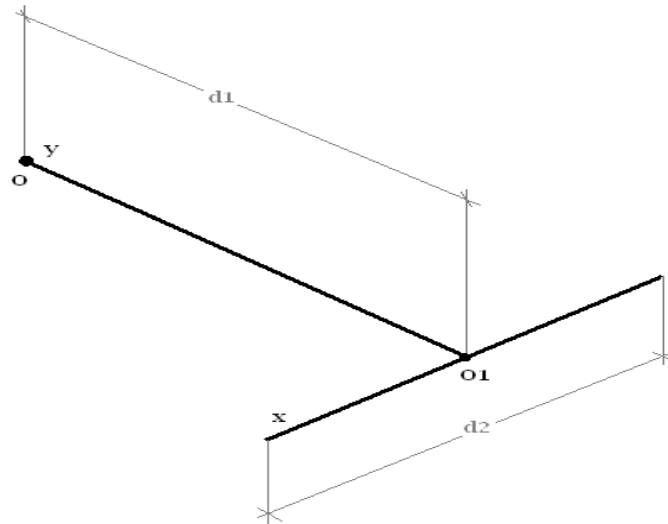
Beheko aldetik ere izango ditu zenbait mugapen piezak, berarengan alojatu behar baitira artikulazio unibertsaleko Y ardatza eta hau marruskadura gabe biratzea ahalbidetuko duten errodamenduak; beherantza izango dituen mutur bietan hauentzako alojamenduak ezarri beharko direlarik, altuera jakin batzuetara. Baina esan bezala, pieza honen gakoa, disko errotorea mugitzeko egin behar diren indar eta momentuek dimentsionatuko dutela da.

Izan ere, pieza honetan muturretik Spindle ardatzera arteko distantziaren arabera, gero pare desberdinak ezarriko dira disko errotorearengan, beraz distantzia hau garrantzitsua izango da.

Distantzia hau, halere autojiroan ezezagunak diren beste elementuen menpe ere badago, beraz suposatu egingo da gutxi gorabehera.

3.22.1. Kontrol barraren gaineko aginduak

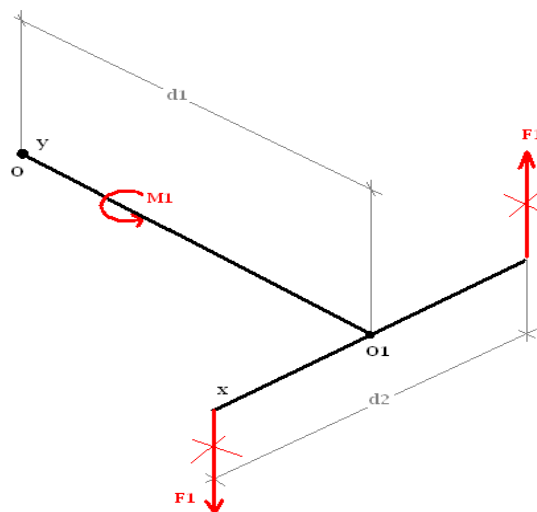
Kontrol barra bat normalean T itxurako gailua izaten da, non O puntua, disko errotorearen pibotamendu zentroa den (Spindle-a alegia) eta O_1 puntura arteko distantzia kontrol barraren luzera izango den. Demagun ondoko kontrol barra sinplea:



3.232. Irudia: T itxurako kontrol barra

Kontrol barrara, d_2 distantziak definitzen dituen muturretara heltzen dira pilotuaren aginduak. Aginteen arabera, hurrengo indar eta momentuak agertzen dira kontrol barrarengan:

a) Momentua eskumarantza



3.233. Irudia: Eskumetaranzko biraketa

$$M_{2y} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot 2 = F_2 \cdot d_2$$

3.256. Ekuazioa

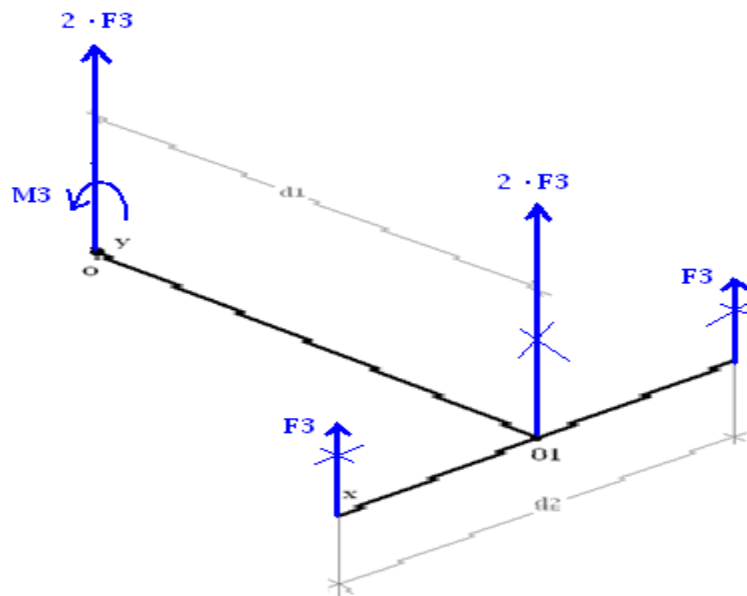
Momentu hau, errodamenduek jasango dute, marruskadura txikia emango delarik beraien biraketan.

c) Gorantza

Oraingo honetan mutur bietan gorantzko indarra agertuko da, eta indar hauek ez dira elkar anulatuko, batu baizik O_1 puntuan; anulatzen dena momentua delarik. Ondoren O_1 puntutik bi indarren batura X ardatzaren biraketa punturarte eramanda, honen baitan M_3 momentua agertuko da:

$$M_{3x} = 2 \cdot F_3 \cdot d_1$$

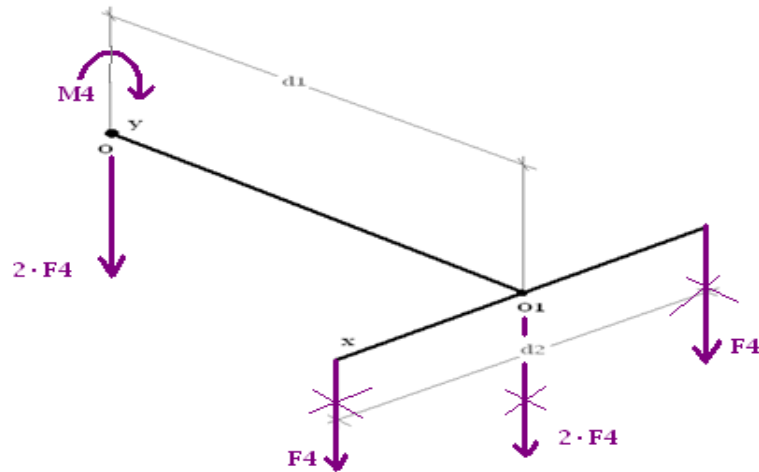
3.257. Ekuazioa



3.235. Irudia: Gorantza

d) Beherantza

Aurreko kasuko antzekoa gertatuko da honetan ere, baina oraingotan muturretan lehen gorantza zihoazen indarrak, oraingotan beherantza izango dira eta momentua alderantziz emango da X ardatzaren baitan:



3.236. Irudia: Beherantza

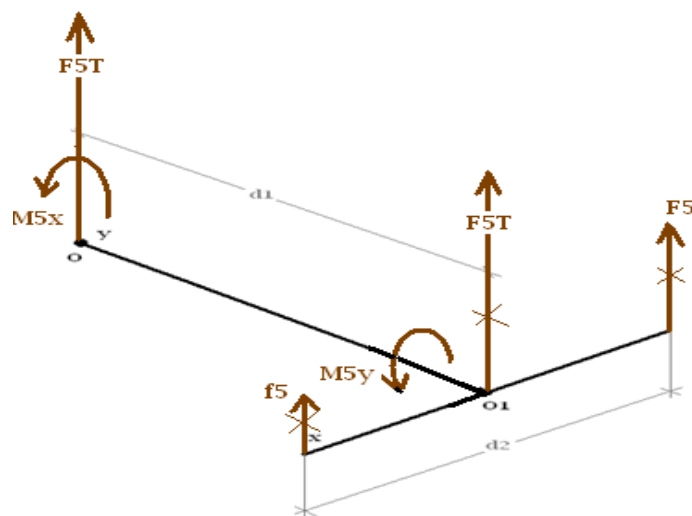
Momentuaren balioa ondokoa da:

$$M_{4x} = 2 \cdot F_4 \cdot d_1$$

3.258. Ekuazioa

e) Eskumarantz + Gorantza

Mugimendu konbinazioentzako agintetik datozen aginduak apurbat konplexuagoak dira. Demagun, muturretan bi indar daudela gorantza tiraka, baina ez direla berdinak, eskumakoa ezkerrekoa baino handiagoa dela. Orduan indar handiagoko indarrak Y ardatzaren inguruan sortzen duen momentua handiagoa da indar txikiak sortzen duena baino, ondoko eran geratzen delarik dena:



3.237. Irudia: Eskumara eta gora

Momentu horren balioa ondokoa da:

$$M_{5y} = \frac{d_2}{2} \cdot (F_5 - f_5)$$

3.259. Ekuazioa

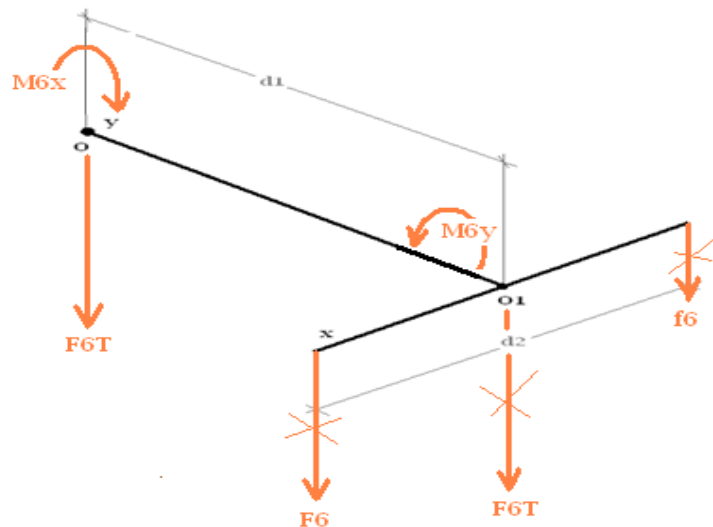
F_{5T} indarrak behin O_1 puntuan kokaturik dela, O puntura eramatean, beste momentu bat sortzen du, baina hau x ardatzaren inguruan:

$$M_{5x} = d_1 \cdot F_{5T}$$

3.260. Ekuazioa

f) Eskumatarantza + Beherantza

Hau aurrekoaren antzekoa da baina kontrako norantzekin. Orain ezkerreko muturrean delarik indarra handiagoa:



3.238. Irudia: Eskumetara eta behera

Y ardatzeko momentuaren balioa:

$$M_{6y} = \frac{d_2}{2} \cdot (F_6 - f_6)$$

3.262. Ekuazioa

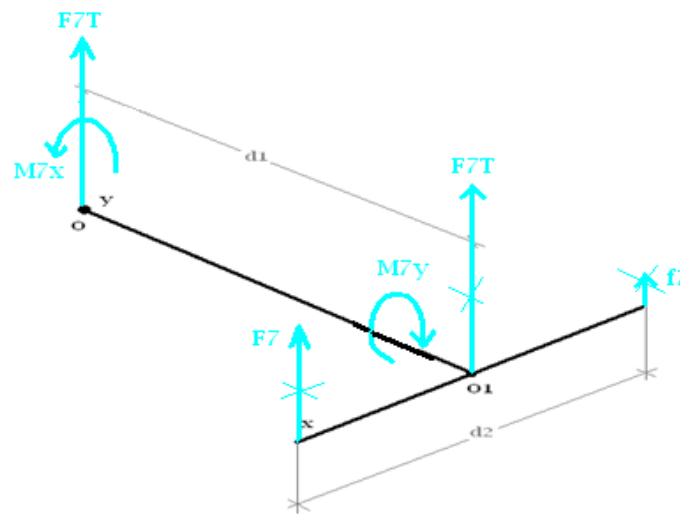
Eta X ardatzakoarena:

$$M_{6x} = d_1 \cdot F_{6T}$$

3.263. Ekuazioa

g) Ezkerretarantz + Gorantza

e) kasuaren egoera iguala da honako hau, kasu honetan, biraketa eskumarantza denaren bariazioarekin. Hemen ere indar bat bestea baino handiagoa da.



3.239. Irudia: Ezkerrera eta gora

Momentuen balioak:

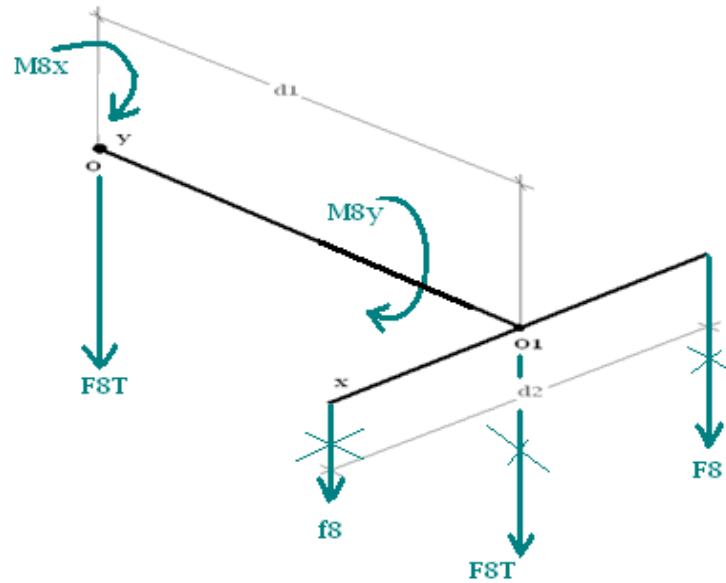
$$M_{7y} = \frac{d_2}{2} \cdot (F_7 - f_7)$$

$$M_{7x} = d_1 \cdot F_{7T}$$

3.264. Ekuazioa

h) Ezkerrerantza + Beherantza

Azken mugimendu posiblea da hau agintearentzat eta aurrekoaren berdina da gorantza barik beherantza delako bereizgarriarekin. Oraingotan, eskumako muturrean da indarra handiagoa, momentu erresultantea, indar honek sortutako norantza berdinekoa izango delarik:



3.240. Irudia: Ezkererantza eta behera

Momentuen balioak:

$$M_{8y} = \frac{d_2}{2} \cdot (F_8 - f_8)$$

$$M_{8x} = d_1 \cdot F_{8T}$$

3.265. Ekuazioa

Hauek dira kontrol barrarengan eman daitezkeen agindu posible guztiak, 8 konbinaketa direlarik. Transmititzen diren momentuekin X eta Y ardatzetan biratuko da dena besterik gabe, beheko aldean dagoen artikulazio unibertsalari esker. Gainera kokatuko diren errodamenduekin denak biratuko du ardatzen inguruan askosaz ere marruskadura txikiagoarekin.

Indar eta momentu hauen inguruan ezagutu beharreko benetako aldagaia, disko-errotorea hegaldian dela, norabidez aldatzeko ezarri behar zaion pareta edo indarra da, honen arabera mugatu bait daitezke kontrol barraren zenbait dimentsio.

3.22.2. Disko-errotorea norabidez aldatzeko beharrezko kanpo eraginak

Memorian aipatu den bezala, autojiro baten disko errotore eta bere errotazio ardatzak (spindle-ak) osatzen duten multzoak, autojiroa hegaz dela, giroskopo baten antzeko jokabidea azaltzen dute.

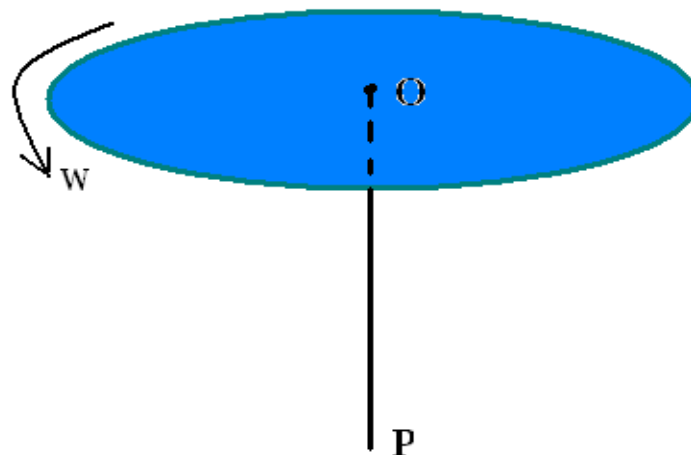
Baldin eta espazioan, solido baten biraketa ardatza finko mantentzen bada edota berarekiko paralelo mantentzen desplazatzen bada, kanpoko eraginik ez badu jasoten, hala jarraituko du biraka, orekan. Baina kanpoko eraginen bat agertzen bada, gorputzak errotatzeari utzi gabe, errotazio ardatza norabidez edo inklinazioz aldatuko da eta beste zenbait fenomeno azaltzen dira. Autojiroaren disko errotorearen kasuan, puntu finko bat beti egongo dela suposatuko da, alegia errotazio ardatzaren oinarria.

Kasuistika hauetan oinarrizko ekuazioa, momentu angeluarraren denboraren menpeko aldaketarena izaten da:

$$\frac{dL}{dt} = M$$

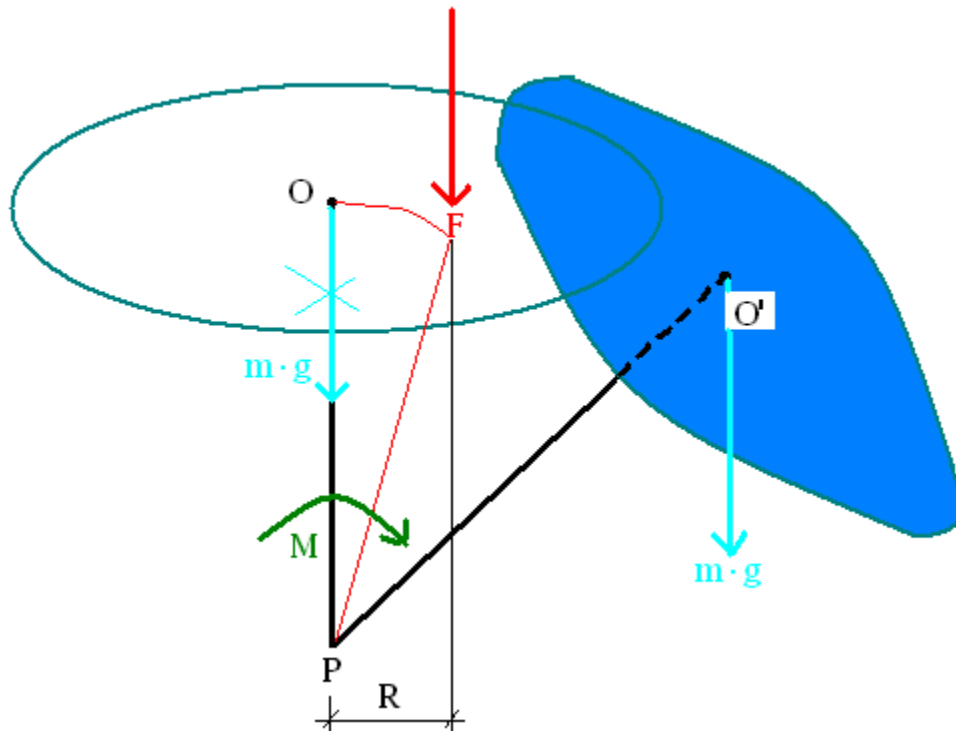
3.266. Ekuazioa

Non bai M eta bai L puntu finkoarekiko kalkulatzin diren. Baldin eta momentu angeluarra ez bada konstantea, M kanpo eraginen momentua ez da nulua izango eta horrek orekaren apurtzea ekarriko du. M-ren agerpenak, kanpo indar edo momenturen baten agerpena ere implikatzen du eta honen agerpenak eragiten du ondoren ikusiko den prezesio fenomenoaren agerpena. Demagun disko errotorea kanpo eraginik gabe biraka:



3.241. Irudia: Disko errotorea bere ardatzaren inguruan biraka

Horrela esan bezala, kanpo eraginik gabe diskoak biratzen jarraituko du bere ardatzaren inguruan eta P puntu finkoaren gainean ω_0 abiadura angeluarrarekin. Baldin eta F indar bat adibidez, aplikatzen bazaio, diskoari bere errotazioan:



3.242. Irudia: F indarra aplikaturik diskoaren gainean

Indarrak eragiten duen momentua ez da nulua eta errotazio ardatza norabidez aldatzen du. Aldaketa horretan, prezesio mugimendua agertzen da, zeina indarraren aplikazioarekiko 90° -ko atzerapenarekin ematen den. Prezesio hau da autojiroaren disko errotorearengan, kontrol barratik datozen aginduek eragiten duten fenomeno, eta ondorioz autojiroaren nondik norakoak gobernatzen dituen.

Horrela, pisuaren momentua P-rekiko, lehen zero zena, jada ezta zero eta M are gehiago aldatzen da. Soilik, P puntuko erreakzioaren momentua mantentzen da nulo bezala. Beraz, Δt denbora batean M aldatzen bada, ΔL ere aldatu egiten da eta aipa bezala prezesioa agertzen da bere aldaketarekin eta espazioan oraindik biraka dabilelarik ebazten dituen zirkunferentziekin.

Prezesio abiadura, esan daiteke beraz, disko errotorearengan aginduak betetzen direneko abiadura dela, eta L-ren aldaketekin aldatzen dela bera ere. Prezesio abiadura kalkulatu aurretik, ebazpenaren zailtasunetik aterako gaituen suposaketa egin behar da:

discoak biratzen duen ω_0 abiadura angeluarra, prezesio abiadura Ω , baino askoz handiagoa dala suposatuko da, horrela, momentu angeluarrak modulotzat ondoko espresioa du:

$$L_0 = I \cdot \omega_0$$

3.267. Ekuazioa

Non, I diskoaren inerti momentua den OP ardatzarekiko. Eta prezesio abiadura:

$$\Omega = \frac{M}{L_0}$$

3.268. Ekuazioa

Baldin eta momentu angeluarraren aurreko espresioa erabiltzen bada:

$$\Omega = \frac{M}{I \cdot \omega_0}$$

3.269. Ekuazioa

Eta espresio horretatik atera daiteke jada prezesio abiadura. Baldin hau ezagutzen bada, disko errotoari agintearen esanak jarraitzeko aplikatu beharreko pareak atera daitezke ostantzean:

$$M = I \cdot \omega_0 \cdot \Omega$$

3.270. Ekuazioa

Autojiroaren kasuan gehiago murgilduta, autojiroetan aginteko esanak jarraitzeko abiadura, hau da, prezesio abiadura, segunduko 10° -koa izatea onargarria izaten omen da, balore tipikoa. 10° horiek, rad/s-tan:

$$10^\circ \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = 0,1745 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

3.271. Ekuazioa

Disko errotoaren inertzia OP ardatzarekiko lehenago kalkulatu zen eta bere balioa ondokoa zen:

$$I_{\text{Errotoarea}} \approx 351 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.272. Ekuazioa

Horrela baldin eta errotazio abiadura hegaldi normalean 300 rpm-koa baldin bada, atera daiteke aginduak emateko beharrezko pareta:

$$M = I \cdot \omega_0 \cdot \Omega = 351 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 10\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,1745 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1924,21 \text{ Nm}$$

3.273. Ekuazioa

Pare honek aurreko irudietako indarren arteko erlazioa determinatzen du, aplikatzen den F indarrak sortzen duen momentua eta behin inklinatuta, pisuak egiten duen momentuaren arteko hartu-emona alegia.

Sustentazio indarra disko errotorearen erradioaren 75 %-ra ematen da eta distantzia hori kontsideratuz, atera daiteke aurreko momentua sortzen duen indarra:

$$F_{\text{Beharrezkoa}} = \frac{M}{0,75 * R} = \frac{1924,21 \text{ Nm}}{0,75 \cdot 4,5 \text{ m}} = 610 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} = 62,27 \text{ kg}$$

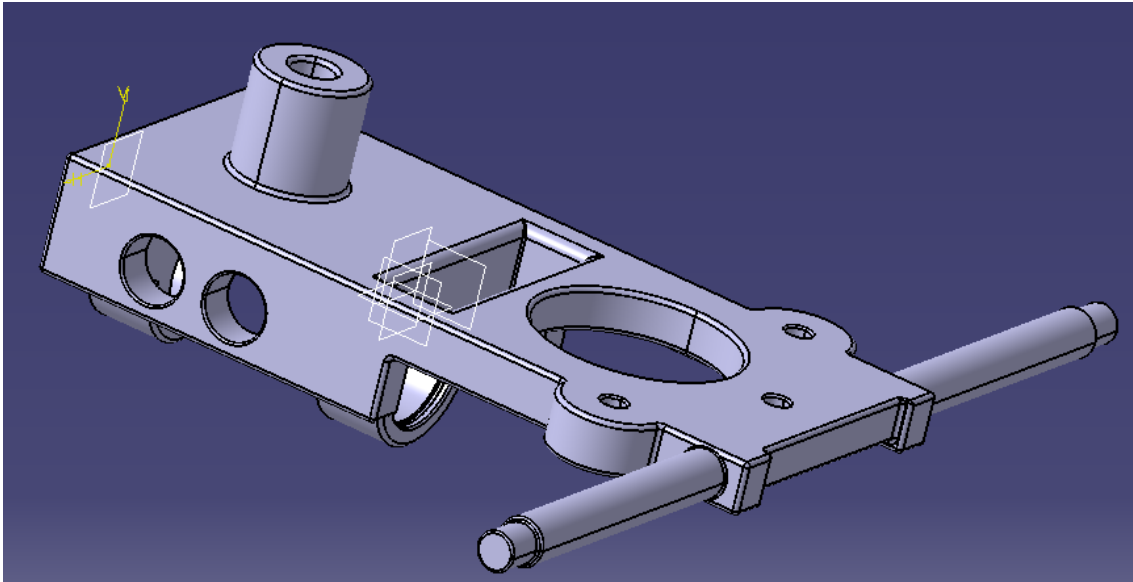
3.274. Ekuazioa

Baldin eta indar hau aplikatzen bada sustentazioa ematen den zirkunferentzian, orduan hegaldi baldintza horietarako, autojiroaren disko errotorea inklinatu egingo da 10°/s-ko abiadurarekin.

Kalkuluetarako, indar hau 60 kg-koa izango dela suposatuko da, gero benetan pilotuak gutxiago egin beharko dituelarik bere aginte palankan.

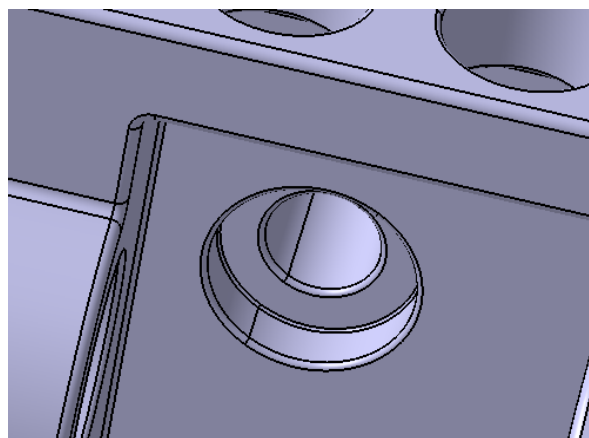
3.22.3. Kontrol barraren lehen diseinua

Kontrol barraren lehenengo diseinua ondokoa da:



3.242. Irudia: Kontrol barra 1

Aurreko puntuetan azaldutako diseinu mugapen guztiak barneratu dira diseinu honetan, autojiroaren aurrerapenaren eraginez agertzen zen momentuak ezartzen zuena, errodamendu nagusiaren barneko eraztunak esleitzen zuena, eta nola ez Spindle ardatzak ezartzen zuena, beheko aldean ere, M20-ko bernoaren burua sartu ahal izateko alojamendua egin delarik:



3.243. Irudia: Bernoaren buruarentzako alojamendua

Era horretan gainontzeko elementuen gain ere eragin gutxiago izango du bernoaren presentziak, eta apurbat bada ere, material gutxiago izatean pisua jaitsiko da.

Aurrez, aipaturiko diseinu mugapenez gain, kontrol barra, diseinu honekin jada, artikulazio unibertsalaren parte izatera pasatzen da, errodamendu bi alojatzeko tokia ezarri bait zaio. Era horretan, beheko belarri bietan, errodamendu bana alojatuko dira, eta berno batek igaroko ditu biak. Agintetik aginduak hartu ondoren, kontrol barrak bernoaren baitan biratuko du, errodamenduei esker inongo oztopo edo marruskadurarik gabe. Hau dela eta erabaki da errodamenduak jartzea, nahiz eta modu honetan gehiago garestitu daitekeen errore-burua, funtzionamendua askosaz hobea izango baita. Baita prerrotazioaren motorea ere lotuta doa.

Errodamendu bi hauek, autojiroa hegaz dela, autojiroaren pisuaren kargaren erdia ezarriko diete belarri biei, hauek jasan egin beharko dutelarik.

Kontrol barra, beti izango da Spindle ardatzaz mugatuta eta T forma duen gunean aplikatuko dira aginteko indarrak, agindu konbinaketaren arabera momentu eta flexio desberdinak emango direlarik kontrol barrarengan. Indarrak esan bezala, 30 kg inguruak izan daitezke gehienez, baina 2-ko segurtasun koefiziente bat erabiliz, 60 kg-koak direla suposatuko da kalkuluetan.

Kontrol barra 1-k ondoko bolumena du Catiaren arabera:

$$V_{\text{Kontrol barra 1}} = 0,002 \text{ m}^3$$

Gainontzeko elementu gehienekin bezala, hautatutako materiala, aluminioa da, altzairua baino 3 aldiz arinagoa baita, eta gisa honetako aplikazioetarako aproposena. Aluminioaren dentsitatea $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ -koa bada, piezaren bolumena ezagututa, duen pisua atera daiteke. Dentsitatea kg/mm^3 -ra pasatuz:

Eta orduan pisua ezagut daiteke:

$$P_{\text{Kontrol barra 1}} = \rho * V_{\text{Kontrol barra 1}} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,002\text{m}^3 = 4,2 \text{ kg}$$

3. 275.Ekuazioa

Eta baldin eta tentsioak onargarriak badira, pisu aldetik pizka bat pisutzua den arren ikusi egin behar da.

3.22.3.1. konbinazioa *Kontrol barra 1*-ren gain

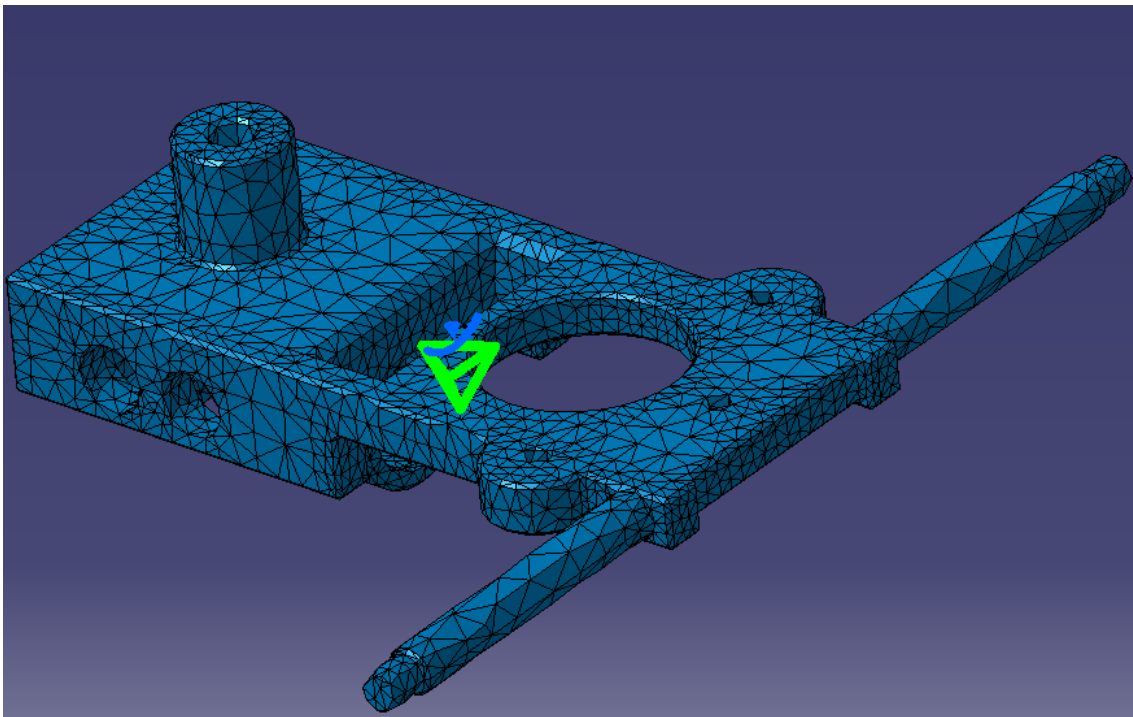
Azter dezagun ea tentsioak nola eusten dituen *Kontrol barra 1* piezak.

Pieza Catia V5-eko Ansys-era sartzen da, beti bezala, ondoko parametroak esleituz analisirako:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

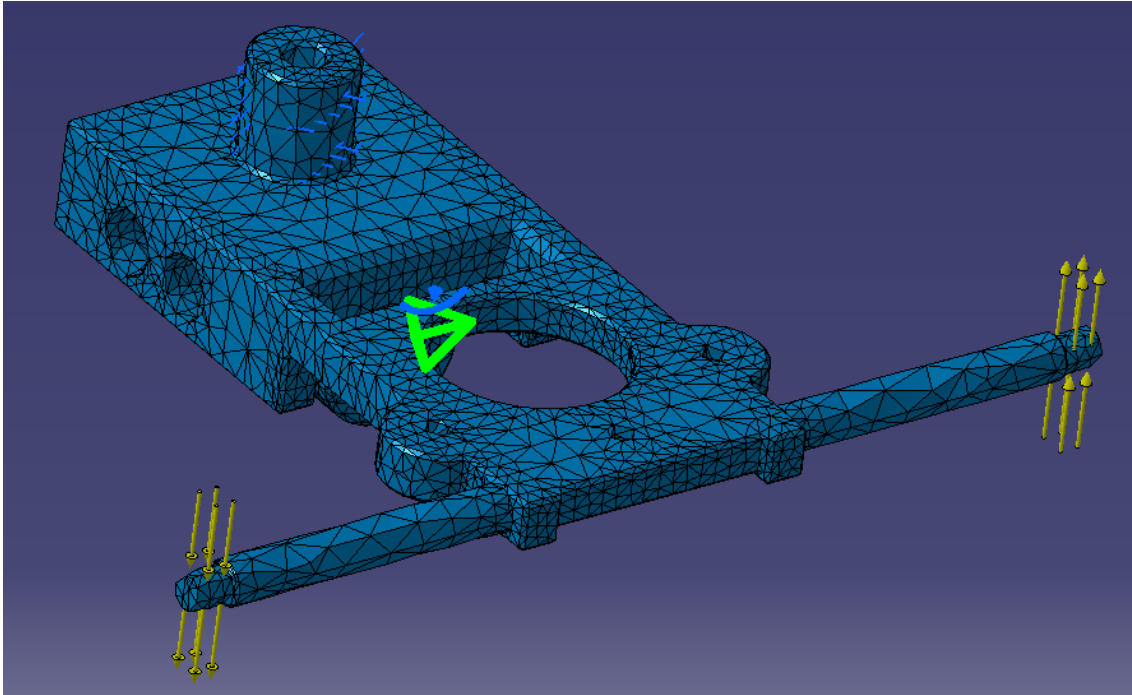
$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$



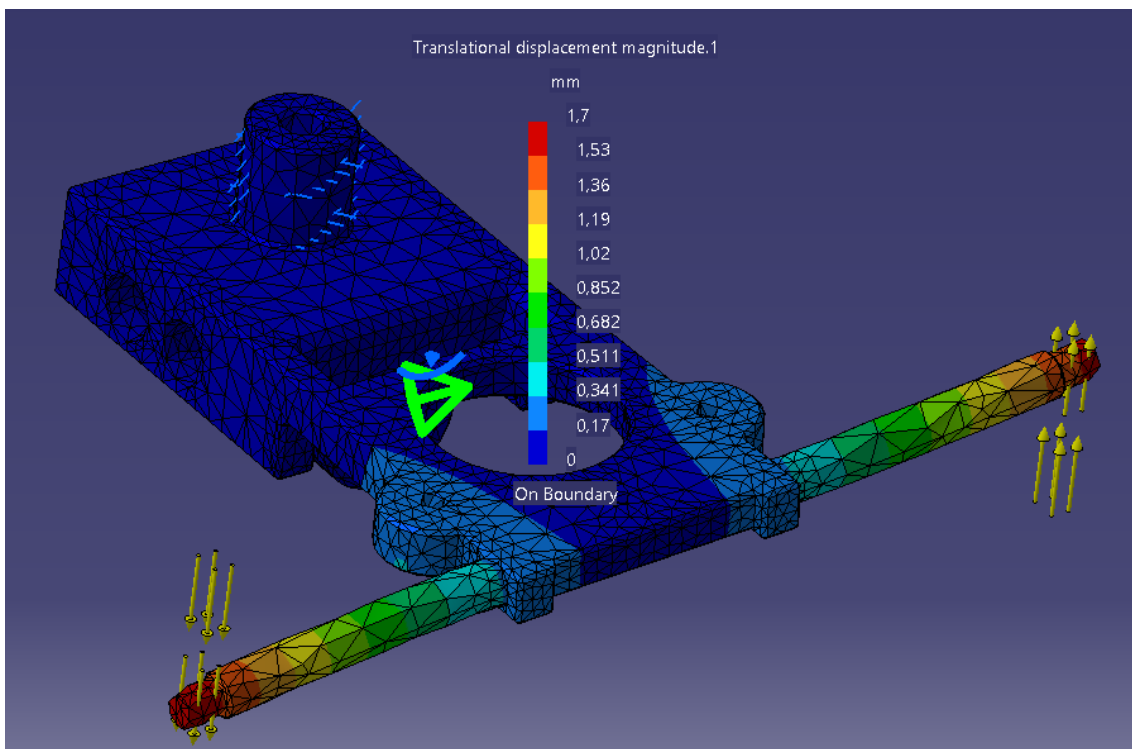
3.244. Pieza Catian mallatuta

Orain piezaren gain agintean eman daitezkeen indar-pare konbinazioak sartzen aritu behar gara. Demagun lehenengo konbinazioa aplikatzen dela piezaren gain:



3.245. Irudia: 1.go konbinazioa piezaren gain

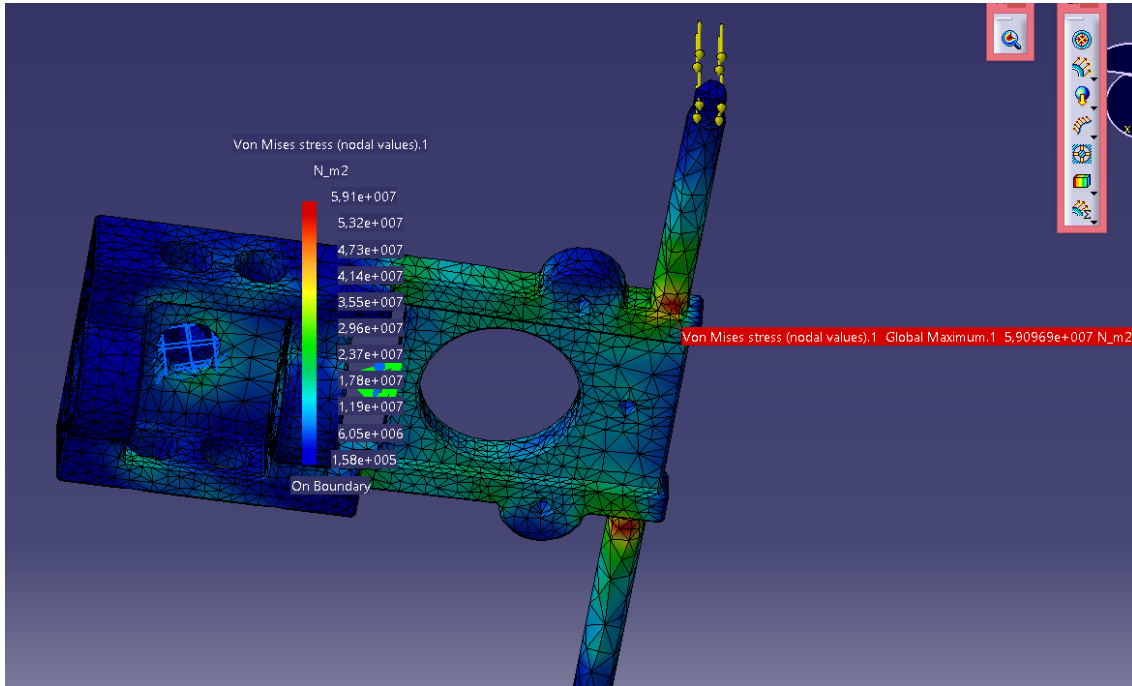
Lehenengo konbinazioa, sinpleena zen, muturrak kontrako aldeetarantz bideratzen zirelarik. Mutur bakoitzean, 60 kg-ko indarra aplikatzen dela suposatuko da:



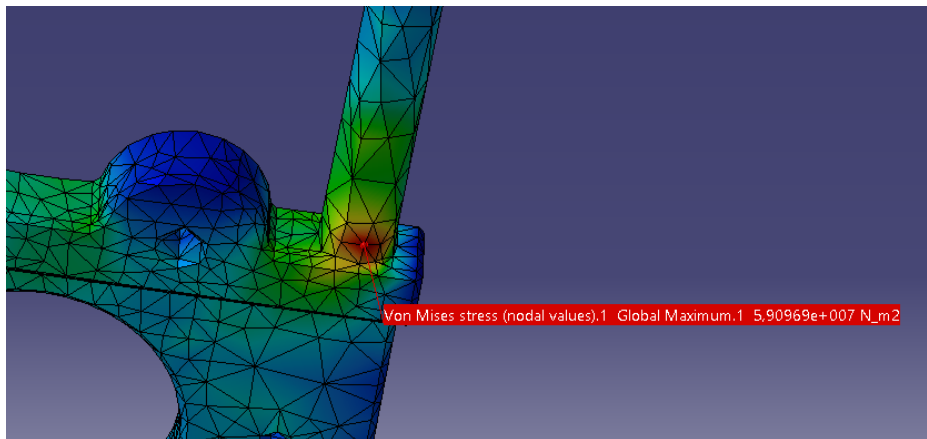
3.246. Irudia: 1.go konbinazioak sorturiko desplazamenduak

Ikusten denez, deformazioak muturren gain ematen dira, eta hasiera batean ontzat eman daitezke, desplazamenduak soilik 1,7mm ingurukoak izango baitira, biak ere muturretan ematen direlarik.

Tentsioekin hurrengo gertatzen da:



3.247. Irudia: Kontrol barra 1-ren gaineko Von Mises tentsioak



3.248. Irudia: Kontrol barra 1-ren gaineko Von Mises tentsio maximoaren puntua

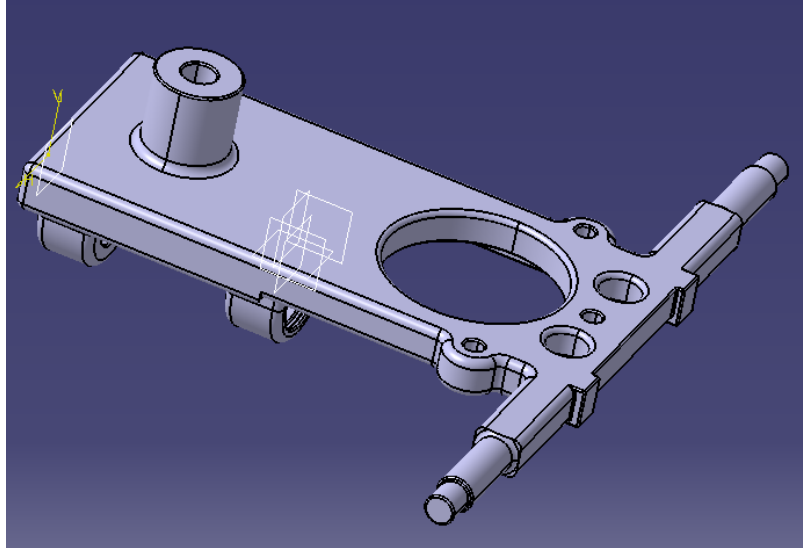
$$\sigma_{Von Mises} = 59,09 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.276. Ekuazioa

Kontrol barra gehiago zurrundu behar da, errodamenduetan kargak jarriz tentsio handiak sortzen dira eta.

3.22.4. Kontrol barraren bigarren diseinua

Hau da bigarren diseinua:



3.249. Irudia: Kontrol barra 2

Bigarren diseinu honetan pisua kendu diogu eta barrak zurrundu dira.

$$V_{\text{Kontrol barra 2}} = 0,001 \text{ m}^3$$

Eta orduan pisua jada atera daiteke:

$$P_{\text{Kontrol barra 2}} = \rho * V_{\text{Kontrol barra 1}} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,001 \text{ m}^3 = 2,8 \text{ kg}$$

3.276. Ekuazioa

Eta baldin eta tentsioak onargarriak badira, pisu aldetik ederto dagoela esan daiteke, 2,8 kilo inguruan baitago pieza. Gainera, aurreko diseinuko baldintzak ere hobetzen dira.

Spindle ardatza igarotzen den hormetan ezartzen delarik mugapena piezentzat, ondoko eran aplikatzen dira kargak gainontzeko zonaldeetan:

→Errodamenduen beheko erdizilindroetan autojiroaren pisuaren erdia:

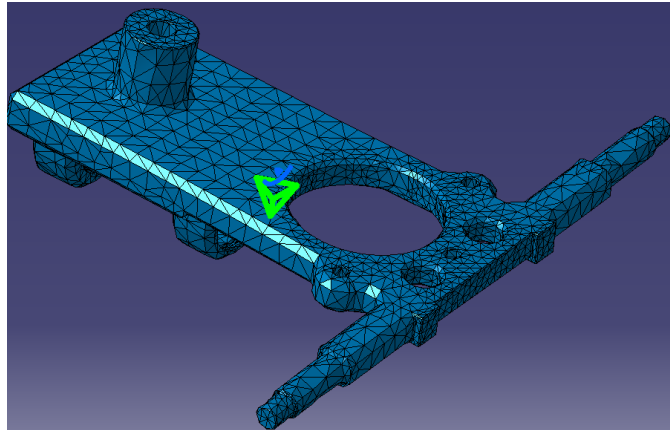
$$F=11036,25 \text{ N}$$

→Muturretan aplikatu beharrekoa: Autojiroaren pisuaren erdia

$$F=2207,25 \text{ N}$$

3. 22.4.1.go konbinazioa Kontrol barra 2-ren gain

Konbinazio hau, aurrekoari aplikatu zitzaion berdina da, eta era berean, ezarri ziren kalkulurako beharrezko parametroak. Pieza Catian:



3.250. Irudia: Kontrol barra 2 mallatute

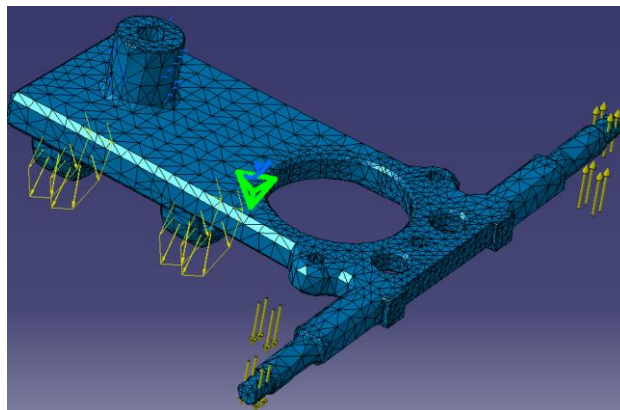
Ondokoak dira lehenagoko datuak:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72 \text{ GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

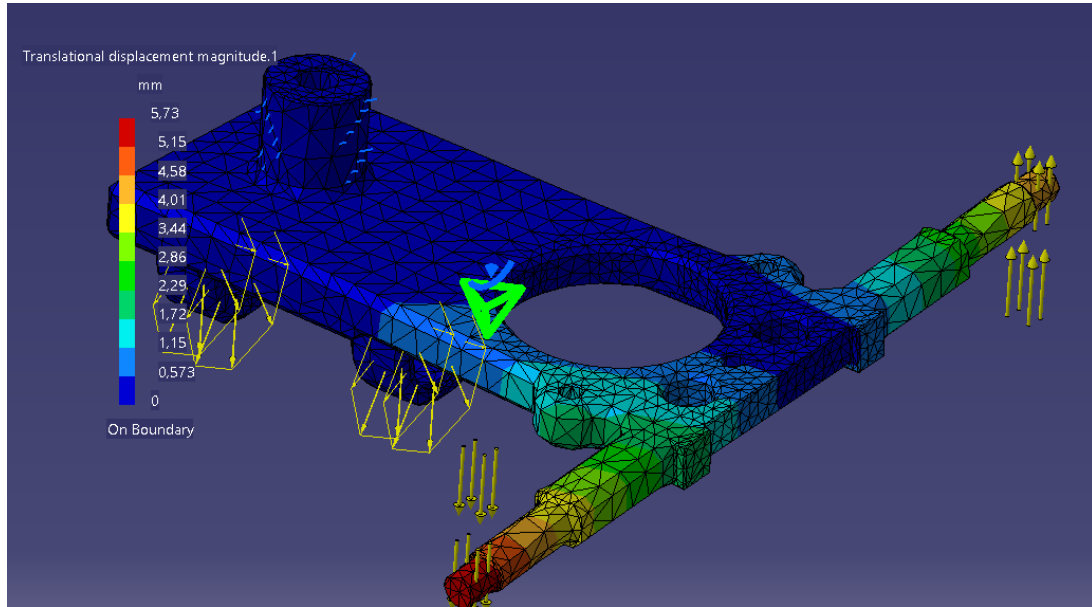
$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800 \text{ kg/m}^3$$

Eta kargak aplikaturik dagokien zonaldeetan, modu honetan geratzen da pieza:



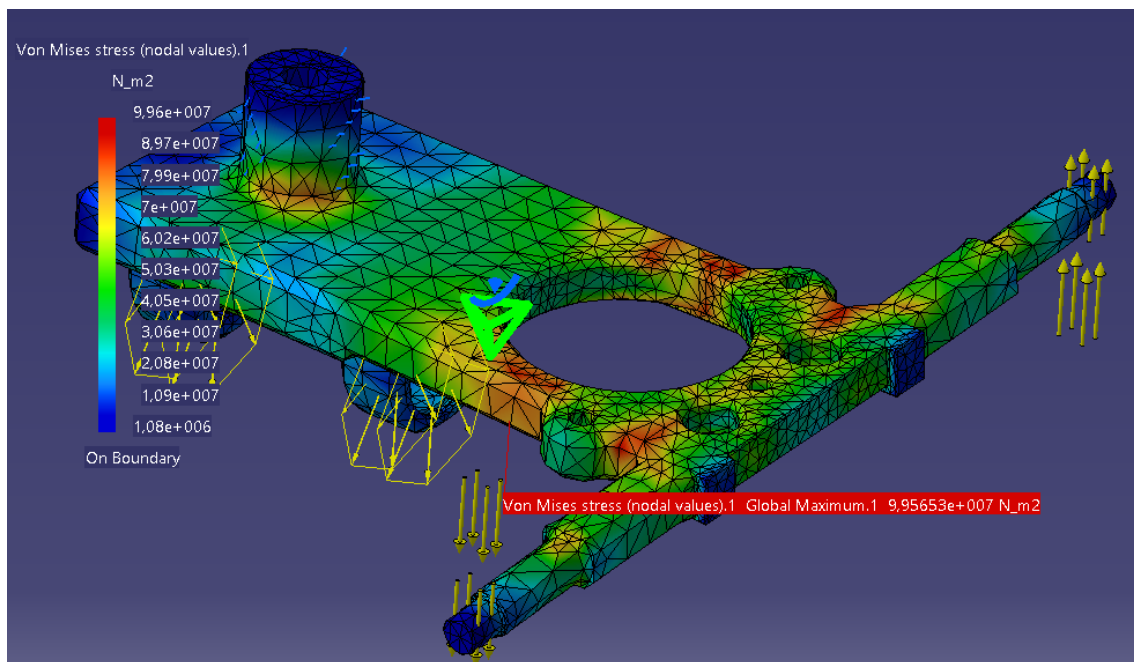
3.251. Irudia: Kargak indar banatu moduan aplikatuta muturretan

Ikus daitezke irudian, horiz daudenak dira kargak, bai muturren eta bai errodamentuen alojamenduetan. Aldiz, urdin kolorekoek mugapenak adierazten dituzte. Kargaren tamainaren mailak beheko eskala grafikoa ikus daitezke. Indarrok aplikatuta, ondoko emaitzak lortzen dira:



3.252. Irudia: Kontrol barra 2-ren gaineko desplazamenduak

Deformazioak 5,73mm -koak dira, piska bat handia baina kontsideratuz palankaren distantzia handia dela momentoak handiagoak dira.



3.253. Irudia: Von Mises tentsioak 1.kargaren ondorioz

Kasu honetan, bai desplazamenduak eta bai tentsioak onargarriak dira, desplazamendu maximoa 5,7 mm ingurukoa baita eta tentsioek ez dituzte Von Mises-en tentsio onargarriak gaitzen ikus daitekeen moduan. Dakigunez, estatikara lan eginez emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von\ Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{c. s.}$$

3.277.. Ekuazioa

T6 tratamendu termikoa jasaten duen, **Aluminio 7075-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=500$ Mpa-koa dela gogoratuz eta aerountzien diseinuetan erabiltzen diren segurtasun koefiziente baxuak direla eta C.S.=3 –ekoa erabiliko dela aintzat hartuz:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 99,56\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c. s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

3.278.Ekuazioa

Beraz, piezaren gain agertzen diren Von Mises-en tentsioak onargarriak dira, behintzat 1.go konbinazio honentzat.

3. 22.4.2. konbinazioa *Kontrol barra 2-ren gain*

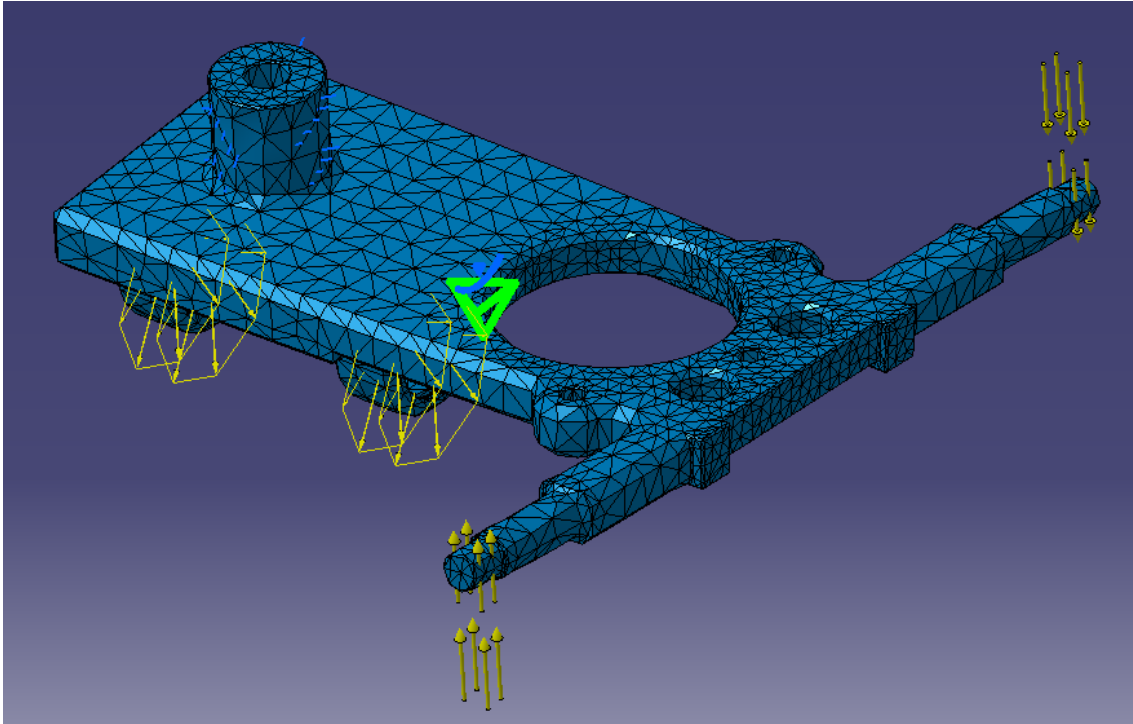
2. konbinazio honetan, aurreko konbinazioko indar berdinek hartzen dute parte baina kontrako norantzekin, horrela kontrol barrarengan sortuko den pare ezkerretaranzkoa barik eskumataranzkoa izango da. Orduan, piezan karga eta mugapenak ezartzen dira, alde batetik errodamenduak apoiatzen diren zilindro erdietan:

$$F_{Erroda} = 11036,25N$$

3.279. Ekuazioa

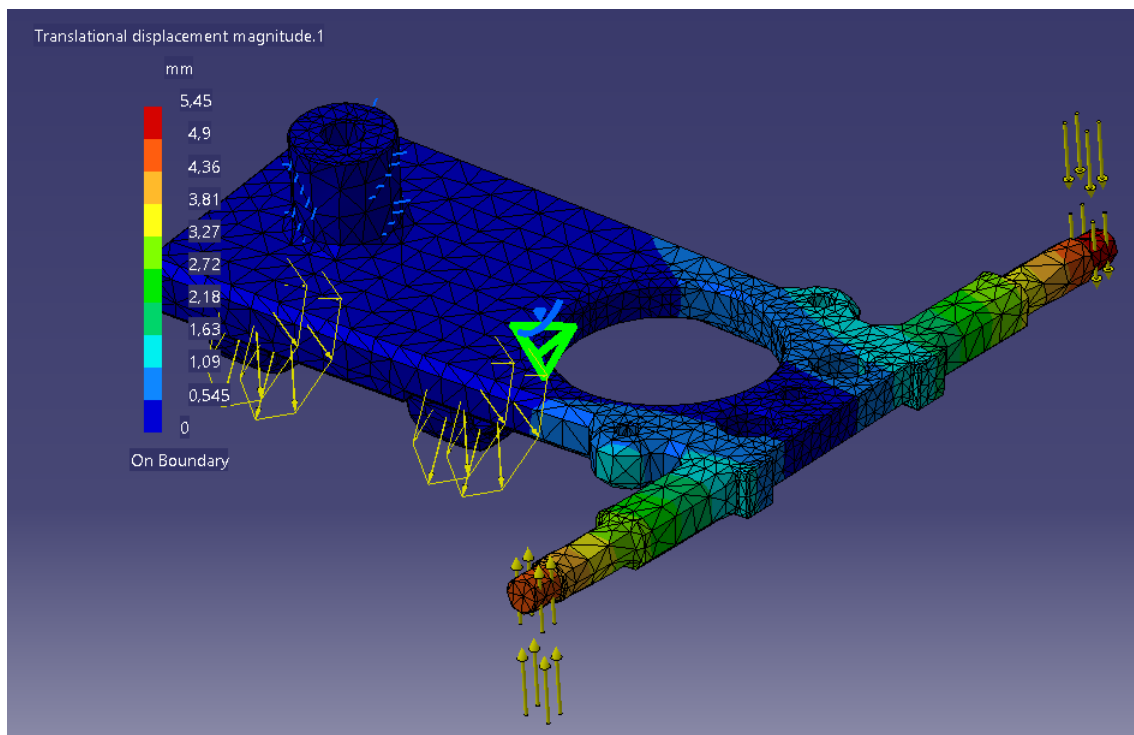
$$F_{Muturrean} = 2207,25N$$

3.280. Ekuazioa



3.254. Irudia: Kontrol barrarengan 2. Konbinaketa

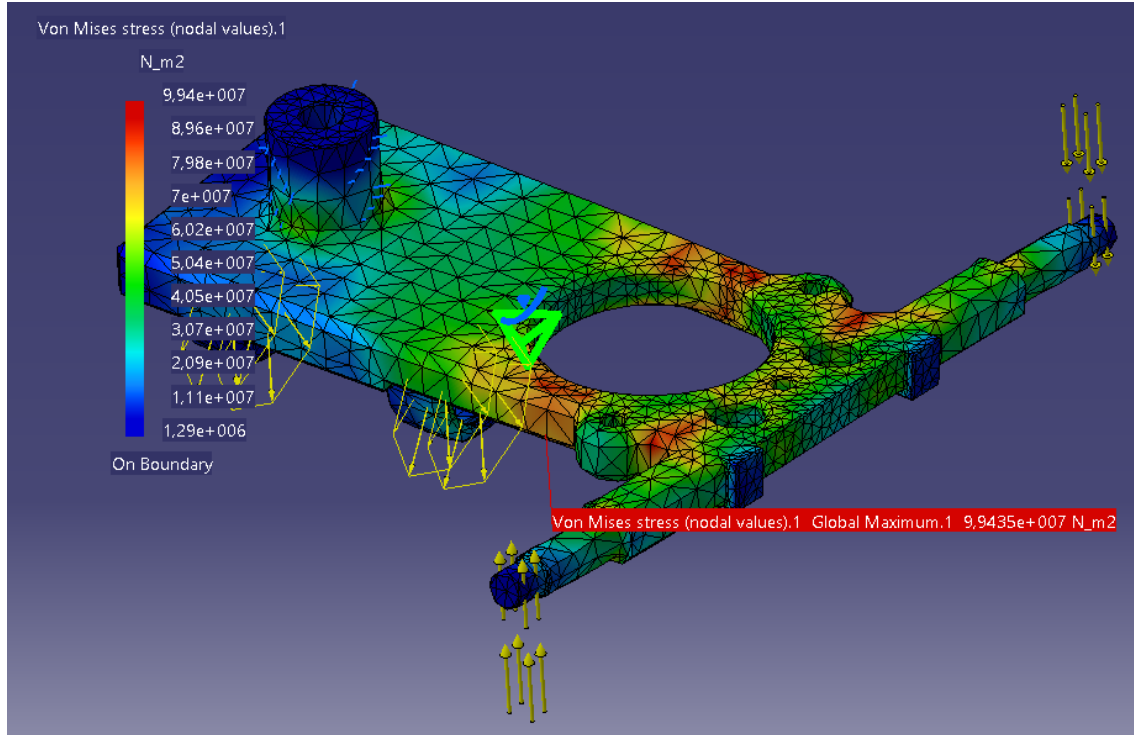
Karga hauek ondoko desplazamenduak ezarriko dituzte kontrol barrarengan:



3.255.Irudia: 2. Konbinazioaren ondorioz emango diren desplazamenduak kontrol barrarengan

Desplazamenduak onargarriak dira, 5,45 mm-ko desplazaketa maximoak emango direlarik.

Tentsioak:



3.256. Irudia: Von Mises tentsioak *Kontrol barra 2*-arengan

Hauek ere tentsio onargarriak izango dira, ez baitituzte inolaz ere tentsio onargarriak gaitutuko, aurreko konbinazioaren balio berbera izango dutelarik, kasu duala izaki:

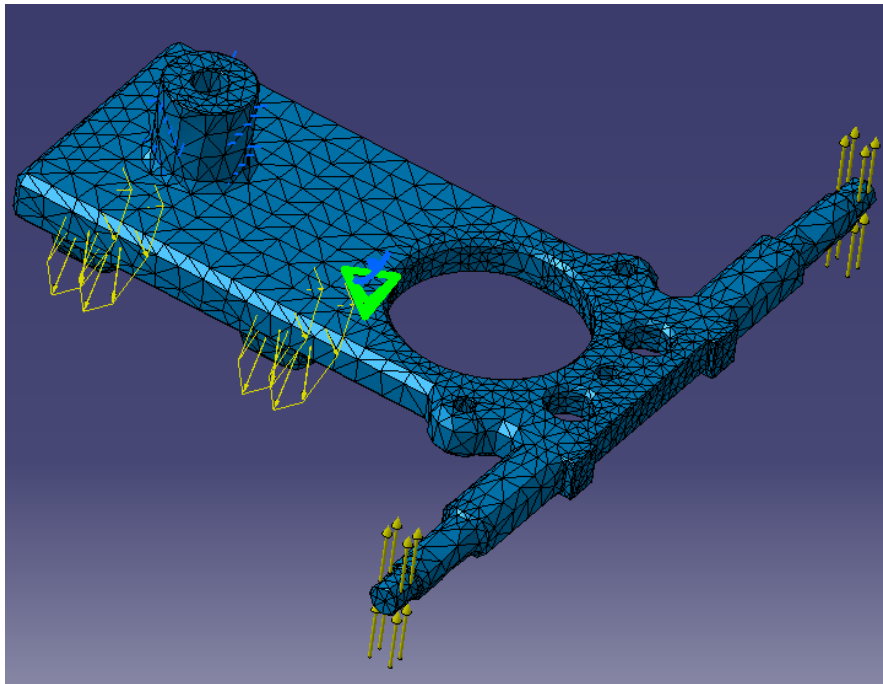
$$\sigma_{Von Mises} = 99,43 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

3.281. Ekuazioa

Beraz, tentsioen aldetik ere jasagarria da konbinaketa egoera hau.

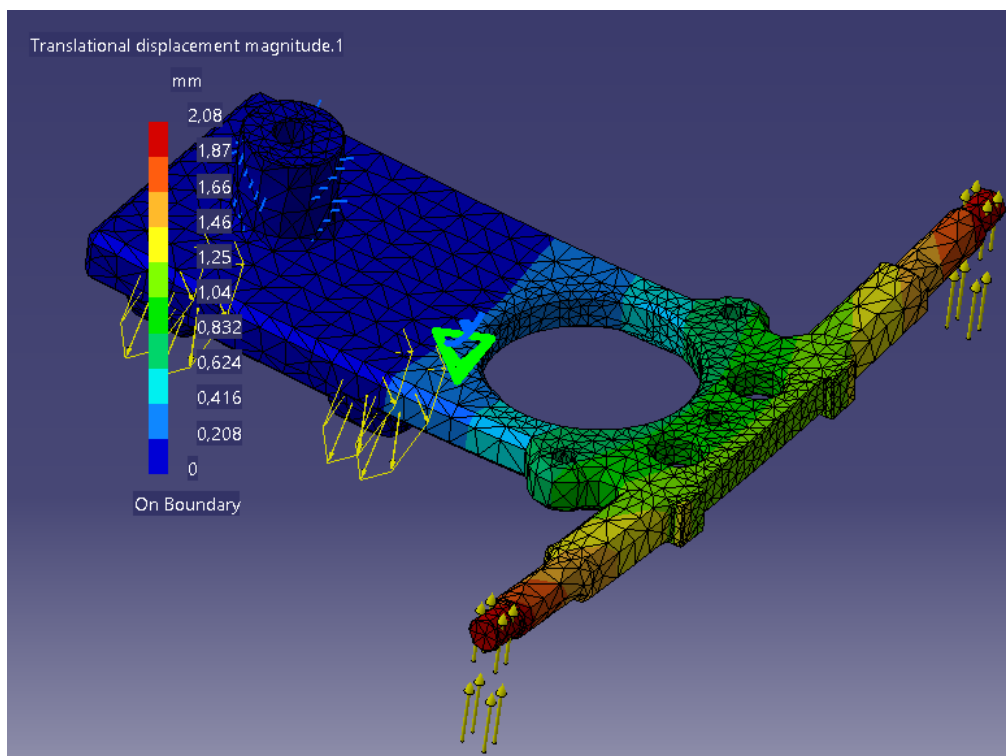
3. 22.4.3. Konbinazioa *Kontrol barra 2*-ren gain

Kasu honetan ere indar berdinak erabiliko dira, baina indar biak arituko dira goranzka tiraka, beste pare bat sortuz kontrol barrarengan. Dena dela, material berdina erabiliko da piezarentzat, eta modu berean aztertuko da. Konbinazioari dagozkion indarrak aplikatuz:



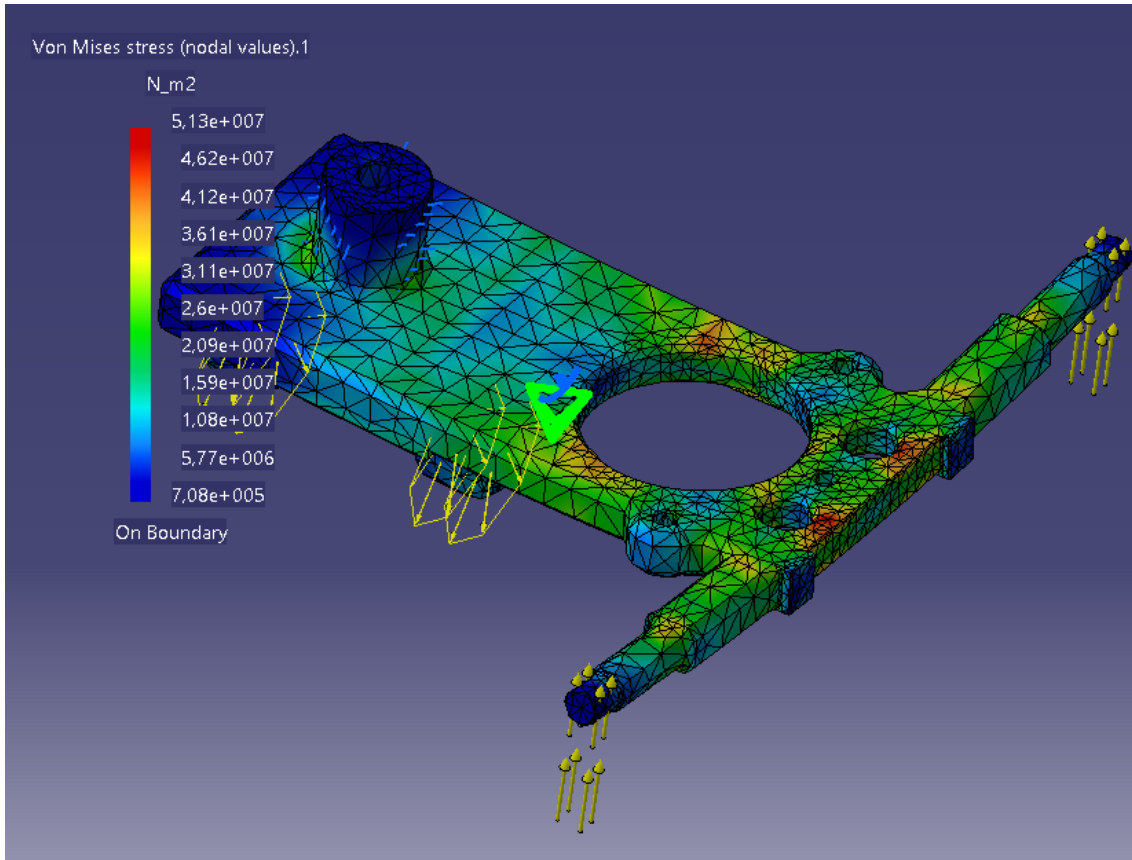
3.257. Irudia: 3. Konbinazioa kontrol barrarengan

Indar banatuen balioak berdinak dira eta sortzen dituzten desplazamendua:



3.258. Irudia: Desplazamenduak

Desplazamenduak onartu daitezke, aurreko kasuetan baino txikiagoa da 2,08 mm-koa.



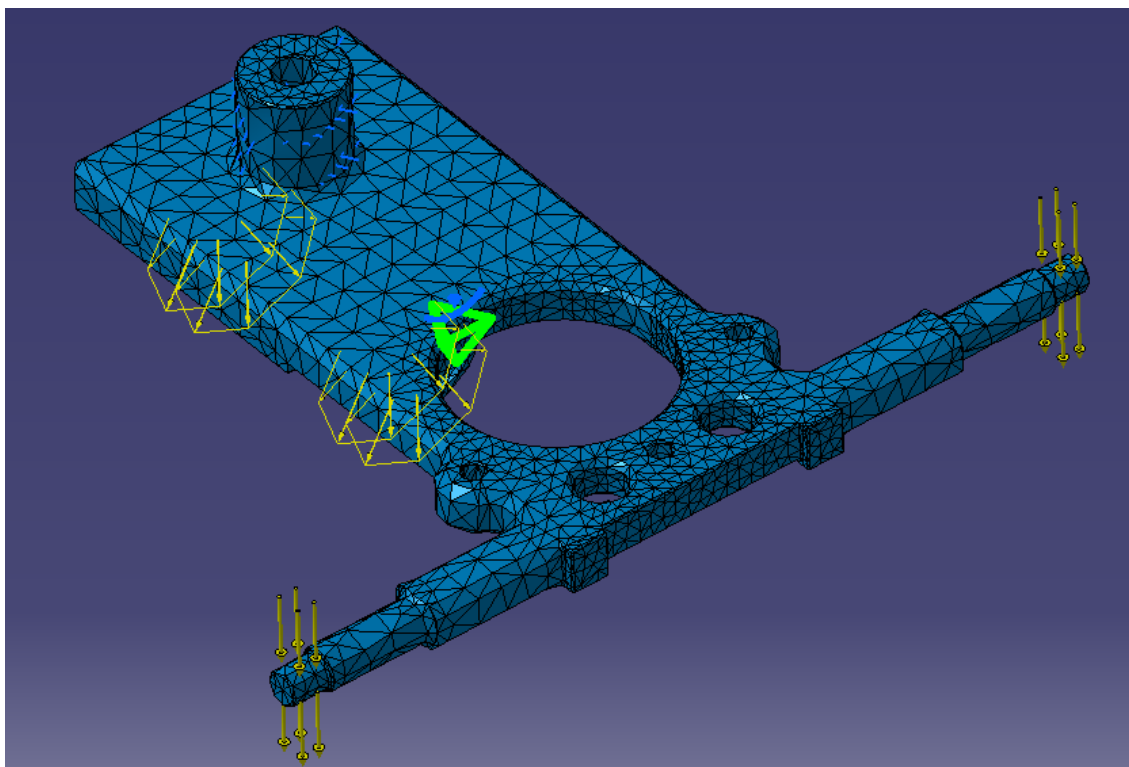
3.259.Irudia: Von Mises tentsioak 3. konbinazioaren ondorioz

Aurreko kasuetan bezala, kargak onargarriak dira, ez dutelarik estatikara inolaz ere tentsio onargarria gainditzen. Karga berdinak izaki eta aplikazio modua baita ere, tentsioak antzekoak dira konbinazio guztietan, hain zuzen 51,3MPa-koa.

3. 22.4.4. Konbinazioa *Kontrol barra 2-rengan*

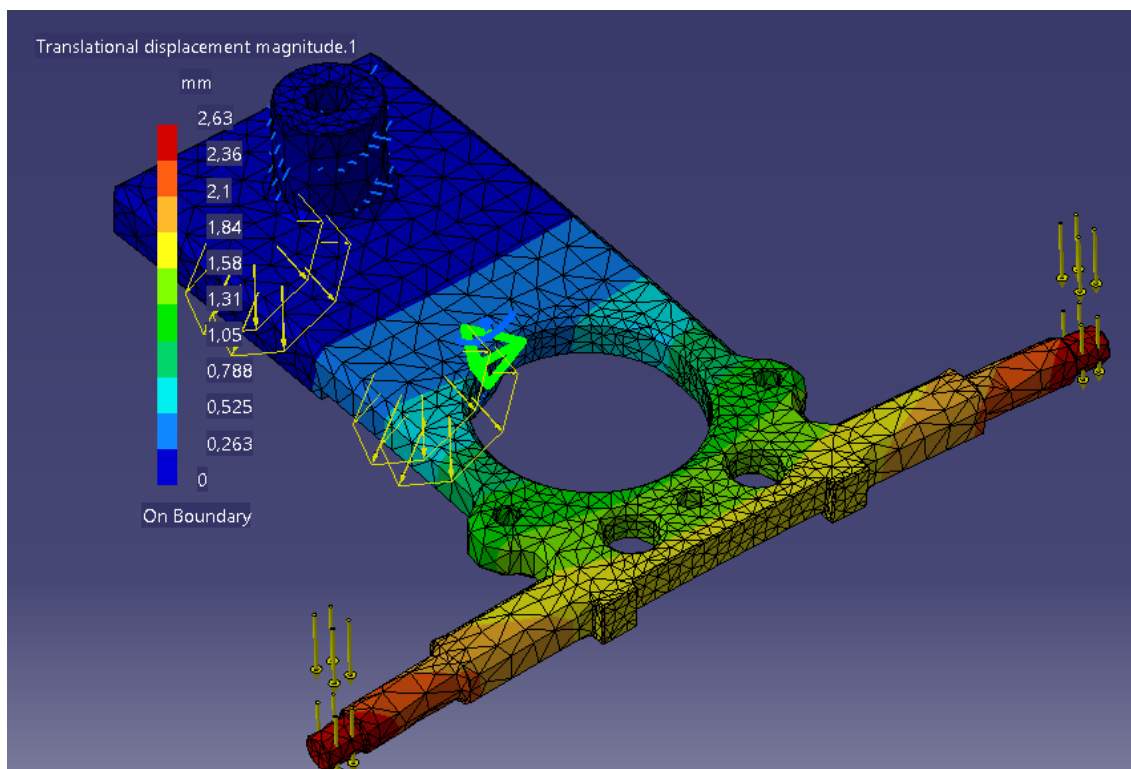
Baldin eta 3. konbinaketan indarrak kontrol barra gorantz mugitzen ahalegintzen baziren, oraingo honetan barra beherantz mugitzen saiatuko dira, baina kargak berberak izaki kasu duala izango da, eta egoera tentsionala beretsua izango da.

Orain arte ezarritako karga berdinak ezarriko dira piezengan eta mugapenak ere leku berebean ezarriko dira, ikus daitekeen bezala:



3.260. Irudia: Kontrol barra 4. konbinazioko indarrekin

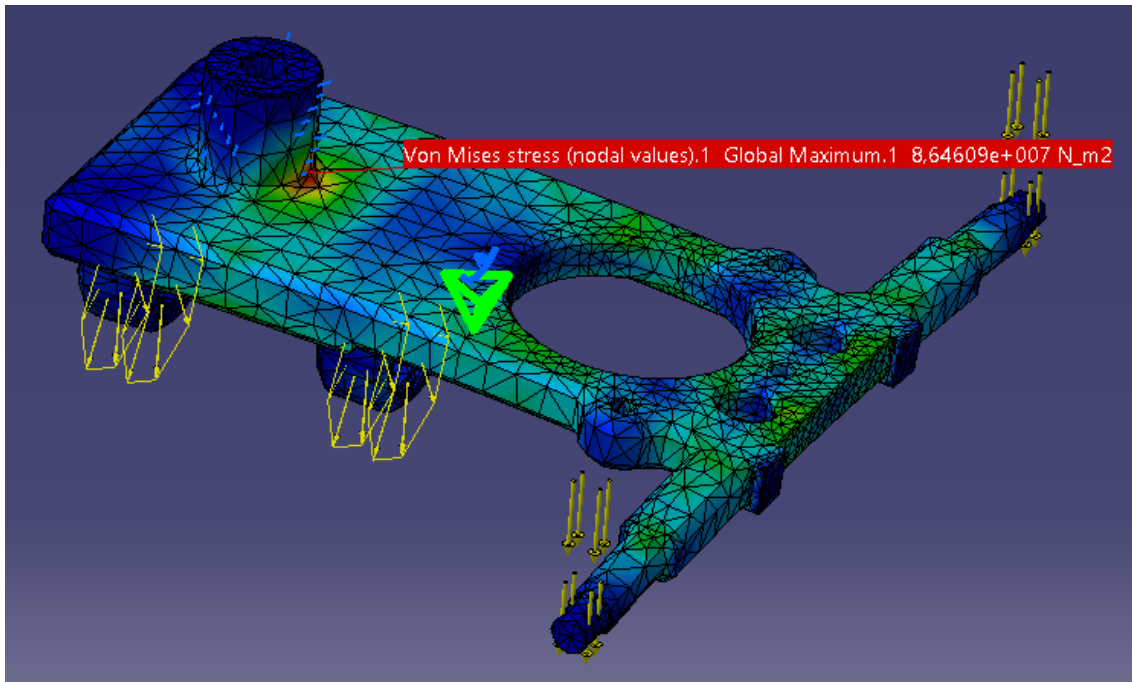
Karga hauek sortzen dituzten desplazamenduak onargarriak dira piezarengan:



3.261. Irudia: Desplazamenduak kontrol barrarengan

Irudi honetan ikus daitekeen bezala ondoko eran deformatuko da kontrol barra, alegia indarrak beherantza izanda, muturra beherantz tinkatuko da eta bestalde, beste aldeko errodamenduak ere beherantz tinkatuko du bere alojamendua. Erdian finkatuta dagoenez, beste alojamenduak ez du tentsioen ikuspuntutik hainbeste sofritzen.

Tentsioekin ondokoa gertatzen da:



3.262. Irudia: Von Mises tentsioak kontrol barrarengan

Aurreko konbinaketan ematen diren tentsio berdinak agertzen dira kasu honetan ere:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 86,46\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

3.282. Ekuazioa

Onargarriak dira zalantza gabe.

3.22.4.5. Konbinazioa Kontrol barra 2-arengan

Konbinaketa hau jada zertxobait desberdina da aurrekoekin alderatuz, izan ere, aurreko mugimenduetan ez bezala, honetan mugimendu bi gauzatzen baititu kontrol barrak; eskumatarantza eta gorantza.

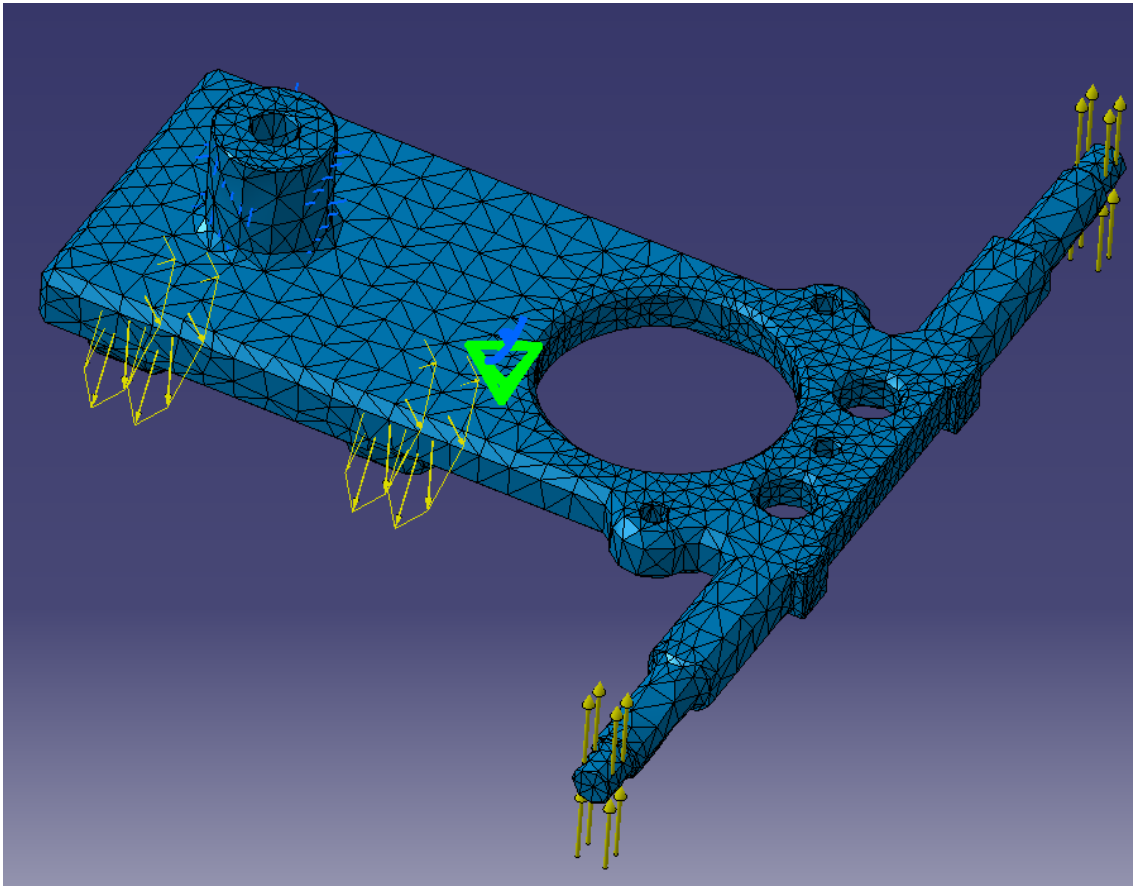
Honetarako, mutur bietan ematen da goranzko indarra, baina kasu honetan indarrak muturretan ez dira berdinak, eskumako alderdian handiagoa delarik, lehen

jarritako balio berdinekoa izango dela suposatuko delarik. Aitzitik, beste muturrean emango den indarra txikiagoa izango dela suposatuko da, eta bere balioa, eskumakoaren erdia izango dela suposatu da kalkuluetarako, hots:

$$\frac{F_{Muturrak}}{2} = 1103,625N$$

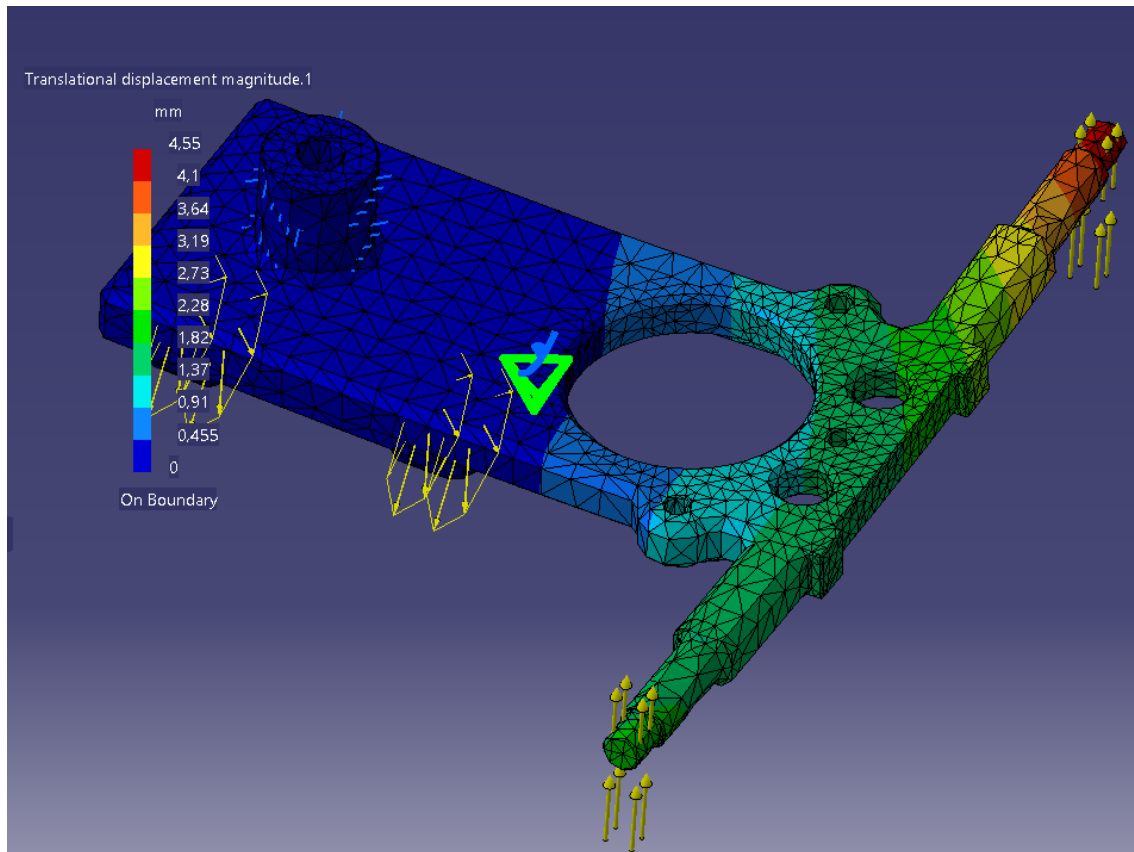
3.283. Ekuazioa

Aurreko aldietan bezala, ezarriko dira kargak, soilik baldintza hau aldatuko delarik:

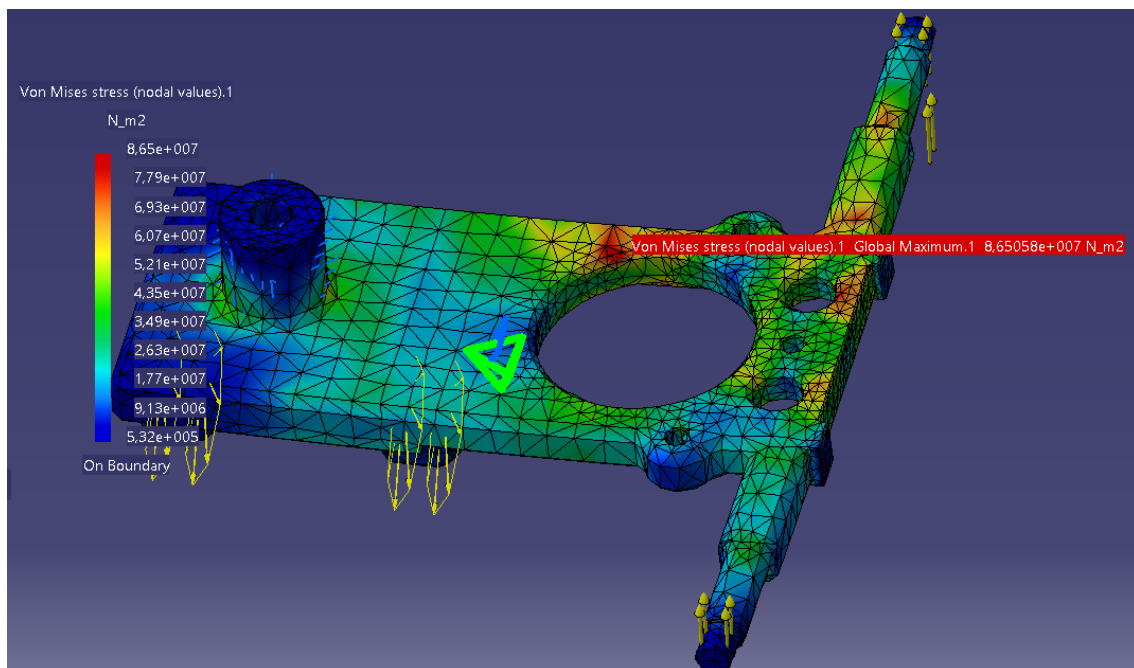


3.263. Irudia: Karga eta mugapenak *Kontrol barra* 2-rengan

Karga egoera hauek ondoko desplazamenduak eta tentsioak sortuko dituzte:



3.264. Irudia: Desplazamenduak



3.265. Irudia: Von Mises tentsioak

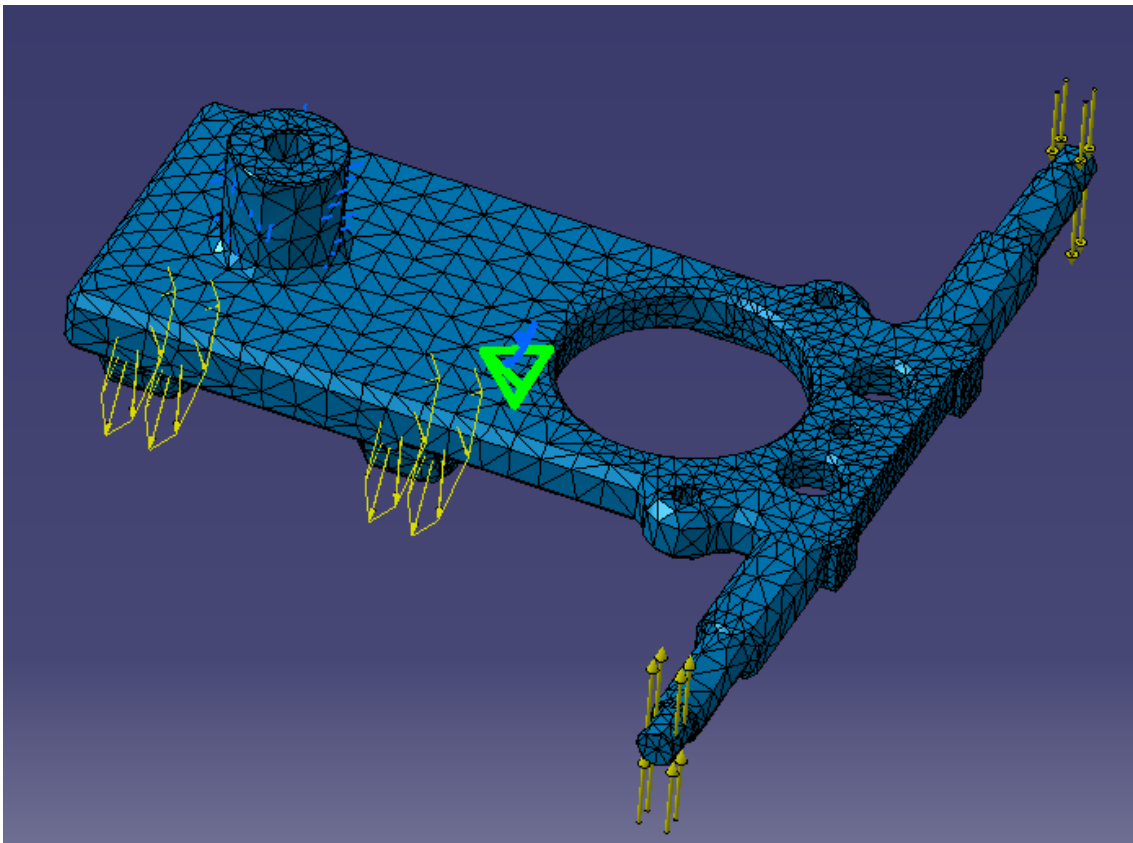
Desplazamenduen emaitzetan ikus daitekeen moduan, normala den legez, indar handiagoak aplikatzen diren muturrean desplazamenduak handiagoak dira, baina halere, denak dira onargarriak.

Tentsioak ere onargarriak dira, banaketa desberdina jasaten duten arren piezan zehar.

3.22.4.6 Konbinazioa *Kontrol barra 2-rengan*

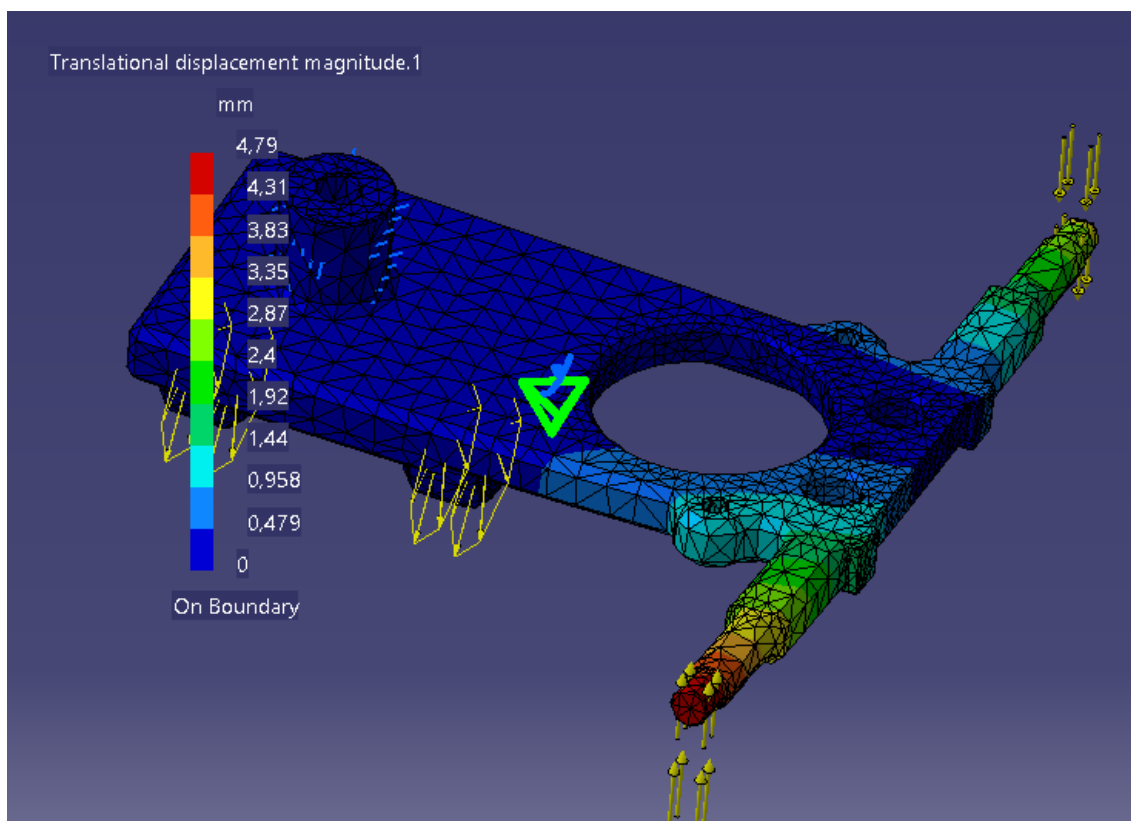
Honetan ere, 5. konbinaketan bezala, indar biak desberdinak izango dira, baina kasu honetan beheranzkoak izateaz gain, indar handiena ezkerreko alderdian emango da eta txikiagoa eskuman. Gainontzeko guztian berdinak izango dira analisisiko emaitzak baina egoera dualak.

Honela ezartzen dira karga eta mugapenak, irudian bertan ikusten diren balioekin:

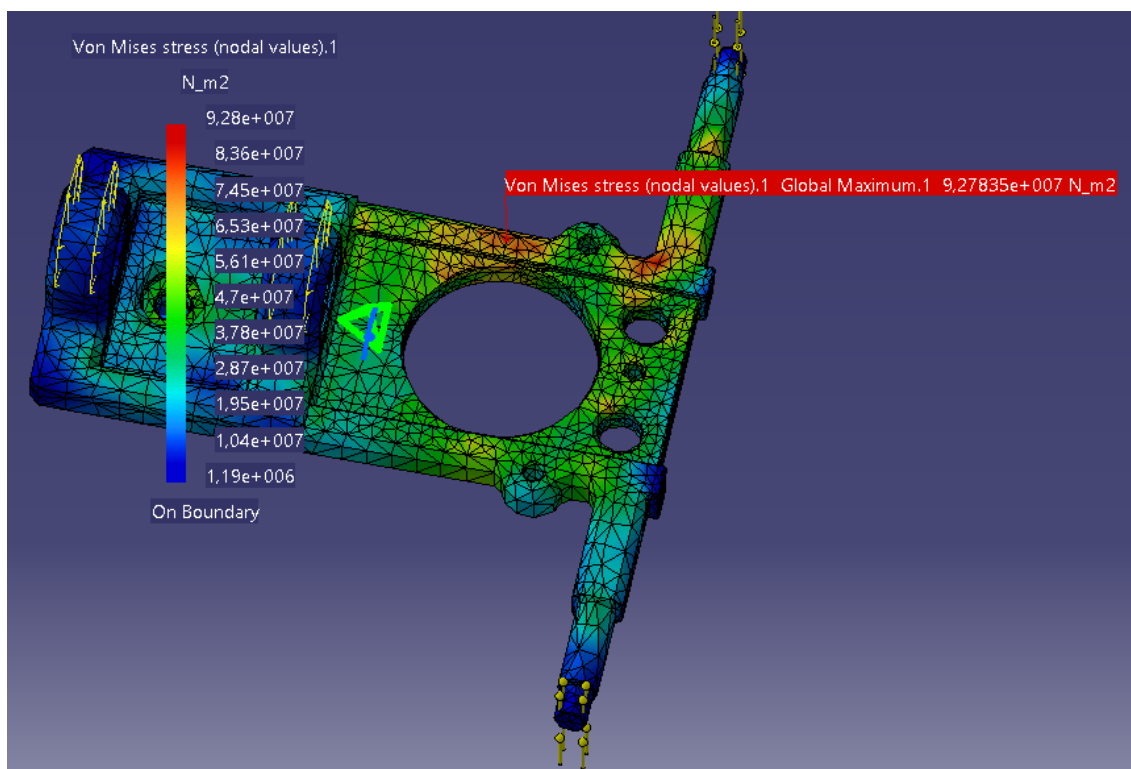


3.266. Irudia: 6. Konbinaketa

Karga egoera honek sortzen dituen tentsio eta desplazamenduak:



3.267. Irudia: Desplazamenduak



3.268. Irudia: Von Mises tentsioak 6. Konbinaketaren ondorioz

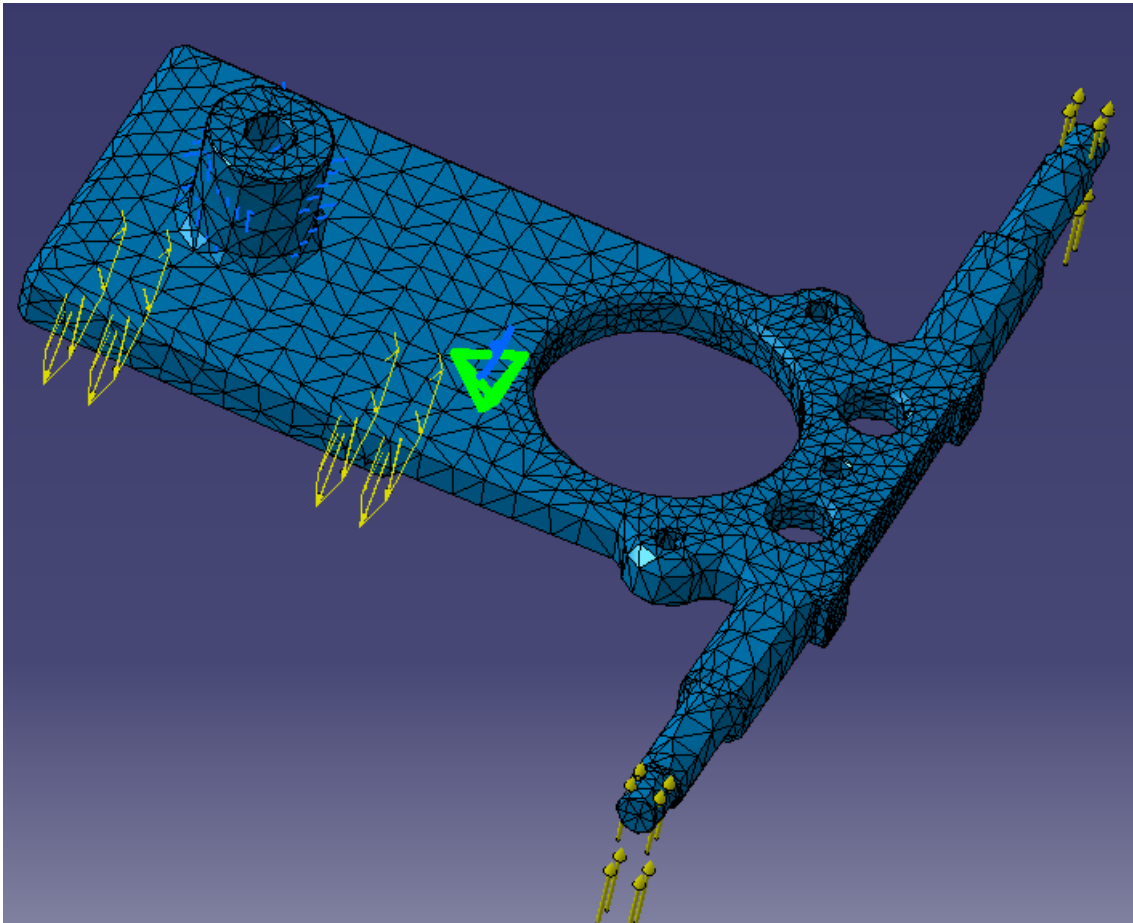
Oraingotan antzeman daitekeen bezala, muturrak beherantz tinkatuta egotean, tentsioak zertxobait gehiago sakabanatzen dira dorrearen inguruan, egoera tentsionala handiagoa eginez, nahiz eta balioa antzekoa izan; 92,27MPa-koa.

3.22.4.7. Konbinazioa *Kontrol barra 2-rengan*

Kasu honetan berriz ere, kargak goranzkoak izango dira, 5. konbinaketan bezala, baina kasu duala izango da oraingoa, indar handiena ezkerrean emango baita.

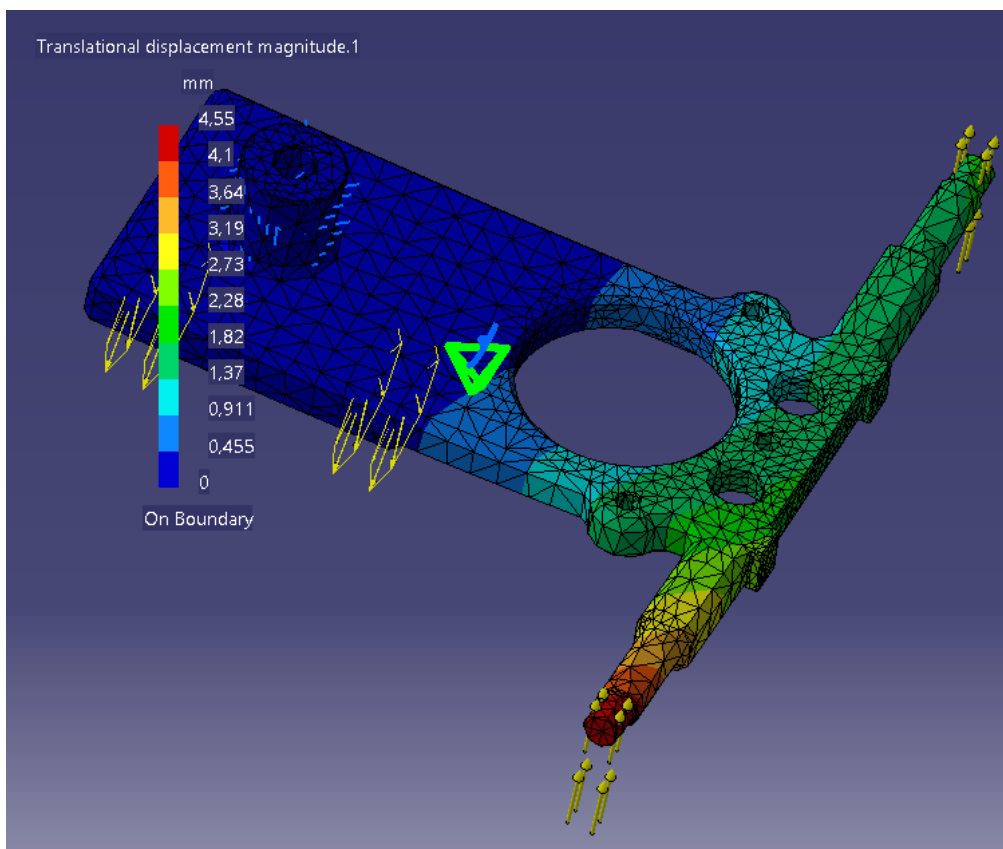
Sortzen den egoera tentsionala 5. konbinaketak sortzen zuenaren oso antzekoa izango da, soilik muturrez aldatuko direlarik desplazamendu maximoak, eta tentsioen banaketa ere beste egoera batean gertatuko da neurri batean.

Karga eta mugapenak ondoko moduan gauzatzen dira:

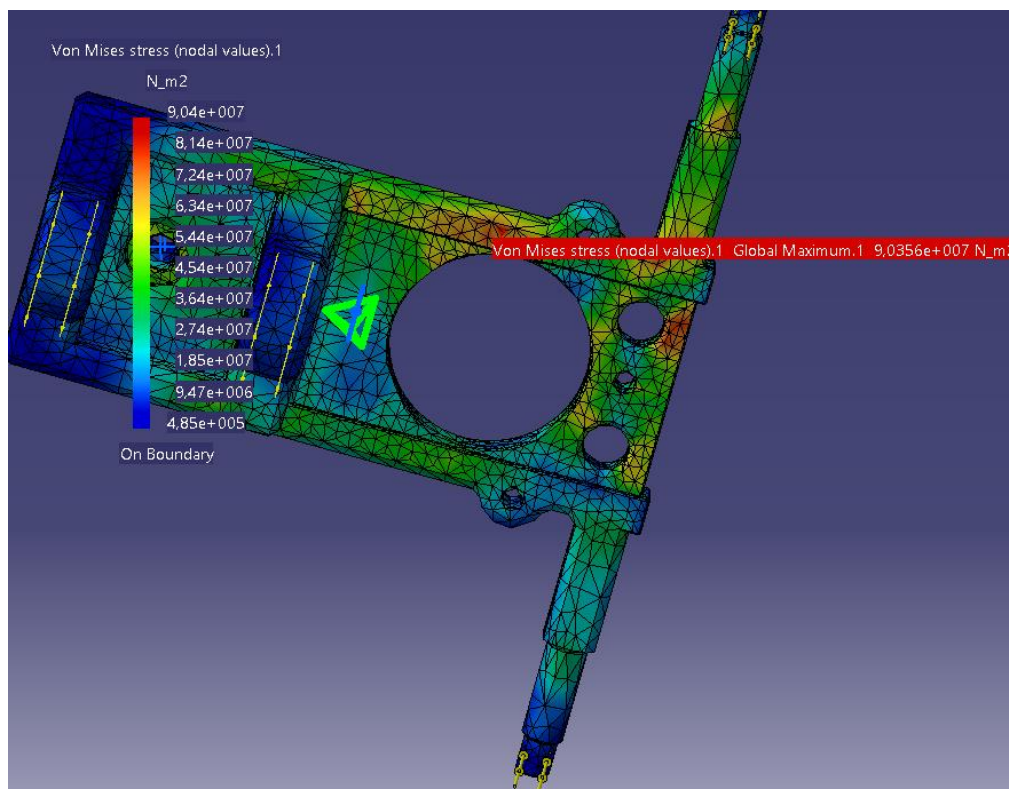


3.269. Irudia: karga eta mugapenak

Eta sortzen diren desplazamendu eta tentsioak:



3.270. Irudia: Desplazamenduak

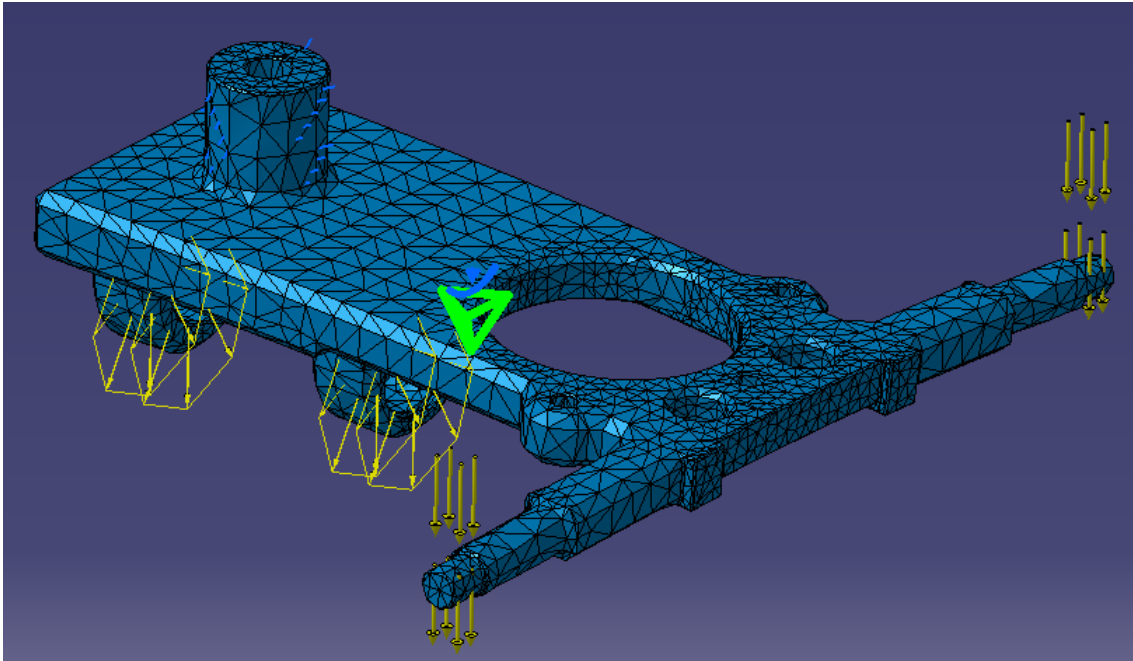


3.271. Irudia: Von Mises tentsioak piezarengan

Tentsioak ikus daitekeen moduan, 5. kasukoen beretsuak dira eta ez dute tentsio onargarria gainditzen.

3. 22.4.8. Konbinaketa *Kontrol barra 2-rengan*

Azken konbinazio honetan indar handiena eskumako aldean ematen da eta biak ere beheranzkoak dira. 6. konbinaketaren kasu duala izango delarik honakoa.

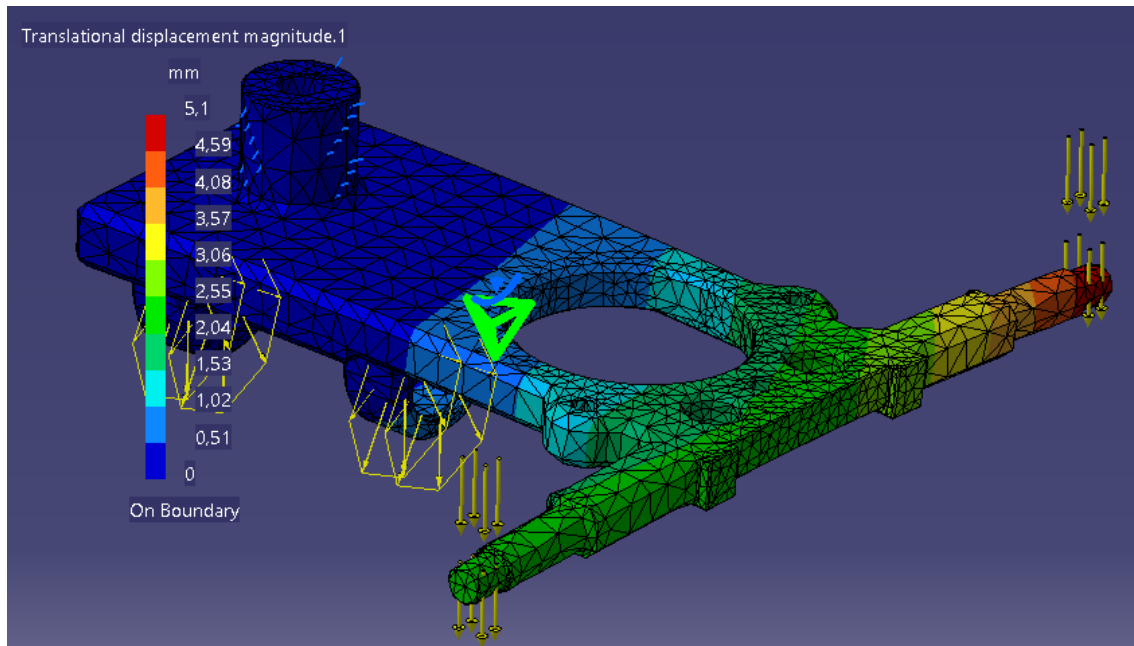


3.272. Irudia: 8. Konbinazioaren kargak piezaren gain

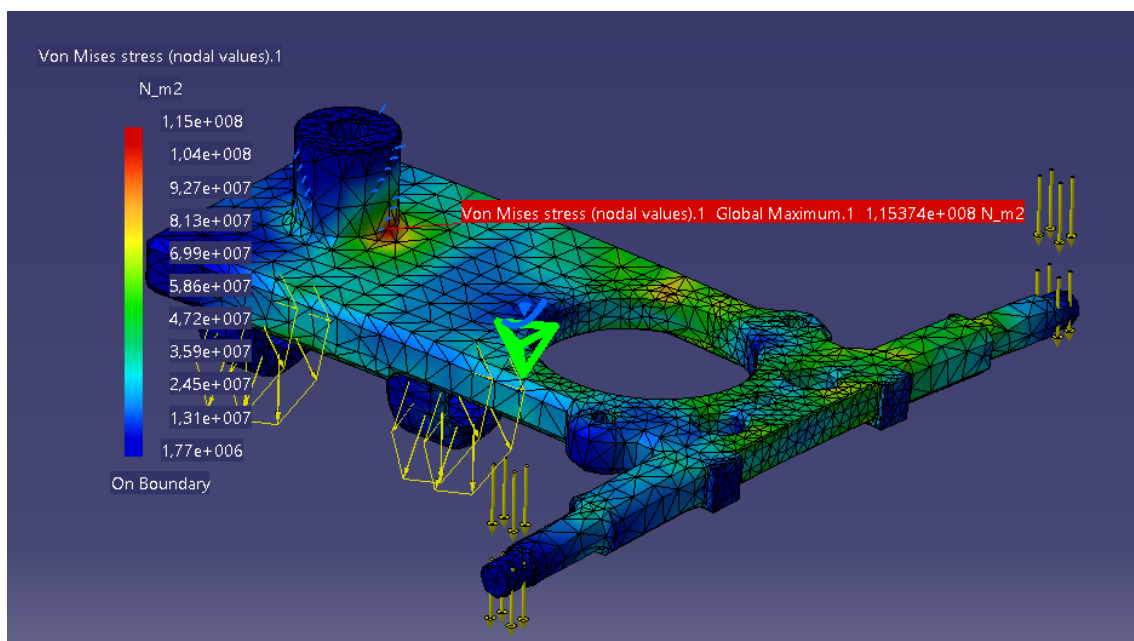
Hurrengo irudietan ikusi ahal den lez, desplazamenduak eta tentsioak onargarriak dira, ez baitituzte euren balore onargarriak baino balio handiagoak lortzen.

Desplazamenduei dagokienez, indar handiagoa aplikatzen den muturrean handiagoak dira jasotzen diren desplazamenduak logikoa den bezala, baina baloreak onargarriak dira 5,1 mm ingurukoak baitira.

Tentsioak, 6. konbinaketan agertzen zirenen beretsuak dira, balore onargarriekin.



3.273. Irudia: Desplazamenduak



3.274 Irudia: Von Mises tentsioak kontrol barrarengan

$$\sigma_{Von Mises} = 115,37 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{c. s.} = \frac{500 \text{ MPa}}{3} = 166,66 \text{ MPa}$$

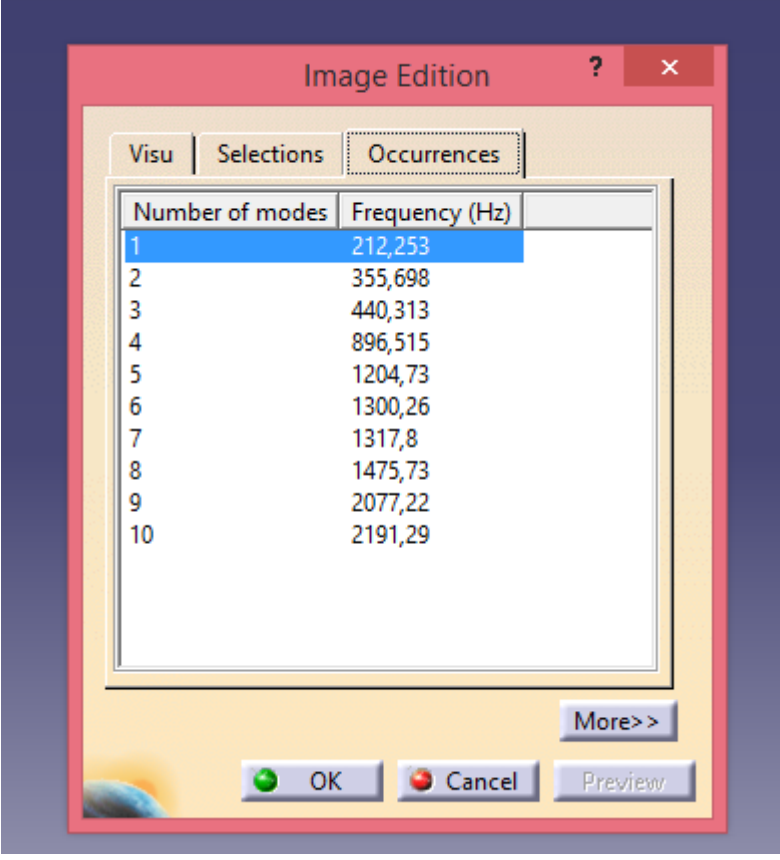
3.284. Ekuazioa

3.22.4.9. Oinarrizko modoak eta eszitazio maiztasunak kontrol barrarengan

Ezinezkoa da aurreratea kontrol barrarengan emango diren indarren maiztasunak nolakoak izango diren, agindu horiek pilotuak emango bait ditu bere kontrol palankaren bitartez berak nahi dituenean, aleatorioki.

Noiz behinkako indarrak izango dira, eta horregaitik kontrol barrarekin ez da neke kalkulua egingo, soilik estatikako egoera kontsideratuko delarik.

Dena dela, ondokoak izango lirateke bere oinarrizko modoak:



The screenshot shows a software window titled 'Image Edition' with a red title bar. Inside, there are three tabs: 'Visu', 'Selections', and 'Occurrences'. The 'Occurrences' tab is active, displaying a table with two columns: 'Number of modes' and 'Frequency (Hz)'. The table lists modes 1 through 10 with their corresponding frequencies. Mode 1 is highlighted in blue. At the bottom of the window, there are buttons for 'More >>', 'OK', 'Cancel', and 'Preview'.

Number of modes	Frequency (Hz)
1	212,253
2	355,698
3	440,313
4	896,515
5	1204,73
6	1300,26
7	1317,8
8	1475,73
9	2077,22
10	2191,29

3.275.. Irudia: Kontrol barra 2-ren oinarrizko maiztasunak

Edozein kasutan, beteko lituzkete erresonantzia ekiditeko beste piezetan hartu diren segurtasun kriterioak ere, 212,253 Hz-tan bait dago bere oinarrizko maiztasuna, eta beste elementuen gain aplikatzen ziren kargen eszitazio maiztasunak ere ekidingo lituzke modu honetan.

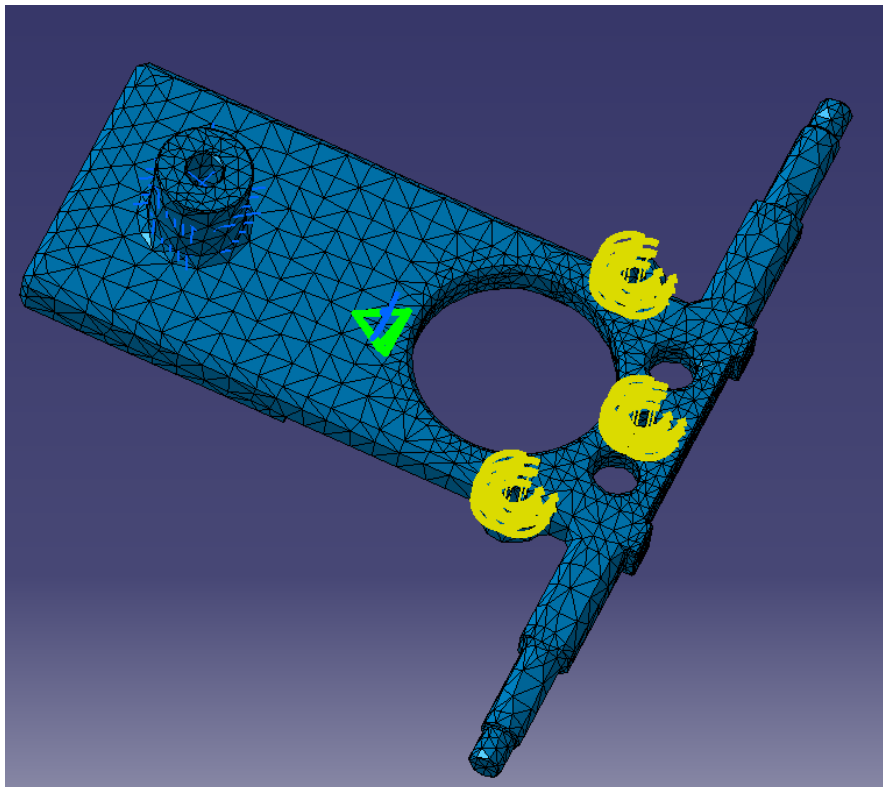
3.22.4.10. Prerrotazio motorrak eragiten dion momentua

Prerrotazio hidraulikoaren motoreak loturan momento indar bat sortuko du autojiroari prerrotazioa emateko orduan. Momentuak sortzen dituen deformazioak eta tentsioak kalkulatu dira.

$$M_{motorra} = 20,34Nm$$

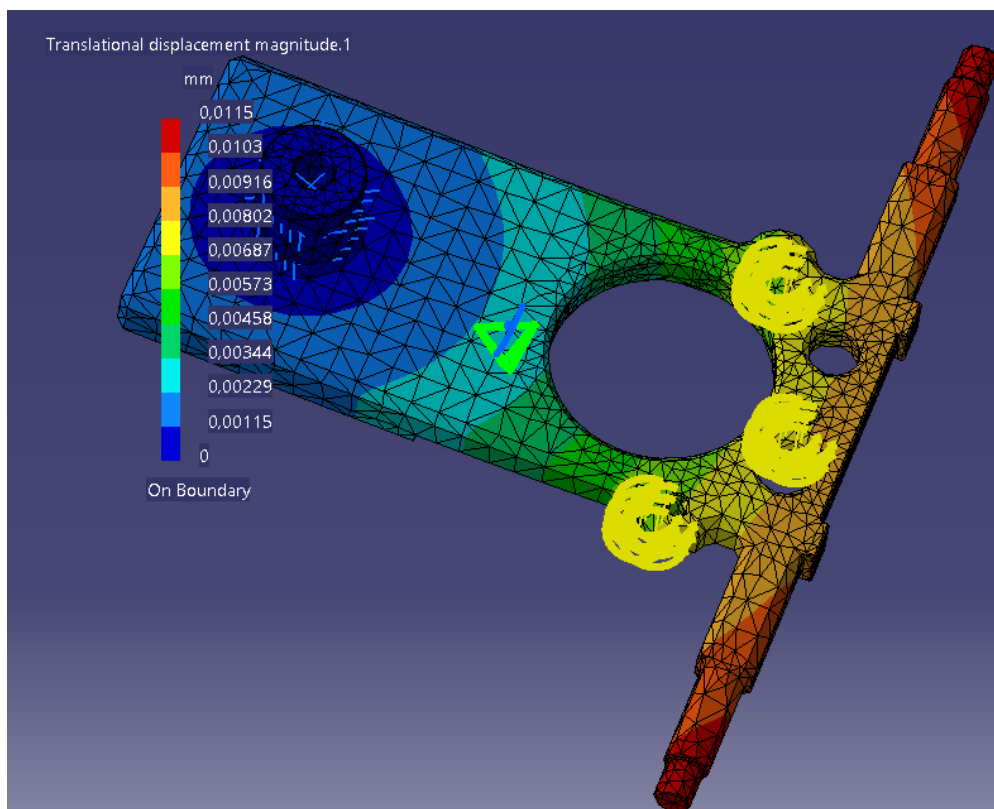
3.285. Ekuazioa

Momentua aplikaturik barra kontrolean eta splinde ardatzean finkaturik:



3.275. Irudia: kargak piezaren gain

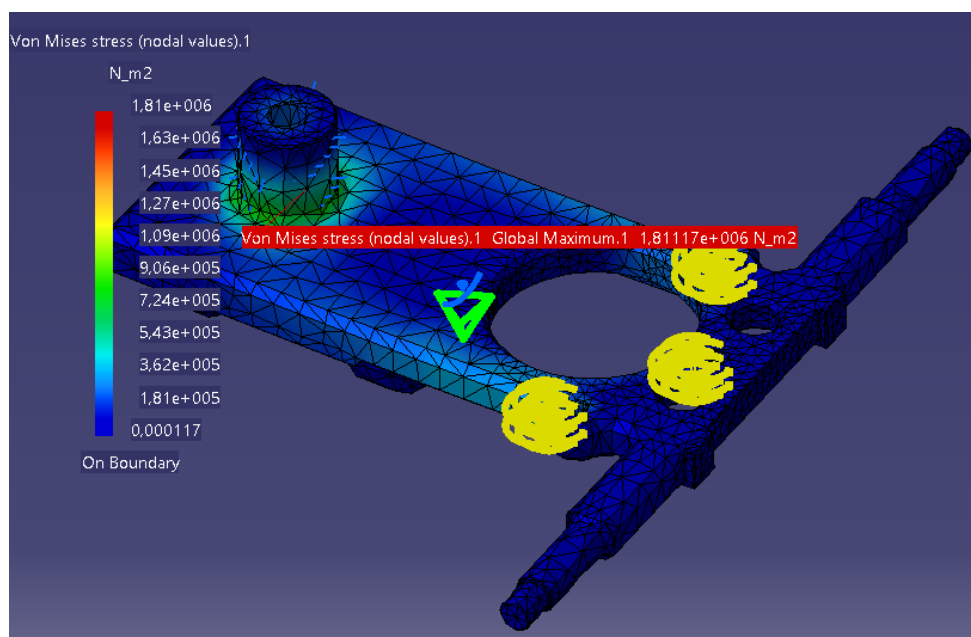
Deformazioak:



3.276. Irudia: Desplazamenduak

Desplazamenduei dagokionez oso txikiak dira; 0,0115mm-koak.

Tentsioak:



3.277. Irudia: Von Mises tentsioak kontrol barrarengan

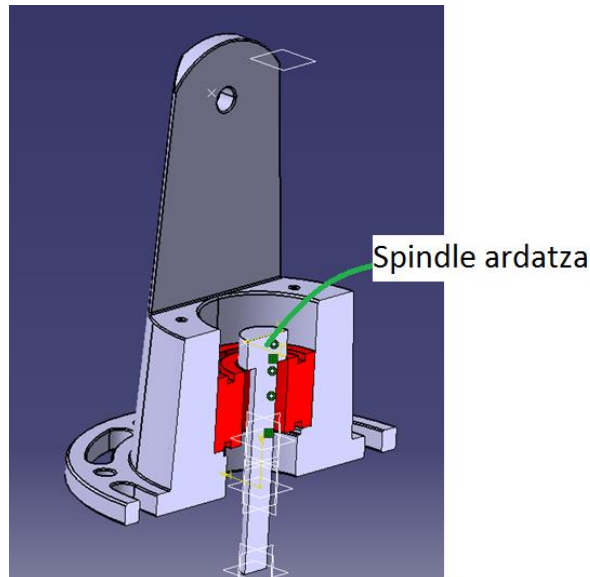
3.22.4.11. Ondorioa

Aurreko kalkuluak ikusita, pieza egokitzat jo daiteke, izan ere berarengan ematen diren karga konbinazio guztiak eusten bait ditu modu egokian eta 3-ko baino segurtasun koefiziente handiago batez.

Bibrazioei dagokienean, nahiz eta piezak berak maiztasun horietako kargak zuzenki jasan ez, edozein kasutan beteko lituzke beste piezen gain ematen diren kargen eszitazio maiztasunek kasuren batean sortu ahalko lioteken erresonantzia fenomenoaren segurtasun kriterioak ere.

3.23. Spindle ardatzaren kalkulua

Spindle ardatza, Jesus Bolt-arekin batera seguraski autojiroaren errore buruko pieza kritikoena izan daiteke, segurtasun koefiziente altuak erabili beharko direlarik beraien dimentsionamendu eta kalkuluan. Autojiroen errore buruak eraikitzeko erabiltzen diren berno hauek bereziak izaten dira, propietate berezi batzuk izaten dituztelarik, eta ezin dira edozein materialez osatutako beste berno batzuek ordezkatu.



3.278. Irudia

Spindle ardatzak autojiroa hegaz denean, nagusiki trakziora egingo du lan, nahiz eta momentu batzutan, indar erradialaren ondoriozko indar ebakitzailak ere jasateko ahalmena izan beharko duen.

3.23.1. Spindle ardatzaren dimentsionamendua trakzioarentzat

Spindle ardatzarengandik zintzilikatuko da autojiroaren pisu guztia, autojiroak hegaz diharduen edozein unetarako. Beraz, autojiroa eutsi beharko du, lan baldintzak txarrenak direnean ere, 5G-reko kargarekin adibidez, horixe izango delarik, eutsi beharreko karga maximoa trakziora. Indar maximo hori, aurretik kalkulatuta dago:

$$F_{max} = m_{Autojiroa} \cdot g \cdot G_{Kop.} = 450 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 5 = 22072,5 \text{ N}$$

3.286. Ekuazioa

Tentsio onargarria, beti bezala, materialaren limite elastikoak determinatuko du, zeina segurtasun koefizienteaz zatiturik izango den, lanean eman daitekeen tentsio axial maximoa.

Materialen erresistentziako formulak erabiliz, hurrengo eran atera daiteke, Spindle bernoaren gaineko tentsio maximoa:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_{spindle}} = \frac{22072,5 N}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_{Bernoa}^2}$$

3.287. Ekuazioa

Ikusten den bezala, bernoaren sekzioaren arabera desberdina izango da bernoaren gaineko tentsio axial maximoa, normala den legez.

Ti 6 Al 4V aleaziozko berno erabiltzen bada, aleazio honen limite elastikoa $\sigma_{yp} = 827 MPa$ da. Hau ezagututa, eta jada C.S.=10 izango dela onartzen bada, atera daiteke, inoiz ere gainditu ezin izango den tentsio-muga:

$$\frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{827 MPa}{10} = 82,7 MPa$$

3.288. Ekuazioa

Tentsioaren limitea ezaguturik, atera daiteke, beharrezkoa izango den bernoaren sekzioa:

$$\sigma_{max} = 82,7 MPa = \frac{F_{max}}{A_{spindle}} \rightarrow A_{spindle} = \frac{F_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{22072,5 N}{82,7 MPa} = 266,89 mm^2$$

3.289. Ekuazioa

Eta beharrezko sekzioa ezagututa, atera daiteke bernoaren beharrezko diametroa:

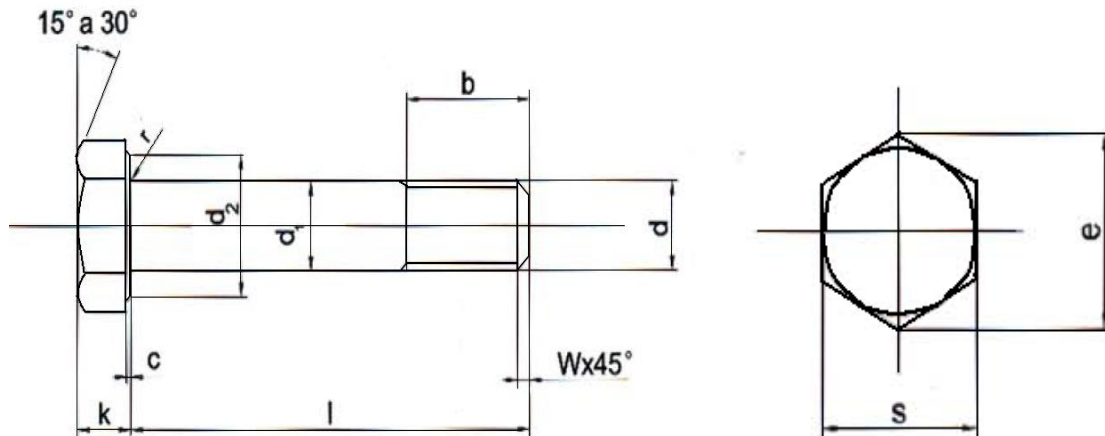
$$A_{spindle} = \frac{\pi}{4} \cdot \phi_{Bernoa}^2 \rightarrow \phi_{Bernoa} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{spindle}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 266,89 mm^2}{\pi}} = 18,43 mm$$

3.290. Ekuazioa

Orduan, gutxienez beharrezkoa den bernoaren tamaina, $\phi_{Berno} = 18,43mm$ -koa da. LLS enpresaren katalogotik, hurrengo tamaina handiagoa hartu beharko da, hots M20 duena. M20-ko torlojuak aukeratu da.

VITI A TESTA ESAGONALE PARZ. FILETTATA
HEXAGON BOLTS
SECHSKANTSCHRAUBEN MIT SCHAFT
VIS EXAGONALE (OU SIX PANS) (H)
TE UNI 5737 - DIN 931

FILETT. (Thread) d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
d ₁	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
b (l < 125)	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	30
e min.	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,90	21,10	24,49	26,75	33,53
k	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5
d ₂	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	28,2
c	0,27	0,27	0,32	0,32	0,37	0,37	0,37	0,37	0,5	0,5
r	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8
w	0,5	0,8	1	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5
l max	30	50	60	140	140	140	140	140	140	140



3.279. Irudia: DIN 931 Berno hexagonalak

3.23.2 Spindle ardatzaren dimentsionamendua indar ebakitzailarentzat

Spindle ardatzarentzat, indar ebakitzaila, Teeter Stand-arengan dagoen indar erradialaren berbera dela suposatuko da. Horretarako, indar ebakitzailen menpe dauden beste bernoak bezala, Spindle ardatza barra zirkular bat bailitzan kontsideratuko da.

Barra zirkular batean, materialen erresistentziatik jakina den moduan, esfortzu ebakitzaila maximoa, bere erdigunean emango da, lerro neutroa pasatzen den lekutik. Eta esfortzu ebakitzaila maximo horren balioa:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A}$$

3.291. Ekuazioa

Non:

*V→Sekzioan ematen den indar ebakitzaila [N]

*A→Sekzioaren azalera zirkularra [mm²]

Tentsio tangenzial maximoaren balioa ezagutzen denean, tentsio tangenzial onargarriarekin alderatu behar da.

Kasu honetan indar ebakitzaila V, indar erradiala dela suposatuko da, zeinaren balioa aurrez ezagutzen den:

$$F_{\text{Radial}}^{\text{max}} = 11036,25 \text{ N}$$

3.292. Ekuazioa

Benetan indar hau osorik, ez du Spindle ardatzak jasan behar izango, baina zaila denez determinatzen jaso beharko duen zatia, osorik jasoko duela suposatuko da, horrela segurtasun koefiziente handiagoa izanez eta pieza seguruagoa izanez.

Baldin eta tentsio axialak jasateko, momentuz hautatu den M 20-ko bernoagaz proba egiten bada:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{4 \cdot 11036,25 \text{ N}}{3 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (20\text{mm})^2\right)} = 46,83 \text{ MPa}$$

3.293. Ekuazioa

Beraz, indar erradiala jasanda eman ahal den esfortzu ebakitzaille handiena 46,83 MPa-koa da. Tentsio honek Tresca-ren kriterioa bete behar du:

$$\tau_{max} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.} \rightarrow 46,83 \text{ MPa} < \frac{827 \text{ MPa}}{3} = 137,83 \text{ MPa}$$

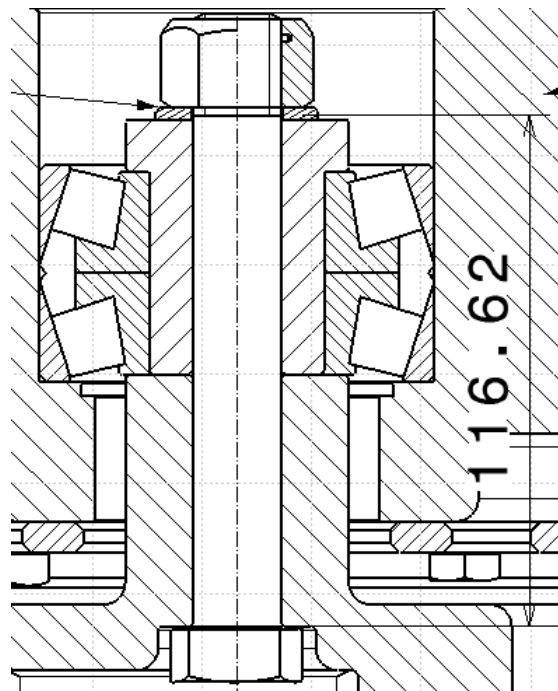
3.294. Ekuazioa

Eta Tresca-ren kriterioa betetzen da 3-ko segurtasun koefiziente batekin, beraz, M20-ko berno bat erabiliko da Spindle ardatzarentzat.

3.23.3. Spindle ardatzaren luzeraren kalkulua

Spindle ardatzaren kalkulua kontrol barraren geometria, errodamenduaren altuera eta Teeter Stand-aren altuera aintzat harturik burutu behar da, hauen erditik pasa behar baita berno hau.

Errodamenduak 50,5 mm-ko altuera du eta errodamendutik behera geratzen den Teeter Stand-aren zatia 35 mm-takoa da. Honez gain, kontrol barran alojamendua egin zaio Spindle ardatzaren buruari, eta buru eta alojamenduaren arteko kontaktu puntutik gora, 38,5 mm daude kontrol barrarenak.



3.279. Irudia: Spindle ardatzaren kokapena

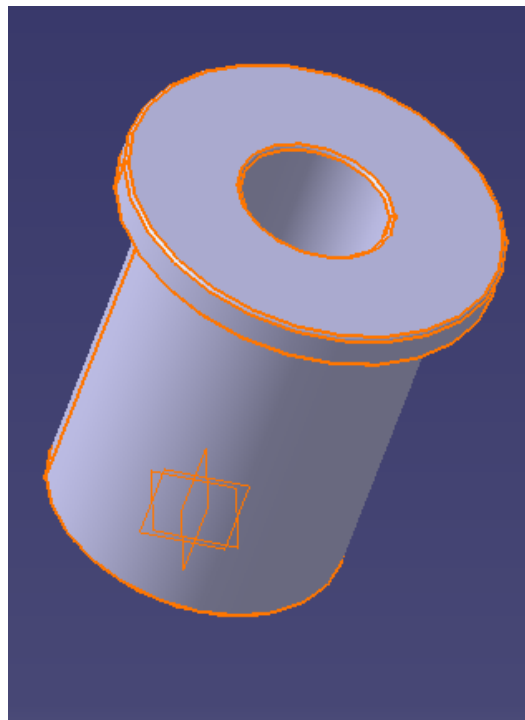
Beraz kirtenaren luzera, 117 mm-takoa izan behar da eta DIN 931-ren arabera, 38 mm-ko zati hariztatua izan behar du.

3.23.4. Spindle ardatza eta zorroa

Spindle ardatza eta errodamenduaren bitartean zorro bat jarriko da, zorroak betetzeko ardatza eta errodamenduaren barneko uztaiaren arteko hutsunea. Zorroak bai ardatzarekin eta bai errodamenduarekin finkapen finkoa izan beharko du, inongo biraketarik gerta ez dadin elementu hauen artean. Goiko aldean azkoinak finkatuko du Spindle ardatza, zorroaren goiko gainazalaren kontra estutuko delarik elementu hau, zorroaren gainazal horretan konpresioa eraginez.

Zorroak goiko aldean eutsiko du errodamendua, barneko eraztunaren desplazamendu axiala mugatuz bertikalean.

Zorroa Al 7075 T6 aleazioaz osatuko da, zeinaren tentsio limite elastikoa 530 MPa-koa den eta ondoko itxura izango du:



3.280. Irudia: Zorroa

Catia V5-aren arabera 0,152 kg-tako pisua izango du bere bolumenarekin.

Bestalde, baldin eta karga erradialaren ondorioz dena apurtuko bada, Spindle ardatza baino lehenago apurtuko da hau, izan ere material bigunagoaz eginda dago.

3.23.5. Azkoina autoblokeantea

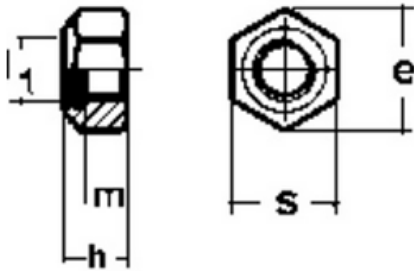
Spindle ardatza estutzeko eta zorroaren gainean ondo finkatzeko, kontrazkoina baino sistema seguruagoa erabiliko da, Nylon-ezko azkoina autoblokeante bat erabiliz.

M20-ko azkoina izan beharko da eta askatzen den aldiro berriztatu beharko da azkoina beste berdin batekin. Azkoina hauek, DIN 985-en arabera arautzen dira.

Tuerca autofrenante (baja) DIN 985 - métrica



DUEMILA®
STANDARD & CUSTOM
FASTENER WHOLESALERS SUPPLIERS



d_1	s	h_{max}	m	e_{min}
M 2	4.5	2.5	1.6	4.91
M 2.5	5	3.8	2	5.51
M 3	5.5	4	2.4	6.01
M 3.5	6	4.5	2.6	6.64
M 4	7	5	3.2	7.66
M 5	8	5	4	8.79
M 6	10	6	5	11.05
M 7	11	7.5	5.5	12.12
M 8	13	8	6.5	14.38
M 10	17	10	8	18.90
M 12	19	12	10	21.10
M 14	22	14	11	24.49
M 16	24	16	13	26.75
M 18	27	18.5	15	29.56
M 20	30	20	16	32.95
M 22	32	22	18	35.03
M 24	36	24	19	39.55
M 27	41	27	22	45.20
M 30	46	30	24	50.85
M 33	50	33	26	55.37
M 36	55	36	29	60.79
M 39	60	39	31	66.44
M 42	65	42	34	71.30
M 45	70	45	36	76.95
M 48	75	48	38	82.60
M 52	80	52	42	88.25
M 56	85	56	45	-
M 60	90	60	48	-

3.281. Irudia: Azkoina autoblokeantea

Azkoina bat jarriko da, Spindle ardatzaren zati hariztatuaren finkapena gauzatzeko.

3.23.6. Estutze-parea eta aurreteinkaketa indarra

M20-ko bernoari eman beharreko estutze-parea eta aurreteinkaketa indarra hurrengoko taulatik atera behar dira, titanio aleziozkoak direnez:

TORNILLOS ROSCA METRICA					Ti grado 2		Ti grado 4		Ti grado 5	
MET. mm	PASO mm	HEXAG. mm	ALLEN mm	Sección mm ²	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm
2	0,4	4	1,5	1,72	340,28	0,10	595,49	0,18	1.019,61	0,31
2,5	0,45	5	2	2,88	580,09	0,22	1.015,16	0,38	1.738,17	0,65
3	0,5	5,5	2,5	4,34	883,30	0,39	1.545,77	0,69	2.646,68	1,18
3,5	0,6	6	-	5,81	1.178,76	0,62	2.062,84	1,08	3.532,02	1,84
4	0,7	7	3	7,50	1.516,76	0,91	2.654,34	1,59	4.544,80	2,72
5	0,8	8	4	12,32	2.521,43	1,86	4.412,51	3,26	7.555,17	5,58
6	1	10	5	17,36	3.533,18	3,15	6.183,07	5,51	10.586,74	9,44
7	1	11	-	25,53	5.291,09	5,39	9.259,41	9,43	15.854,11	16,15
8	1,25	13	6	31,93	6.553,46	7,72	11.468,55	13,51	19.636,63	23,13
10	1,5	16	8	50,91	10.498,76	15,38	18.372,83	26,91	31.458,25	46,07
12	1,75	18	10	74,31	15.369,07	26,91	26.895,87	47,10	46.051,52	80,64
14	2	21	12	102,11	21.164,37	43,13	37.037,65	75,47	63.416,43	129,23
16	2	24	14	141,07	29.599,38	67,87	51.798,92	118,77	88.690,90	203,36
18	2,5	27	14	170,93	35.529,93	92,77	62.177,38	162,34	106.461,07	277,96
20	2,5	30	17	220,42	46.249,04	132,56	80.935,81	231,98	138.579,54	397,19
22	2,5	34	17	276,19	58.370,16	182,20	102.147,79	318,85	174.899,01	545,94
24	3	36	19	317,40	66.598,61	229,06	116.547,57	400,85	199.554,53	686,35
27	3	41	19	419,21	88.731,99	339,16	155.280,98	593,53	265.874,47	1.016,26
30	3,5	46	22	508,84	107.337,37	458,11	187.840,39	801,69	321.623,19	1.372,66

Ti grado 2 resistencia similar al acero 4.8.
Ti grado 4 resistencia similar al acero 6.8.
Ti grado 5 resistencia similar al acero 10.9.

La calidad del acero de tornillos se representa por dos números separados por un punto. El primer número representa la resistencia a la tracción (x100 MPa). El segundo, el límite elástico en porcentaje (x10%) respecto al primero. Por ejemplo, un tornillo de calidad 8.8 está fabricado con acero de resistencia a la tracción 800 MPa y límite elástico 640 MPa.

(Los valores de la tabla han sido calculados con coeficiente de rozamiento 0,10)

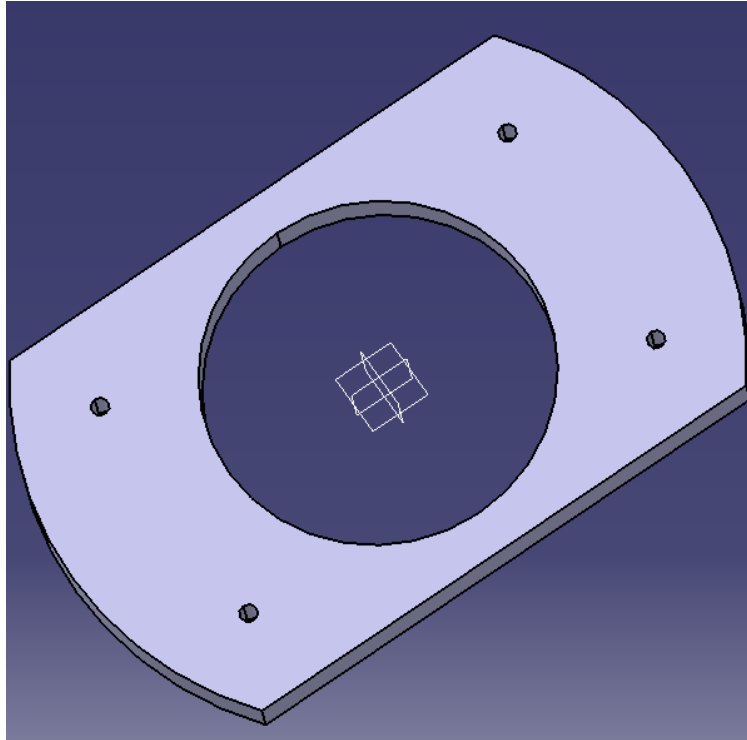
3.282. Irudia: Titanio aleazioentzako aldagaiak

Taulan horlegiz dauden baloreak aplikatu beharko zaizkio elementuari.

3.23.7. Estalkia eta torlojuak

Errodamendu nagusiaren kanpoko desplazamendu axiala Teeter Stand-era lotuta joango den tapak mugatuko du eta hau Teeter Stand-era bernoen bidez lotuko da.

Tapak jada geometria mugatuta du, gainontzeko elementuetara amoldatu beharko delarik. Gisa honetakoa da estalkia:



3.283. Irudia: Estalkia

Kanpoko aldeetan Teeter Stand-aren dorre biek mugatzen dute bere zabalera eta 10 mm-ko altuera eman zaio. Beheko aldetik, ez zaio borobilketarik egin, errodamenduaren kanpoko uztaiarekin ahalik eta kontaktu azalera handiena izan dezan, hobe eusteko.

Zuloaren diametroa, errodamenduaren kanpoko eraztunak mugatzen du, 76 mm-ko diametroa duen zuloak, errodamendua axialki eusteko beste.

Elementu honengan, egoera tentsionala, soilik beronek trakziora daudenean ezarriko dute, eta aplastamendu tentsioak izango dira.

Bestalde estalkia berno aeronautiko lauren bitartez lotuta joango da, zeintzuek soilik autojiroa lurrean denean egingo duten lan trakziora multzo errotorearen pisua eutsi beharko dutelarik.

Multzo errotorearen osotasunak 75 kg pisatzen dituela suposatzen bada, hori da lauen artean jasan beharko duten indarra:

$$F_{Multzo-errotorea} = m_{Multzo-errotorea} \cdot 5g = 75 \text{ kg} \cdot 5 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3678,75 \text{ N}$$

3.295. Ekuazioa

Materialen erresistentziako formulak erabiliz, hurrengo eran atera daiteke, berno hauen gaineko tentsio maximoa:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_{Bernoa}} = \frac{3678,75 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_{Bernoa}^2}$$

3.296. Ekuazioa

Ikusten den bezala, bernoaren sekzioaren arabera desberdina izango da bernoaren gaineko tentsio axial maximoa, normala den legez.

Ti 6 Al 4V aleaziozko berno erabiltzen bada, aleazio honen limite elastikoa $\sigma_{yp} = 827 \text{ MPa}$ da. Hau ezagututa, eta jada C.S.=5 izango dela onartzen bada, atera daiteke, inoiz ere gainditu ezin izango den tentsio-muga:

$$\frac{\sigma_{yp}}{C.S.} = \frac{827 \text{ MPa}}{5} = 165,4 \text{ MPa}$$

3.297. Ekuazioa

Tentsioaren limitea ezaguturik, atera daiteke, beharrezkoa izango den bernoaren sekzioa:

$$\sigma_{max} = 165,4 \text{ MPa} = \frac{F_{max}}{A_{spindle}} \rightarrow A_{spindle} = \frac{F_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{3678,75 \text{ N}}{165,4 \text{ MPa}} = 22,24 \text{ mm}^2$$

3.298. Ekuazioa

Eta beharrezko sekzioa ezagututa, atera daiteke bernoaren beharrezko diametroa:

$$A_{spindle} = \frac{\pi}{4} \cdot \phi_{Bernoa}^2 \rightarrow \phi_{Bernoa} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{spindle}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 22,24 \text{ mm}^2}{\pi}} = 5,32 \text{ mm}$$

3.299. Ekuazioa

Kalkuluen arabera, 5,32-ko diametroa duen berno batekin nahikoa izango da baina lau jarriko dira Teeter Stand-ean simetriarengatik eta gainera hurrengo tamainakoak hartu beharko dira, alegia M4-koak.

Hauen kirtenaren luzera 30 mm-koa izango da eta zati hariztatuarena 20 mm-koa, DIN 931-ren arabera.

Berno hauei eman beharreko estutze-parea eta aurreteinkaketa ondoko taulan ikusi daitezke, berno hauek titaniozkoak izaki:

TORNILLOS ROSCA METRICA					Ti grado 2		Ti grado 4		Ti grado 5	
MET. mm	PASO mm	HEXAG. mm	ALLEN mm	Sección mm ²	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm	Pretensado N	Apriete Nm
2	0,4	4	1,5	1,72	340,28	0,10	595,49	0,18	1.019,61	0,31
2,5	0,45	5	2	2,88	580,09	0,22	1.015,16	0,38	1.738,17	0,65
3	0,5	5,5	2,5	4,34	883,30	0,39	1.545,77	0,69	2.646,68	1,18
3,5	0,6	6	-	5,81	1.178,76	0,62	2.062,84	1,08	3.532,02	1,84
4	0,7	7	3	7,50	1.516,76	0,91	2.654,34	1,59	4.544,80	2,72
5	0,8	8	4	12,32	2.521,43	1,86	4.412,51	3,26	7.555,17	5,58
6	1	10	5	17,36	3.533,18	3,15	6.183,07	5,51	10.586,74	9,44
7	1	11	-	25,53	5.291,09	5,39	9.259,41	9,43	15.854,11	16,15
8	1,25	13	6	31,93	6.553,46	7,72	11.468,55	13,51	19.636,63	23,13
10	1,5	16	8	50,91	10.498,76	15,38	18.372,83	26,91	31.458,25	46,07
12	1,75	18	10	74,31	15.369,07	26,91	26.895,87	47,10	46.051,52	80,64
14	2	21	12	102,11	21.164,37	43,13	37.037,65	75,47	63.416,43	129,23
16	2	24	14	141,07	29.599,38	67,87	51.798,92	118,77	88.690,90	203,36
18	2,5	27	14	170,93	35.529,93	92,77	62.177,38	162,34	106.461,07	277,96
20	2,5	30	17	220,42	46.249,04	132,56	80.935,81	231,98	138.579,54	397,19
22	2,5	34	17	276,19	58.370,16	182,20	102.147,79	318,85	174.899,01	545,94
24	3	36	19	317,40	66.598,61	229,06	116.547,57	400,85	199.554,53	686,35
27	3	41	19	419,21	88.731,99	339,16	155.280,98	593,53	265.874,47	1.016,26
30	3,5	46	22	508,84	107.337,37	458,11	187.840,39	801,69	321.623,19	1.372,66

Ti grado 2 resistencia similar al acero 4.8.
Ti grado 4 resistencia similar al acero 6.8.
Ti grado 5 resistencia similar al acero 10.9.

La calidad del acero de tornillos se representa por dos números separados por un punto. El primer número representa la resistencia a la tracción (x100 MPa). El segundo, el límite elástico en porcentaje (x10%) respecto al primero. Por ejemplo, un tornillo de calidad 8.8 está fabricado con acero de resistencia a la tracción 800 MPa y límite elástico 640 MPa.

(Los valores de la tabla han sido calculados con coeficiente de rozamiento 0,10)

3.284. Irudia:Metrikaren araberako estutze-parea eta aurreteinkaketaren baloreak

3.24.Prerrotadore-engranaiaren kalkulua:

Dakigunez, prerrotadoreak errotore-multzoa 300 rpm-tara jarri dezake 30 s-tan, hots:

$$w = 300 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 31,42 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

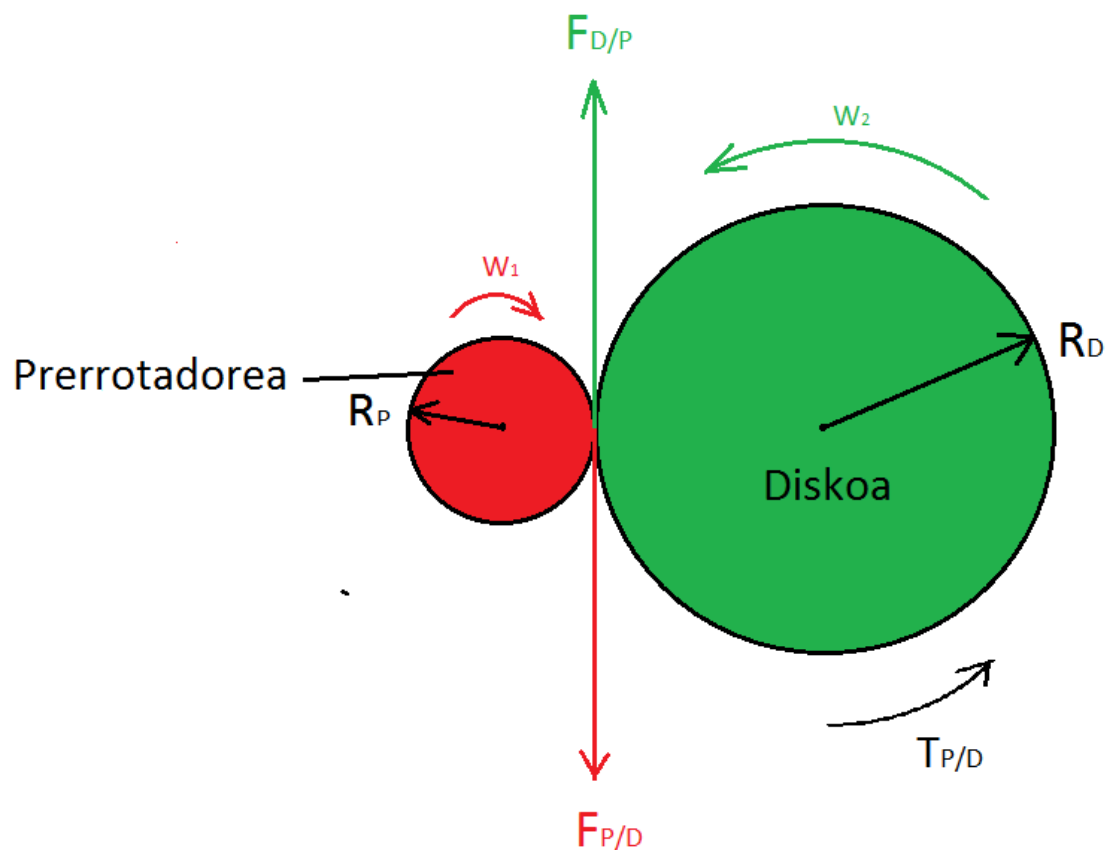
3.300 Ekuazioa

Eta sistemak izango duen azelerazio angeluarra:

$$\alpha = \frac{w}{t} = \frac{31,42 \text{ rad/s}}{30 \text{ s}} = 1,047 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

3.301. Ekuazioa

Ondoko egoera izango litzateke:



3.285. Irudia: Prerrotadore eta engranai diskoaren arteko indar eta pareen transmisioa

Prerrotadoreak, $F_{P/D}$ indarrak eragingo du engranai-diskoa eta ondorioz, $T_{P/D}$ pare transmitituko dio engranai diskoari. Era berean, engranai-diskoak aurkako norantzadun indar berberak erantzungo dio prerrotadoreari, $F_{D/P}$ -z alegia.

Orduan F indar horiek dira determinatu beharrekoak dira eta horretarako mekanikako dinamikako ekuazioak erabili behar dira.

Momentuen batura egin ezkerreko, ondokoa geratzen da:

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow T_{P/D} = I_0 \cdot \alpha$$

3.302. Ekuazioa

Aldiz, $T_{P/D}$ pare jakina den bezala, $F_{P/D}$ indarraren baliokidea ere bada:

$$T_{P/D} = F_{P/D} \cdot R_D$$

3.303. Ekuazioa

Eta aurreko ekuazio biak berdinduz, $F_{P/D}$ indarra atera daiteke:

$$I_0 \cdot \alpha = F_{P/D} \cdot R_D \rightarrow F_{P/D} = \frac{I_0 \cdot \alpha}{R_D}$$

3.304. Ekuazioa

Baina horretarako errore-multzaren inertzia, azelerazio angeluarra eta engranai diskoaren erradioa ezagunak izan behar dira. Azelerazio angeluarra ezaguna da:

$$\alpha = 1,047 \frac{rad}{s^2}$$

3.305. Ekuazioa

Baita engranai-diskoaren erradioa ere.

Non:

Prerrotorearen diametroa; $D_p = 46,35mm$ eta $W_p = 2250rpm$

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

3.306.Ekuazioa

$$R_D = 348 \text{ mm}$$

3.307.Ekuazioa

Horrela, aurreko palen inertzia kalkulatu zen puntuan ikusi den bezala, interesgarria den I_0 -ren balorea ondokoa da:

$$I_{\text{Errotorea}} = 350,792 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.308.Ekuazioa

Eta orain balore hau, aurreko ekuazioan ordezkatu behar da indarra ateratzeko:

$$F_{\frac{P}{D}} = \frac{I_0 \cdot \alpha}{R_D} = \frac{350,792 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,047 \text{ rad/s}^2}{0,348 \text{ m}} = 1055,40 \text{ N}$$

3.309. Ekuazioa

Eta hau litzateke engranai diskoek alkarrerri egindako indarra, eta Teeter Stand-arengan tortsio efektua egingo duen indarra, zeinak hura eutsi beharko duen bai nekerako eta bai estatikarako.

Orain prerrotadorea aukeratu behar dugu:

$$F_{\frac{P}{D}} = 1055,40 \text{ N}$$

3.310. Ekuazioa

$$T_P = F_{\frac{P}{D}} * R_P = 1055,40 * 0,023175 = 24,46 \text{ Nm}$$

3.311. Ekuazioa

Orduan, 24,46 Nm-ko pare sortzen duen prerrotadore hidraulikoa beharko da.

Kocsis Technologies,INC-en enpresako katalogoan begiratzuz:

Product Specifications

Flange type:	SPECIAL
Flange to ring gear dimension:	0.098"
Number of teeth:	12
Diametral pitch:	8/10
Pinion outside diameter:	1.825"
Pressure angle:	20°
Rotation:	Clockwise
Motor housing:	Aluminum
Pinion housing:	Aluminum
Barrel:	Steel
Piston:	Bronze Alloy
Number of pistons:	7
Displacement:	0.50 in ³ /REV
Speed range:	0-7000 RPM
Drive type:	Inertia
Maximum working pressure:	3000 PSI
Duty cycle:	Intermittent
Maximum torque:	15 Ft-lbs
Weight:	11.0 lbs
Overall volumetric efficiency:	92%
Recommended fluid:	Red hydraulic fluid (MIL-H-5606)

CMO-308121-A



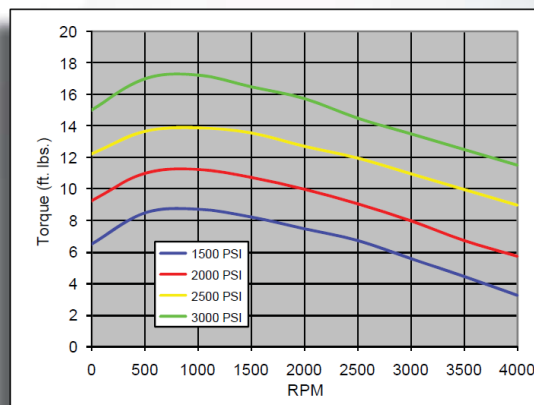
[Login to view other models](#)

3.286. Irudia: prerrotadoraren ezaugarriak

Katalogoan begiratuta ikusi daiteke sortzen duen pare maximoa 15 Ft-lbs dela. Eta bere pisua 11.0 lbs-takoa. Diseinu aldetik pisuak garrantzia handia dauka eta kontutan izan behar da.

Unitate aldaketa eginez; pare maximoa 20,34N*m –koa da eta pisua 5kg. Pisu aldetik 5 kg ez dago gaizki, baina sortzen duen para ez da nahiko autojiroaren multzoa 300rpm-tara jartzeko 30s-tan. Prerotazioaren sistemak ez duenez garrantzia handirik, lurrean geldo dagoenean erabitzen denez, denbora gehiago beharko luke prerotazio sistema martxan jartzeko.

Torque vs. Speed



3.287. Irudia: prerrotadoraren parearen eta RPM-en erlazioa

Prerrotazio mekanismoak beharko duen denbora CMO-308121-A motorrarekin.

Motorrak sortzen duen pare maximoa 20,34Nm-koa da.

$$F_{P/D} = \frac{T_P}{R_P} = \frac{20,34Nm}{0,023175m} = 877,67N$$

3.312. Ekuazioa

$$\alpha = \frac{F_{P/D} * R_D}{I_o} = \frac{877,67N * 0,348m}{350,792kg/m^2} = 0,87rad/s^2$$

3.313. Ekuazioa

$$t = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{31,42}{0,87} = 36s$$

3.314. Ekuazioa

36 segundu beharko ditu prerrotazioa gauzatzeko, 6 segundutako aldea dago bakarrik eta pisu aldetik ere oso ondo dago.

Prerrotorearen ezaugarriak taulatik aterako ditugu:

Non:

Hotz kopurua; $z=12$

Engranaiaren diametroa= 46,35mm

Presio angelua= 20° -koa

Hurrengo formularekin modulua kalkulatu da eta trasmisio erlazioa ere.

$$R = \frac{m * z}{2} \rightarrow m = \frac{23,175 * 2}{12} = 3,8625$$

3.312. Ekuazioa

Modulua 3,8625-koa da borobilduta I serie rekomendatuetan; $m=4$

$$i = \frac{W_1}{W_2} = \frac{R_2}{R_1} \rightarrow i = 7,5$$

Potentzia:

Non:

$$W_p = 2250rpm = 261,80 \frac{rad}{s}$$

$$P = T * W = 20,34 * 261,80 = 5325W$$

3.313. Ekuazioa

Engranaiak kalkulatzeko lehengo modulua kalkulatu behar da. Modulua kalkulatu beti gurpil txikienarentzat egiten da, kontaktuak aldi geiagoan egongo delako.

2 Prozedura erabiltzen dira:

-Moduluaren kalkulu zehatza iraupen higadurarako

-Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziarako

Engranaiak kalkulatzeko beharko diren taulak:

Aparatos domésticos	Entre	1.000	y	2.000	horas
Automóviles pesados	"	1.500	"	2.500	"
Cajas de reductores	"	20.000	"	40.000	"
Buques	"	20.000	"	40.000	"
Engranajes de turbina	"	40.000	"	150.000	"

3.37. Taula; engranaien iraupena ordutan

Guiados Mediocres	ψ	Entre	5	y	8
Guiados Buenos	ψ	"	10	"	12
Guiados excelentes	ψ	"	15	"	25

3.38. Taula; faktore zuzentzailea

Material Piñón/Rueda	Dureza Brinell kg / mm ²	Revoluciones / minuto del piñón o rueda									
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500
CG -18	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7			
CG-26	220	50	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	
GS o bien St 42	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6
St 50	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5
St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11
St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5
Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230		87	69	55	41	32	28	26	22	19
Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260			89	70	52	41	36	33	28	24
acero aleado Templado	450				210	155	120	105	95	83	70
Acero aleado Cementado	600				370	270	215	190	170	150	125

3.39. Taula; 5000h-rako altzairuaren tentsio onargarria

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10 000	40 000	80 000	150 000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

3.40 Taula; bizi iraupenerako faktore zuzentzailea

SERIE DE MÓDULOS NORMALIZADOS			
SERIE	I	II	III
I Serie recomendada Se debe utilizar preferentemente	1	1,125	
	1,25	1,375	
	1,5	1,75	
II Serie complementaria	2	2,25	
	2,5	2,75	
	3		3,25
III Serie especial Solo a utilizar en casos excepcionales de absoluta necesidad		3,5	3,75
	4	4,5	
	5	5,5	
	6		6,5
	7		
	8		
	9		
	10		
	11		
	12		
	14		
16			
18			
20			
22			
25			
28			
30			
36			
40			
45			

3.41 Taula

Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0
	z	40	50	65	80	100	∞								
	q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5								
Dentado interior	z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20					
	q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7					

3.42. Taula

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a tracción σ_t	Límite de fluencia mínimo σ_s	Dureza Brinell D _B	Resist. a la fatiga σ_{-1}	Solución adm. para velocidades medias y elevadas σ_{adm}
Fund. gris	GG-18		≥ 18		150-170	± 8,5	350-150
	GG-22		≥ 22		180-200	± 11	450-350
	GG-26		≥ 26		200-220	± 12	550-650
Acero mold.	GS-45	recoc.	≥ 45	22	105-160	± 20	450-750
	GS-52	recoc.	≥ 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alea	St 50		50-60	27	145-175	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	175-205	± 28	1200-1250
	St 70		70-85	35	205-240	± 32	1200-1400
Az. cement sin alea	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Az. mejorado sin alea	Ck 45	maj.	65-95	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	maj.	75-99	49	217-265	± 35	1300-1500
Az. mejorado al Mn	30Mn5	maj.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi8	maj.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnVT	maj.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Az. cement. aleado	15CrNi5	templ.	90-120 ¹⁾	65		± 45	2000-3000
	18CrNi6	templ.	120-145	80	600 ²⁾	± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60		± 43	1500-3000
	20MnCr3	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Az. mejorado aleado	34Cr4	templ.	130-155 ¹⁾	100	380-450		
	41Cr4	templ.	155-180 ¹⁾	120	450-500		
	50CrV4	templ.	180-215 ¹⁾	130	430-495	± 50	3000-4000
	50CrMo6	templ.	150-174 ¹⁾	130	480-560		

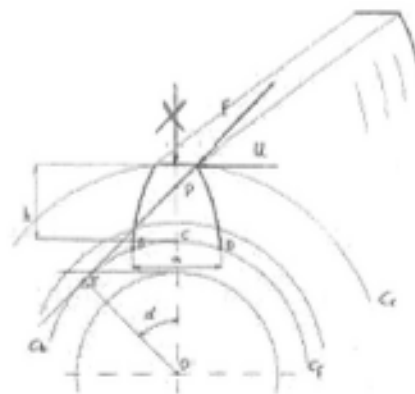
3.43. Taula

3.24.1. Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziarako:

Kalkulu hau egiten da aurreko ataleko kalkuluak baiezatzeko.

Materialen erresistentziaren teorian oinarritzen da, hau da, gurpil baten hortza, bere oinarrian landatuta dagoen habe bat dela kontsidera daiteke. Kalkulu hurbilduak edo erresponzabilitate gutxiko kalkuluak egiteko, hurrengo sinplifikazioak egiten dira:

1. U hortzaren buruan aplikatzen da.
2. Ez da kontutan hartzen konpresio indarra.



3.288.Irudia

Tentsio maximoaren balioa:

$$\sigma_b = \frac{U}{b * m} * q \leq \sigma_{b_adm}$$

3.314.Ekuazioa

$$U = 143240 \frac{N}{n_p * m * z_p}$$

3.315.Ekuazioa

Non:

$$z_p = 12$$

$$N=5325w= 7,24 \text{ cv}$$

$$n_p = 2250 \text{ rpm}$$

$$m=3,8625\text{mm}=0,38625 \text{ cm}$$

$$b=\psi * m=15*0,38625=5,8\text{cm}$$

$$q=4,6 \text{ (3. Taulatik)}$$

$$U = 143240 \frac{7,24}{2250 * 0,38625 * 12} = 99,44 \text{ kp}$$

3.316.Ekuazioa

$$\sigma_b = \frac{99,44}{5,8 * 0,38625} * 4,6 = 204,19 \text{ kg/cm}^2 \leq 850 - 1100 \text{ kg/cm}^2$$

3.317.Ekuazioa

Ikusten denez engranaiak jasaten duen tentsioa onargarria baino txikiagoa da.

3.24.2.Diskoaren engranaien dimentsionaketa

Hurrengo formula erabiliz lortuko da engranaia guztiz definitzea.

$$z_D = 7,5 * 12 = 90 \text{ hotz}$$

3.318.Ekuazioa

- Diametro primitiboa

$$D = m * z = 3,8625 = 347,625mm$$

3.319.Ekuazioa

- Kanpo zirkunferentziaren diametroa

$$D_e = m(z + 2) = 3,8625(90 + 2) = 355,35mm$$

3.319.Ekuazioa

- Barne zirkunferentziaren diametroa

$$D_f = m(z - 2,5) = 3,8625(90 - 2,5) = 337,97mm$$

3.320.Ekuazioa

- Zentruen arteko distantzia

$$D_c = \frac{D + d}{2} = \frac{46,35 + 347,625}{2} = 196,98mm$$

3.321.Ekuazioa

- Hortzen luzera

$$h = 2,25 * m = 2,25 * 3,8625 = 8,69mm$$

3.322.Ekuazioa

- Pausoa

$$P = m * \pi = 3,8625 * \pi = 12,134mm$$

3.324.Ekuazioa

- Hortzaren zabalera

$$B = 10 * m = 38,625mm$$

3.325.Ekuazioa

- Hartzaren lodiera

$$e = \frac{P}{2} = \frac{12,134}{2} = 6,067$$

3.326.Ekuazioa

- Indar tangenziala

$$U = 143240 \frac{7,24}{2250 * 0,38625 * 12} = 99,44 \text{ kp}$$

3.327.Ekuazioa

- Indar erradiala

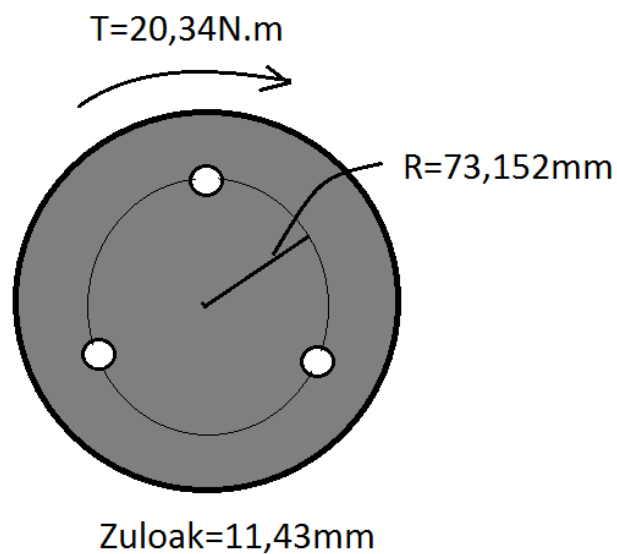
$$F_r = U * \operatorname{tg} \alpha = 99,44 * \operatorname{tg} 20 = 36,19 \text{ kp}$$

3.3.28.Ekuazioa

3.24.3.Motor hidraulikoaren lotura:

Prerrotadorea elementu komertziala da, hori dela eta kalkuluak eginda daude eta erabiliko diren torlojuak prerrotadorearen parean soberan eutsiko du. Ahala eta guztiz konprobatu egingo dira.

Prerrotadorearen lotura;



3.288.Irudia

Neurriak pulgadatatik mm-tara pasatu dira. Erabili beharreko torlojuak pulgadetakoak dira. Erabilitako torlojuak 7/16 dira. Erabilitako kalitatea 8.8, fluentzia tentsioa 640 N/mm^2 eta ebakitzaila $\tau = 320 \text{ kg/cm}^2$.

Torlojuak jasandako indarra:

$$T = F * R \rightarrow F = \frac{T}{R} = \frac{20,34}{0,073152} = 278,05 \text{ N}$$

3.329.Ekuazioa

$$F_{\text{Torloju}} = \frac{278,05 \text{ N}}{3} = 92,68 \text{ N} \sim 9,45 \text{ Kg}$$

3.330.Ekuazioa

$$\tau_{\text{torloju}} = \frac{P_{\text{torloju}}}{A_{\text{torloju}}} = \frac{9,45}{\frac{\pi * 1,11^2}{4}} = 9,765 \text{ kg/cm}^2$$

3.331.Ekuazioa

$$\tau_{\text{torloju}} = 0,958 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} = \frac{640/2}{3} = 106 \text{ MPa}$$

Torlojuak soberan eusten dute prerrotadorearen parearen indar tortsorea.

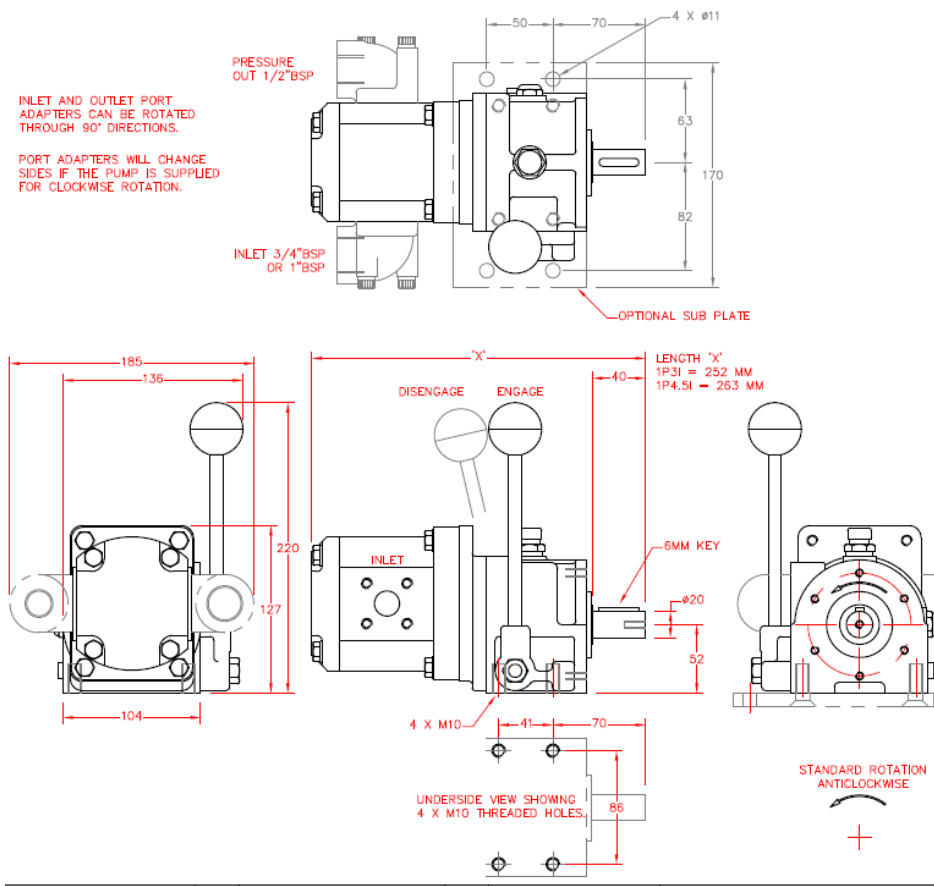


3.289.Irudia

3.24.4.Prerrotaziorako enbragea eta ponpa:

Prerrotatorera olioia ponpatzeko bomba bat beharko da, bomba horrek motorretik hartzen du energia.

Aurkitutako embrage eta ponpak.



1P PUMP/CLUTCH UNIT.

There are two pump sizes offered as standard, both using the 1P 'ULTRA' fixed delivery gear pump.

MODEL 1P3I – 13 LPM at 1000 RPM. Max. pressure 200 bar.
MODEL 1P4.5I – 21 LPM at 1000 RPM. Max. pressure 200 bar.

Base mounting, and suitable for flexible coupling or vee belt drive.
 Morse cable control can be fitted for remote operation of clutch engagement and disengagement.

CLUTCH – Totally enclosed mechanical dog clutch running in an oil bath. no clutch adjustments are required. Maintenance is limited to checking the oil level, or changing the oil once every year.

HYDRAULIC PUMP – Heavy duty aluminium cased gear pump with adapter ports for inlet and pressure out couplings.
 No local maintenance of the pump is required since lubrication is provided by the system hydraulic oil.

Weight.... Approx. 7.5 Kg.

NOTE:

Pump ports indicated as inlet and outlet are correct for the standard assembly, with direction of rotation – anticlockwise.

If the unit is supplied for clockwise rotation, the inlet and outlet ports change sides.

Maximum driven speed _____ 2000 RPM.
 Maximum driven torque _____ 90 Nm.
 Maximum driven power _____ 25 HP.
 Maximum 'V' pulley side load _____ 140 Kg.

If possible, install as an inline flexible coupling drive (no side loading). Pulley drives and subsequent side loads will reduce clutch bearing life.

3.44.taula: akoplamenduearen ezaugarriak

Taulan balioak aterata pare maximoa 90 N.m koa da eta abiadura angeluar maximoa 2000rpm-takoa da.

Gure motorea da energia emango diona eta motorearen erreboluzio basuekin 2000 rpm –tara biratzea lortuko da akoplamendua.

Motorraren abiadura angeluarra = 800 rpm

Akoplamendua abiadura angeluarra =2000rpm

Motorreko polearen diametroa =200mm

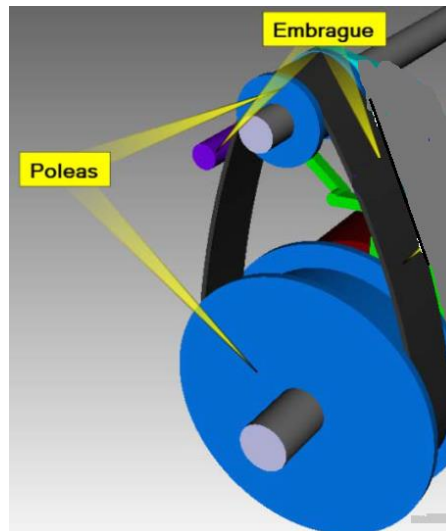
$$W_1 * D_1 = W_2 * D_2$$

3.382.Ekuazioa

$$D_2 = \frac{800 * 200}{2000} = 80mm$$

3.383.Ekuazioa

Erabiliko diren bi poleak hauek dira:

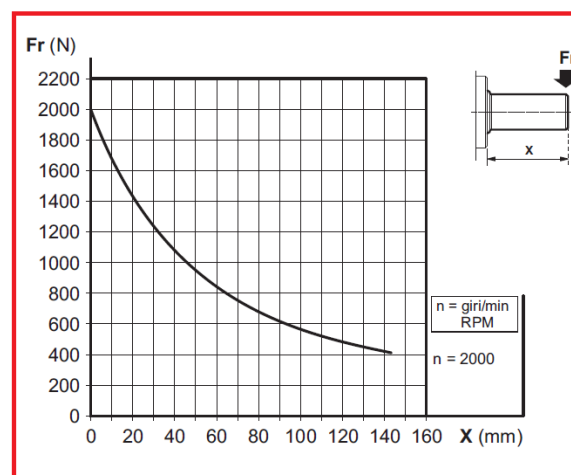


3.289.Irudia

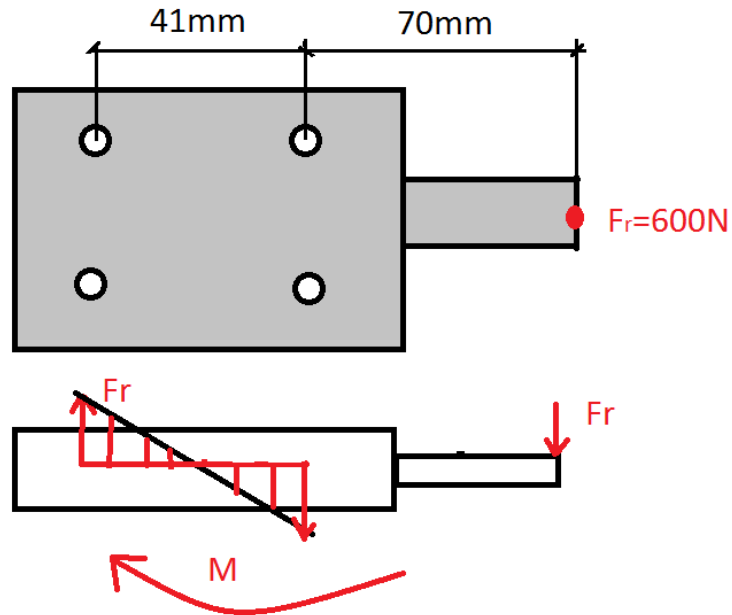
3.24.5.Ponpa eta enbrage hidraulikoaren lotura:

Ponpa eta enbragea elementu komertziala da, hori dela eta kalkuluak eginda daude eta erabiliko diren torlojuak multzoaren indar axiala soberan eutsiko du. Ahala eta guztiz konprobatu egingo dira.

Ponpa eta enbrage multzoaren lotura lotura;



3.290.Irudia: ponpa eta embragean sortzen den indar erradial



3.291.Irudia:lotura ponpa eta enbragea

Erabili beharreko torlojuak M10-ak dira. Erabilitako kalitatea 8.8, fluentsia tentsioa 640 N/mm^2 eta ebakitzaila $\tau = 320 \text{ kg/cm}^2$. Bi torloju ez dute indarririk jasoko konpresioan daudenez eta beste biak indar axiala jasango dute.

Torlojuak jasandako indarra:

$$M = F_r \cdot d = 600 \cdot 0,0905 = 54,3 \text{ Nm}$$

3.392.Ekuazioa

$$T = F \cdot R \rightarrow F = \frac{T}{R} = \frac{54,3}{0,0205} = 2648,78 \text{ N}$$

3.393.Ekuazioa

$$F_{\text{Torloju}} = \frac{2648,78 \text{ N}}{2} = 1324,39 \text{ N} \sim 135 \text{ Kg}$$

3.394.Ekuazioa

$$\sigma_{\text{torloju}} = \frac{P_{\text{torloju}}}{A_{\text{torloju}}} = \frac{135}{52,3} = 2,58 \text{ kg/cm}^2$$

3.395.Ekuazioa

$$\tau_{torloju} = 0,253MPa \leq \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} = \frac{640/2}{3} = 106MPa$$

3.396.Ekuazioa

Torlojuek soberan eusten dute ponpa eta embrageak sortzen duen indar axiala.

3.24.6.Korrearen aukeraketa

Autojiroaren motorrak 2500rpm-tan 40hp edo 30kw-ko potentzia ematen du, autogiroaren prerrotazio mekanismorako motorra 800rpm egon behar da. Hori dela eta;

$$2500rpm \leftrightarrow 30kw$$

$$800rpm \leftrightarrow x$$

$$x = 9,6kw$$

3.397.Ekuazioa

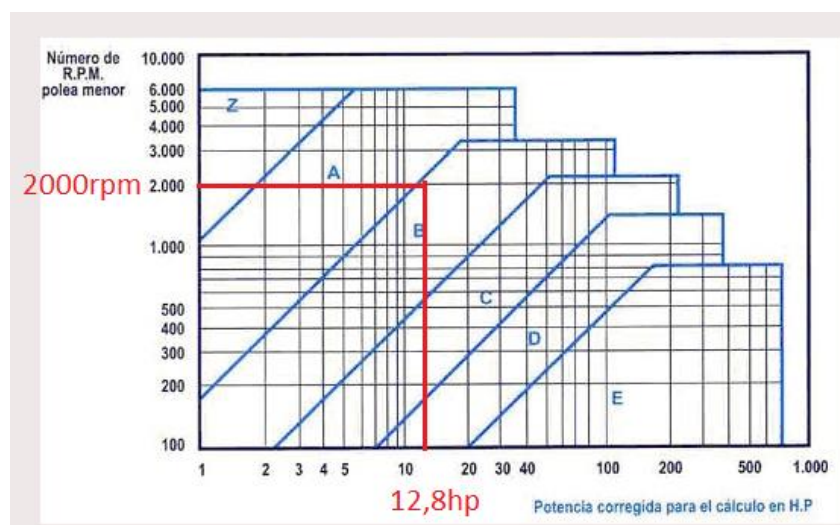
- Zuzendutako potentzia:

K= zerbitzu faktorea

$$P_c = P * K = 9,6 * 1,1 = 10,56kw$$

3.398.Ekuazioa

- Korrea motaren aukeraketa:



3.292.Irudia: korrearen sekzioaren aukeraketa

- Trasmisio erlazioa

$$R = \frac{W_{ponpa}}{W_{auto.motorra}} = \frac{2000}{800} = 2,5$$

3.399.Ekuazioa

- Ardatzen arteko distantzia: Trasmisio erlazioa 1 eta 3 artean badago;

$$E \geq \frac{(R + 1)d_{ponpa}}{2} + d_{ponpa} = \frac{(2,5 + 1) * 80}{2} + 80 = 220mm$$

Luzera minimoa 220mm-koa izan behar da eta egindako diseñuan E=400mm-ko luzera du.

3.400.Ekuazioa

- Poleen diámetro primitiboa

$$D_{prim.} = R + d_{ponpa} = 2,5 + 80 = 82,5mm$$

3.401.Ekuazioa

Tabla Nº 1							Tabla Nº 1						
β mm	Z	A	B	C	D	E	φ mm	Z	A	B	C	D	E
50							315		••	••	••		
53							355		•				••
56							375			•			•
60		•					400		••	••	••	••	
63	••						425						•
67	•						450		•				••
71	••		•				475						•
75	•		•				500		••	••	••		••
80	••		•				530						•
90	•		••				560		•		•		••
95							600			•			•
100	••		••				630		••	••	••	••	••
106			•				670						•
112	•		••		•		710		•		•		••
118			•		•		750			•			•
125	••		••		•		800			••	••	••	••
132			•		•		900			•			•
140	•		••		••		1000			••	••	••	••
150	•		•		•		1060						•
160	••		••		••		1120				•		•
170					•		1250				••	••	••
180	•		••		••		1400				•		•
200	••		••		••		1500						•
212					•		1600				••	••	••
224	•		•		••		1800					•	•
236					•		1900						•
250	•		••		••		2000					••	••
265					••		2240						•
280			•		••		2500						••
300			•		•		3000						

Según normas BS 3790

• Diámetro especificado.

•• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.

3.293.Irudia

- Uhalaren luzera primitiboa:

$$L = 2E + 1,57(D_{Auto.mo} + d_{ponpa}) + \frac{(D_{Auto.mot} - d_{ponpa})^2}{4E}$$

$$= 2 * 400 + 1,57(200 + 80) + \frac{(200 - 80)^2}{4 * 400} = 1248,6mm$$

3.402.Ekuazioa

Tabla Nº 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-

3.294.Irudia:

A sekziodun Nº 48

- Uhalaren luzeraren faktorearen zuzenketa

TABLA Nº 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

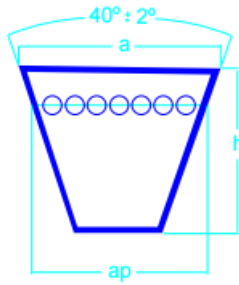
Tabla Nº 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-

3.295.Irudia:Uhalaren faktorearen zuzenketa

Nº 48 taulan sartuz Fcl= 0,93

A sekziodun korrearen datu teknikoak.

SECCION DE LA CORREA



a Ancho base superior.
h Altura o espesor.
ap Ancho primitivo.

Sección	a mm	h mm	ap mm
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

3.296.Irudia: uhalaren ezaugarriak

Katalogoetan begiratzuz A sekzioidun N° 48 uhala aukeratuko da.

	CATÁLOGO DE CORREAS INDUSTRIALES	2010
--	---	-------------

DAYCO GOLD LABEL V - MM CORREAS TRAPECIALES DE SECCIÓN CONVENCIONAL	
--	--

SECCIÓN "A" (13 x 8 mm.)

TIPO	DESARROLLO INTERIOR mm.	DESARROLLO PRIMITIVO mm.
A37,50	953	986
A38	965	998
A38,50	978	1011
A39	991	1024
A39,50	1003	1036
A40	1016	1049
A40,50	1029	1062
A41	1041	1074
A41,50	1054	1087
A41,75	1060	1093
A42	1067	1100
A42,50	1080	1113
A43	1092	1125
A43,50	1105	1138
A43,75	1111	1144
A44	1118	1151
A44,50	1130	1163
A45	1143	1176
A45,50	1156	1189
A46	1168	1201
A46,50	1181	1214
A47	1194	1227
A48	1219	1252
A48,25	1226	1259

SECCIÓN "A" (13 x 8 mm.)

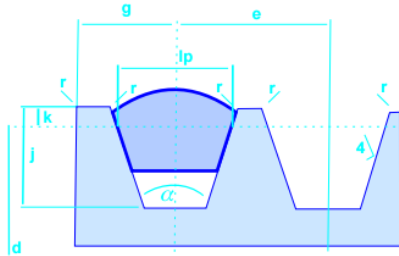
TIPO	DESARROLLO INTERIOR mm.	DESARROLLO PRIMITIVO mm.
A64	1626	1659
A65	1651	1684
A66	1676	1709
A67	1702	1735
A68	1727	1760
A69	1753	1786
A70	1778	1811
A70,75	1797	1830
A71	1803	1836
A72	1829	1862
A73	1854	1887
A74	1880	1913
A75	1905	1938
A76	1930	1963
A77	1956	1989
A78	1981	2014
A79	2007	2040
A80	2032	2065
A81	2057	2090
A82	2083	2116
A83	2108	2141
A83,50	2121	2154
A84	2134	2167
A85	2159	2192

3.297.Irudia: uhalaren ezaugarriak

3.24.7.Polearen aukeraketa:

DIMENSIONES DE LAS POLEAS

En la tabla siguiente se dan los datos relevantes del perfil y de la dimensión de la garganta de la polea con la notación siguiente:

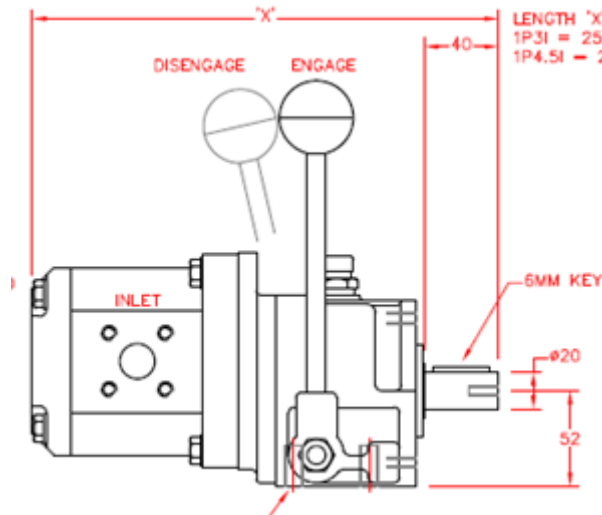


- lp Ancho primitivo.
- k Altura mínima de la garganta sobre la línea primitiva.
- j Profundidad mínima de la garganta sobre la línea primitiva.
- α Angulo de la garganta.
- d Diámetro primitivo.
- e Paso entre ejes de gargantas.
- g Distancia entre el eje de la garganta y el bore de la polea.
- r Radio de acabado de arista.

Sección de Correa	lp (mm)	k (mm)	j (mm)	e (mm)	g (mm)	Δ α
Z	8.5	2.5	7	12 ± 0.3	8 ⁺¹ / ₋₁	± 1°
A	11	3.3	8.7	16 ± 0.3	9.5 ⁺² / ₀	± 1°
B	14	4.2	10.8	19 ± 0.4	12.5 ^{+3.8} / ₀	± 1°
C	19	5.7	14.3	25.5 ± 0.5	17.5 ^{+3.8} / ₀	± 1/2°
D	27	8.1	19.9	36.5 ± 0.6	22.2 ^{+6.35} / ₀	± 1/2°
E	32	9.6	23.4	44.5 ± 0.7	28.5 ^{+6.35} / ₀	± 1/2°

3.298.Irudia: Polearen dimentsionaketa

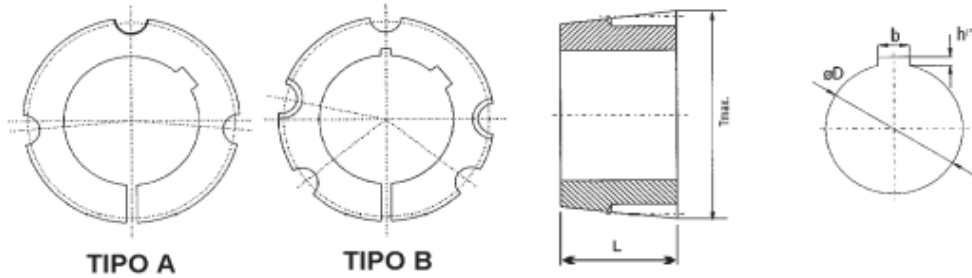
Polea aukeratzeko ardatzaren neurriak jakin behar dira, hurrengo irudian ikus daitezke neurriak.



3.299.Irudia: Ponpa eta enbragearen dimentsionaketa

Polearen ardatzak 20mm diametroa izan behar du eta txabetak 6mm-ko arteka. Katalogoan begitatu eta gero, buje konikoak(tapper lock) jarri beharko dira poleetan.

BUJES PARA POLEAS (TAPPER-LOCK)

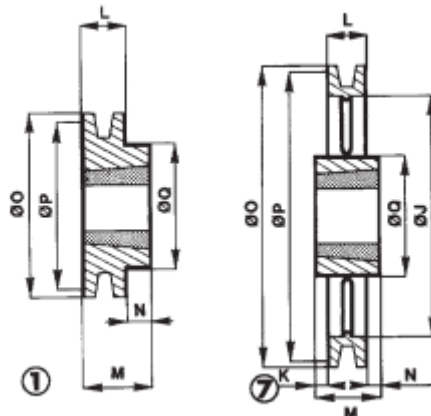


øD mm	b mm	h mm																			
		•	•	1008	1108	1210	1215	1310	1610	1615	2012	2517	2525	3020	3030	3525	3535	4040	4545	5050	
9	3	1,4																			
10	3	1,4		•	•			•													
11	4	1,8		•	•	•	•	•	•	•											
12	4	1,8		•	•	•	•	•	•	•											
14	5	2,3		•	•	•	•	•	•	•	•										
16	5	2,3		•	•	•	•	•	•	•	•										
18	6	2,8		•	•	•	•	•	•	•	•	•									
19	6	2,8		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•								
20	6	2,8		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•							
22	6	2,8		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•							

CASQUILLO CONICO TIPO																		
	1008	1108	1210	1215	1310	1610	1615	2012	2517	2525	3020	3030	3525	3535	4040	4545	5050	
PESO CON AG. MINIMO	kg	0,12	0,16	0,28	0,39	0,32	0,42	0,61	0,75	1,1	2,25	2,61	3,8	3,9	5,25	7,8	12,8	15,3
DIAMETRO MAXIMO	mm	35,0	38,0	47,5	47,5	50,5	57,0	70,0	85,5	85,5	108,0	108,0	127,0	127,0	146,0	162,0	177,5	
L =	mm	22,3	22,3	25,4	38,1	25,4	25,4	38,1	31,8	44,5	63,5	60,8	76,2	63,5	88,9	101,8	114,3	127,0
MEDIDAS DE LOS TORNILLOS		1/4" x 1/2"	1/4" x 1/2"	3/8" x 3/8"	3/8" x 3/8"	3/8" x 3/8"	3/8" x 3/8"	3/8" x 3/8"	7/16" x 7/8"	1/2" x 1"	1/2" x 1"	3/8" x 1 1/4"	3/8" x 1 1/4"	1/2" x 1 1/2"	1/2" x 1 1/2"	3/8" x 1 3/4"	3/4" x 2"	7/8" x 2 1/4"
LLAVE ALLEN DEL	Nr.	3,0	3,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	6,0	8,0	8,0	10,0	10,0	12	14	14
PAR DE APRIETE	Nm	5,7	5,7	20	20	20	20	20	31	49	49	92	92	115	115	172	195	275

3.300.Irudia: Bujeen ezaugarriak

Aukeratu diren poleen dimentsioak:



3.Irudia:

POLEAS TRAPECIALES PARA TAPPER PERFIL A - SPA

Ø PRIML	Nº CANALES	CONS.	Nº CASQ.	Ø EJE MIN.-MÁX.	N	K	L	M	J	PESO kg
80	1	1	1108	11 - 32	80	-	25.5	5.5	-	0.55
	2	3	1210	11 - 32	-	10	25.0	-	45	0.65
	3	3	1210	11 - 32	-	25	25.0	-	45	0.95
85	1	1	1210	11 - 32	80	-	25.5	5.5	-	0.60
	2	3	1210	11 - 32	-	10	25.0	-	50	0.80

3.301.Irudia:

Katalogoan, kanal bakarreko kaskilo mota 1108-koa da hori dela eta zabalera txikiagoa da 22,3mm-koa. Kaskilo bate jarri beharko da; $40-22,3=17,7$ mm-takoa.

Autojiroaren ardatzeko polea:

POLEAS TRAPECIALES PARA TAPPER PERFIL A - SPA

Ø PRIML	Nº CANALES	CONS.	Nº CASQ.	Ø EJE MIN.-MÁX.	N	K	L	M	J	PESO kg
180	1	7	1610	14 - 42	80	0	26	6	145	2.1
	2	1	2012	14 - 50	0	-	35	0	-	5.0
	3	2	2517	16 - 60	-	-	46	4	145	6.1
	4	2	2517	16 - 60	-	-	46	19	145	6.8
	5	2	3020	25 - 75	-	-	52	28	146	6.9
200	1	7	2012	14 - 50	100	0	33	13	165	2.8
	2	7	2517	16 - 60	125	0	46	11	165	4.7
	3	5	2517	16 - 60	125	0	46	4	165	5.5
	4	2	3020	25 - 75	-	-	52	13	165	8.5
	5	2	3020	25 - 75	-	-	52	28	165	8.7
224	1	7	2012	14 - 50	100	0	33	13	189	3.2

3.302.Irudia:

Pisu aldetik ez dago gaizki, polea bien artean 3,35 kg pisatzen dute.

3.24.8.Errakorak:

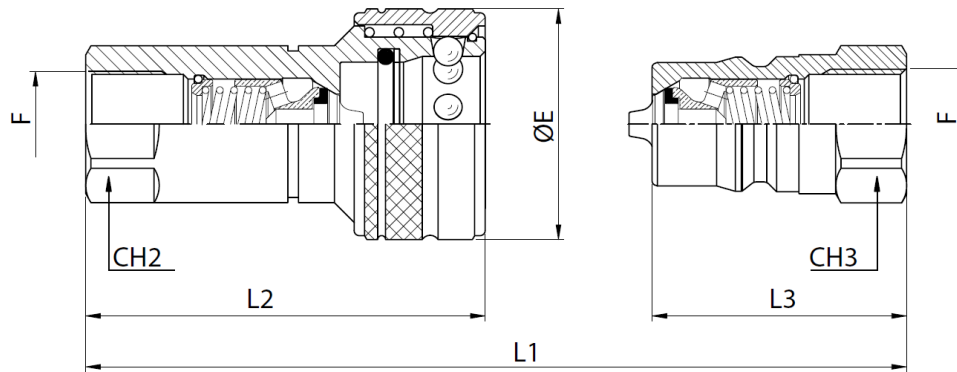
Prerotadoreak daramatzen errakoreak 2x 3/8-18 NPTF tipokoak dira. ESTEHYNE S.L katalogoetan begiratu eta gero errakorak hauek aukeratu dira. Errakore guztiek entzufe arina izango dute.

ADAPTADOR MACHO BSPP(60) - MACHO NPT



ROSCA MACHO BSPP(60)	ROSCA MACHO NPT	ACERO CARBONO	ACERO INOX.
1/8	1/8		
1/8	1/4		
1/4	1/4		
1/4	3/8		
3/8	3/8		

3.45.Taula



DNP	BG	USA	ISO	CH2	CH3	øE	L1	L2	L3	F	COD. (F)	COD. (M)
04	0	02	5	14	14	24	62	50	31	G 1/8	PBVX.0404.002	PBVX.0404.003
										1/8 NPT	PBVX.0404.012	PBVX.0404.013
06	1	04	6.3	19	19	28	76	60	38	G 1/4	PBVX.0606.002	PBVX.0606.003
										1/4 NPT	PBVX.0606.012	PBVX.0606.013
10	2	06	10	24	22	35	78	64	39	G 3/8	PBVX.1010.002	PBVX.1010.003
										3/8 NPT	PBVX.1010.012	PBVX.1010.013

3.46.Taula; entzufe arineko errakorak

Pompa hidraulikoak dituen errakore motak bi motatakoak dira, sarrerako errakorea **3/4"- BSP** eta irteerako berriz **1/2"-BSP**. Katalogoan begiratzuz;

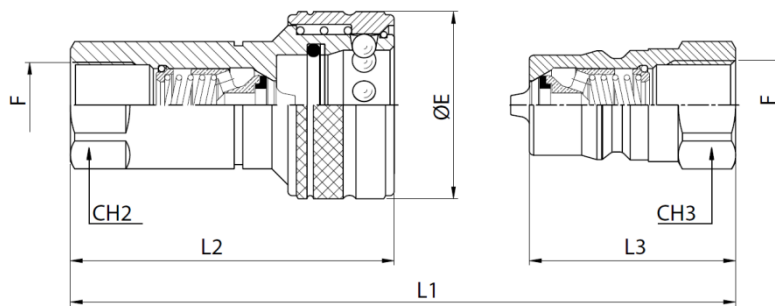
Sarrerakoa:

ADAPTADOR MACHO BSPP(60) - MACHO BSPP(60)



ROSCA MACHO	ROSCA MACHO	ACERO CARBONO	ACERO INOX.
1/8	1/8		
1/8	1/4		
5/8	3/4		
3/4	3/4		

3.47.Taula



DNP	BG	USA	ISO	CH2	CH3	øE	L1	L2	L3	F	COD. (F)	COD. (M)
20	4	12	20	36	34	52	107	87	53.5	G 3/4	PBVX.2019.002	PBVX.2019.003
										3/4 NPT	PBVX.2019.012	PBVX.2019.013

3.48.Taula; sarrerako entzufe

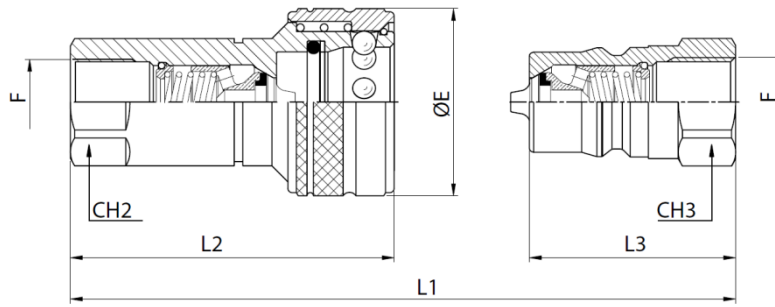
Irteerakoa:

ADAPTADOR MACHO BSPP(60) - MACHO BSPP(60)



ROSCA MACHO	ROSCA MACHO	ACERO CARBONO	ACERO INOX.
3/8	3/4		
1/2	1/2		

3.49.Taula



DNP	BG	USA	ISO	CH2	CH3	øE	L1	L2	L3	F	COD. (F)	COD. (M)
13	3	08	12.5	27	27	42	91	73	45.5	G 1/2 1/2 NPT	PBVX.1313.002 PBVX.1313.012	PBVX.1313.003 PBVX.1313.013

3.50.Taula

Hodiak ere aukeratu behar dira hodiak presio altuak euzteko aukeratuko dira, gure prerrotazio sistemak geihenez sortu dezakeen presioa 200 bar etakoa da. Aukeratu diren hodia urrengo katalogotik atera da.

MANGUERA DE 70 MPA, DN 6

Datos técnicos

Diseño: Tubo interior de poliamida (PA), 2 espirales de alambre de acero de alta resistencia, 2 de fibra sintética espiral abierta, cubierta exterior de poliuretano (PUR)

DI x OD: 6,3 x 12,4 mm

Max. presión de trabajo: 70,0 MPa

Min. presión de ruptura: 188,0 MPa

Min. radio de curvatura: 70 mm (2.8 ")

Peso: 190 g / m (6,7 onzas)

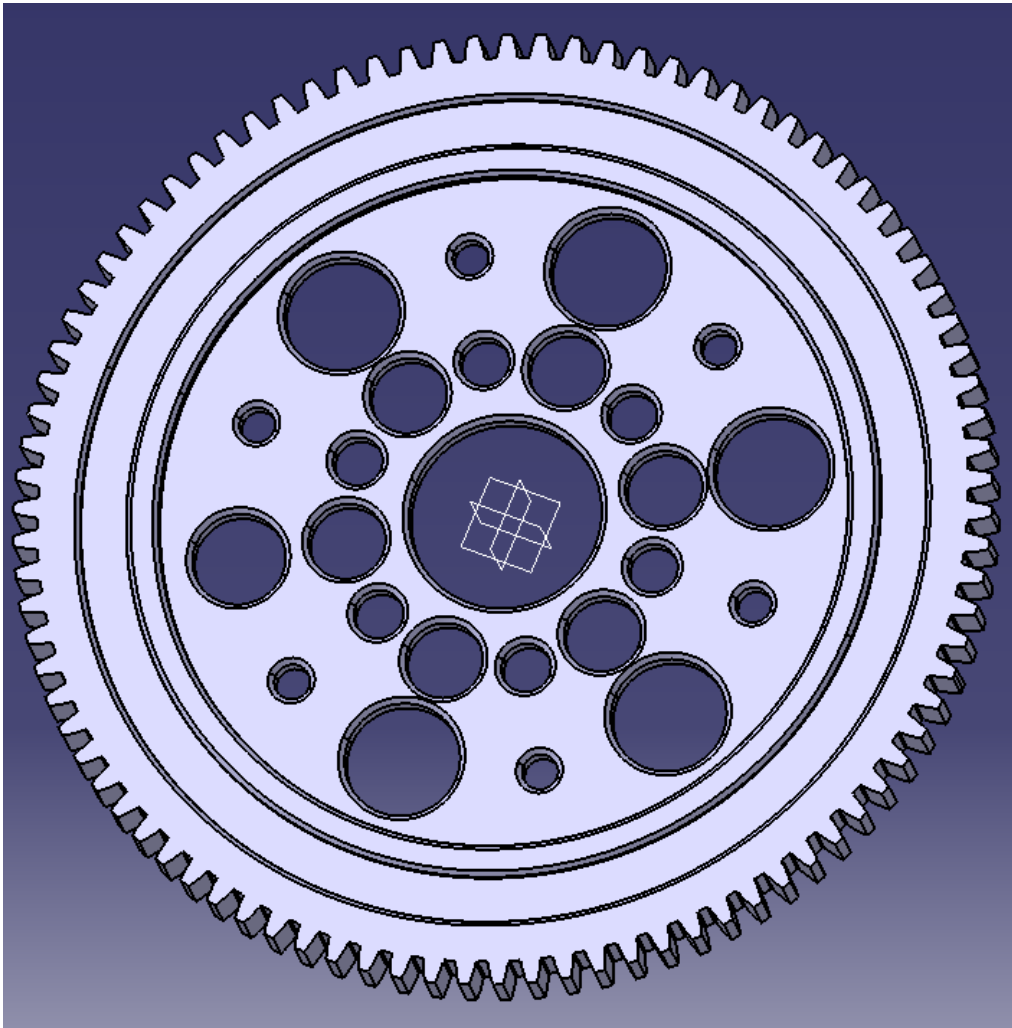
Rango de temperatura: -40 ° C - 100 ° C (-40 ° F - 212 ° F)



3.303.Irudia;hodien ezaugarriak

3.25. Prerrotazio engranaiaren lehenengo diseinuaren aukeraketa

Engranaiaren lehenengo diseinuak honako itxura du:



3.303. Irudia: prerrotazio engranaiaren diseinua

Engranaiaren 1-aren bolumena ondokoa da:

$$V_{Engranaia} = 0,0011 \text{ m}^3$$

3.403. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Teeter Stand} = \rho * V_{Pala} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,0011 \text{ m}^3 = 8,635 \text{ kg}$$

3.404. Ekuazioa

3.25.1 Lehenengo karga engranaiaren 1-engan: Hartzaren kontaktuko indarra

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, altzairu aleazio **ST50** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

$$\text{Elastizitate modulua} = E = 210\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,3$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 7850\text{kg/m}^3$$

3.405. Ekuazioa

Aurrerago kalkulaturako indarrak sartuko ditugu Catiako ansys-era. Balio hauek hurrengoak dira, indar tangenziala eta indar erradiala.

- Indar tangenziala

$$U = 143240 \frac{7,24}{2250 * 0,38625 * 12} = 99,44 \text{ kp}$$

3.406.Ekuazioa

- Indar erradiala

$$F_r = U * \text{tg} \alpha = 99,44 * \text{tg} 20 = 36,19 \text{ kp}$$

3.407.Ekuazioa

Unitate aldaketa eginez:

$$1\text{Kp} - 9,80665\text{N}$$

3.408.Ekuazioa

- Indar tangenziala

$$U = 99,44 * 9,80665 = 975,17N$$

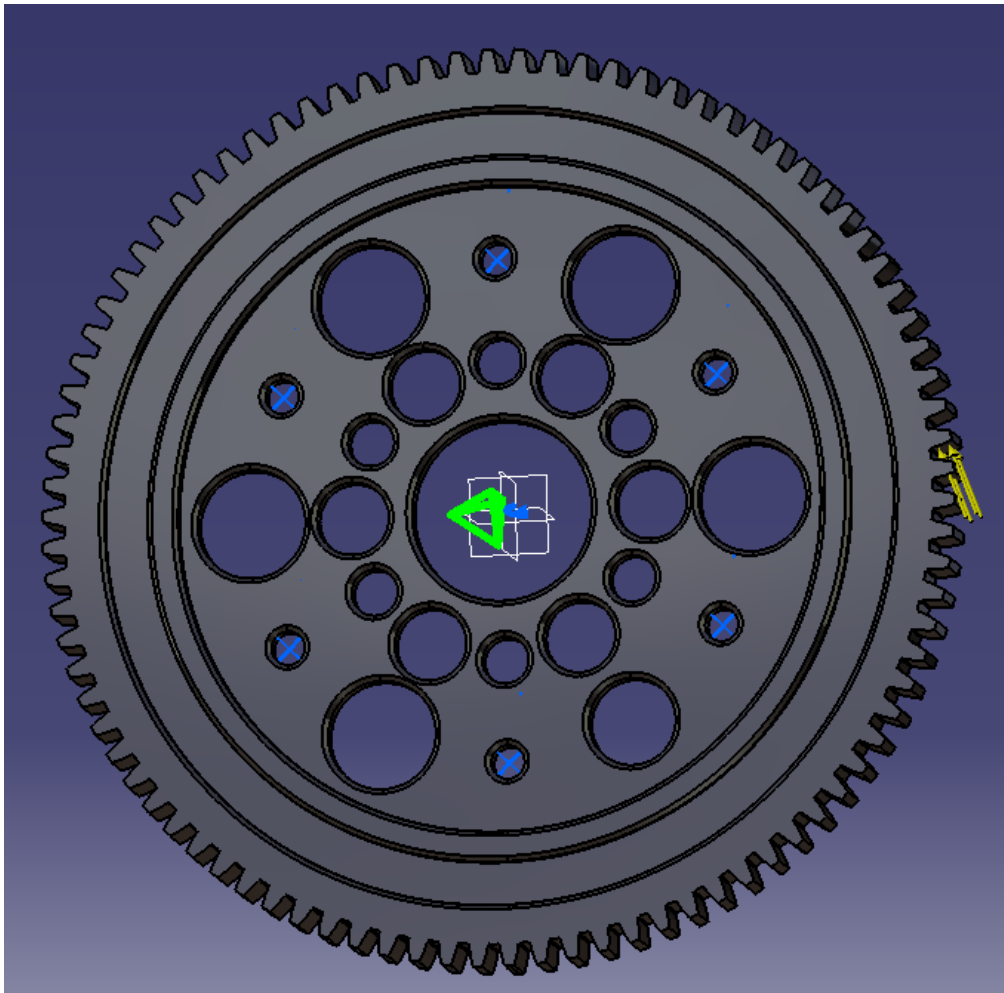
3.409.Ekuazioa

- Indar erradiala

$$F_r = 36,19 * 9,80665 = 354,902N$$

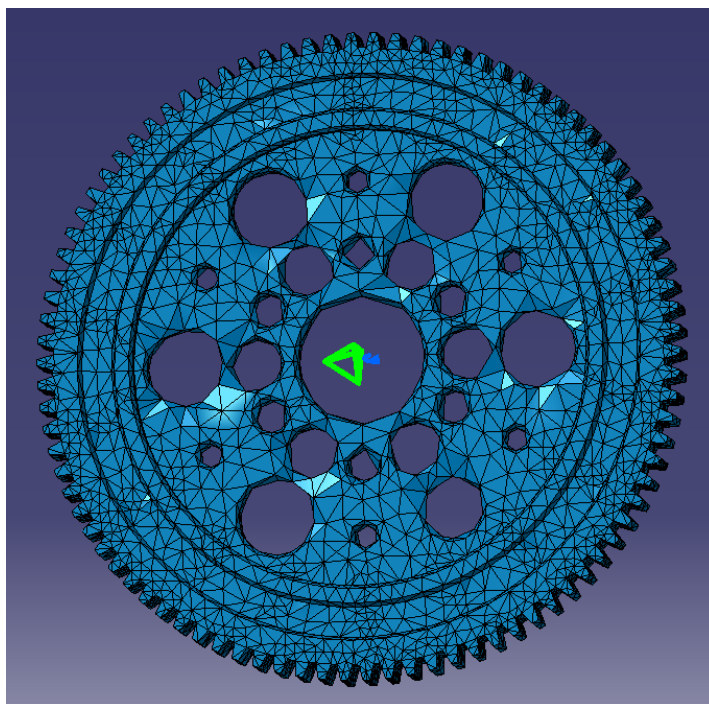
3.410.Ekuazioa

Karga indar moduan aplikatzea erabaki da.



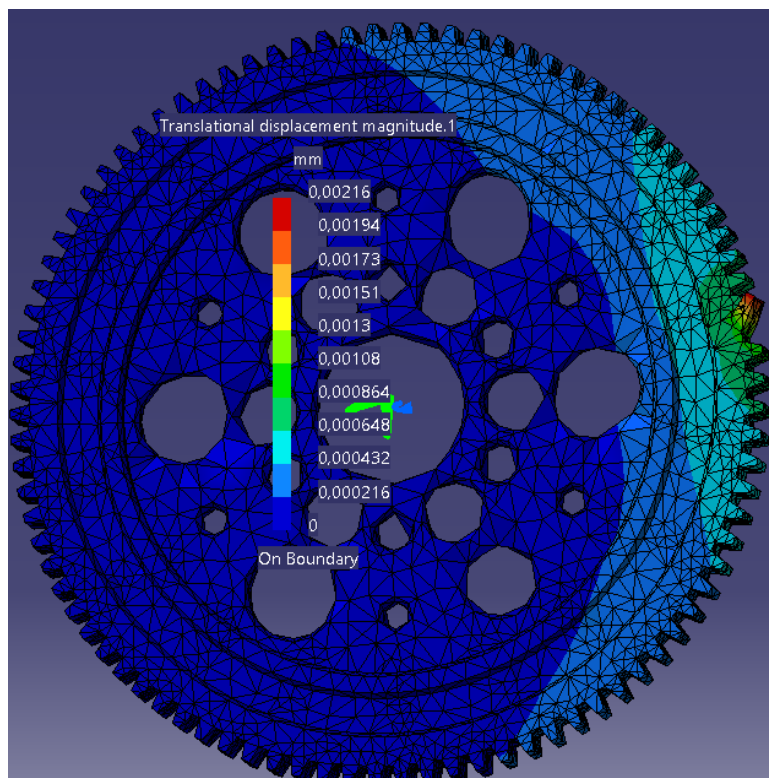
3.304. Irudia: Indarraren aplikazio gunea eta loturak

Engranaiaren mallaketa:



3.305. Irudia:Pieza mallatuta

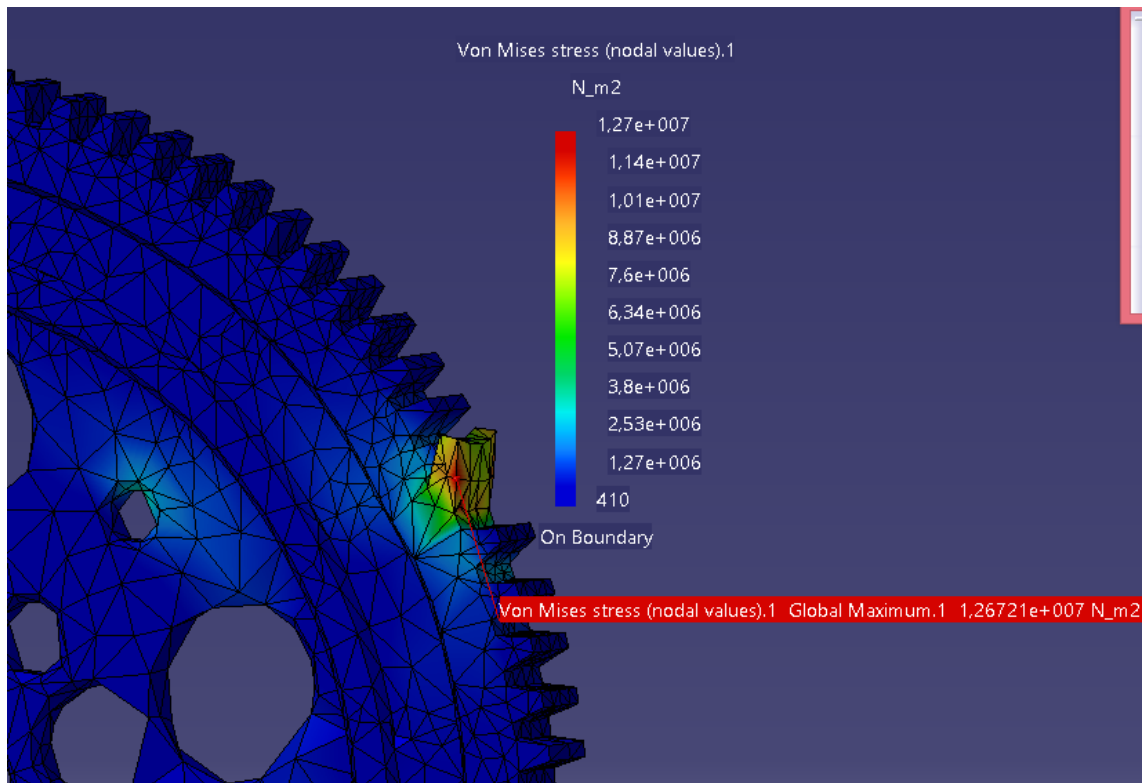
Deformazioak engranaian:



3.306. Irudia: Engranai 1-aren deformazioak

Lehen emaitza honetatik ondoriozta daiteke, karga maximo horren ondorioz ematen diren desplazamenduak onargarriak direla, desplazamendu edo deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeen lez 0,00216 mm-koa da

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da.



3.307. Irudia: Von Mises-en tentsioak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 12,7 MPa-koa delarik.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von\ Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.411. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Altzairuaren St50** aleazio $\sigma_{yp}=275$ MPa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzeko da.

Kasu honetan, $C.S.=1,5$ erabiltzea erabaki da. Engranai honek 40s lan egiten du, ez dabil denbora guztian lanean. Honela:

$$\sigma_{Von Mises} = 12,7MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c. s.} = \frac{275 MPa}{1,5} = 183,33MPa$$

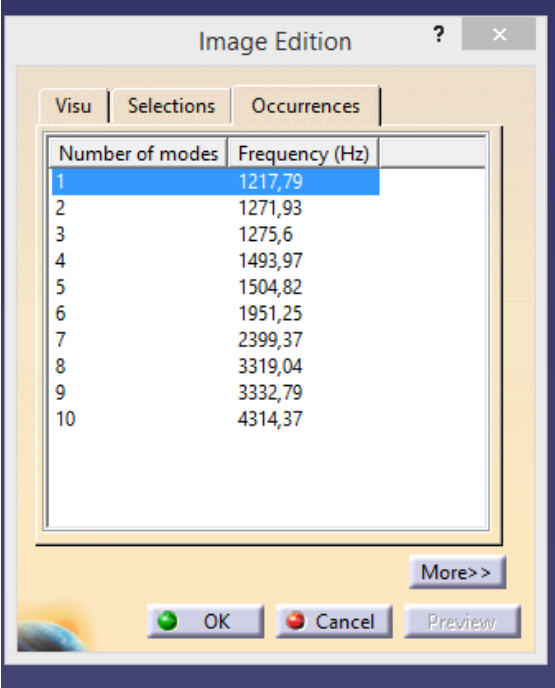
3. 412.Ekuazioa

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

Bizitza-iraupena ez da kalkulatu engranai platerak ez duelako inongo garrantzirik autojiroaren hegaldian.

3.25.2 Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenetan eta batik bat euren oinarritzko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.



Number of modes	Frequency (Hz)
1	1217,79
2	1271,93
3	1275,6
4	1493,97
5	1504,82
6	1951,25
7	2399,37
8	3319,04
9	3332,79
10	4314,37

3.308. Irudia: *Palaren I*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte.

3.25.3. Lehenengo karga engranaiaren 1-engan: *Momentuaren indarrak torlojuen loturaretan*

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehatzuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea... Kasu honetan, altzairu aleazio **ST50** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

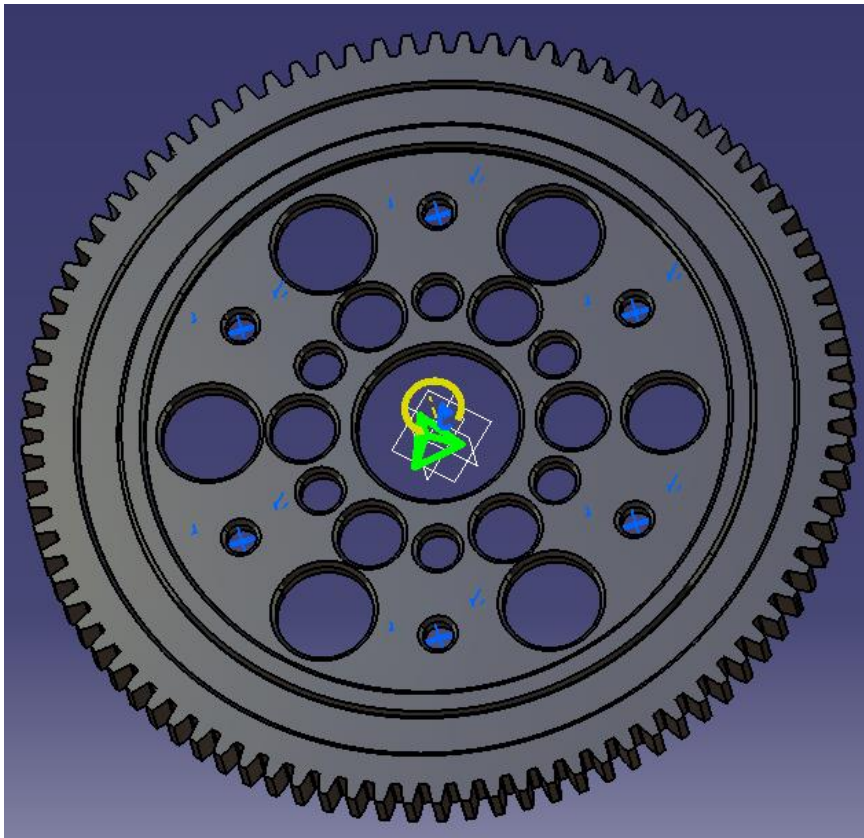
$$\text{Elastizitate modulua} = E = 210\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,3$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 7850\text{kg/m}^3$$

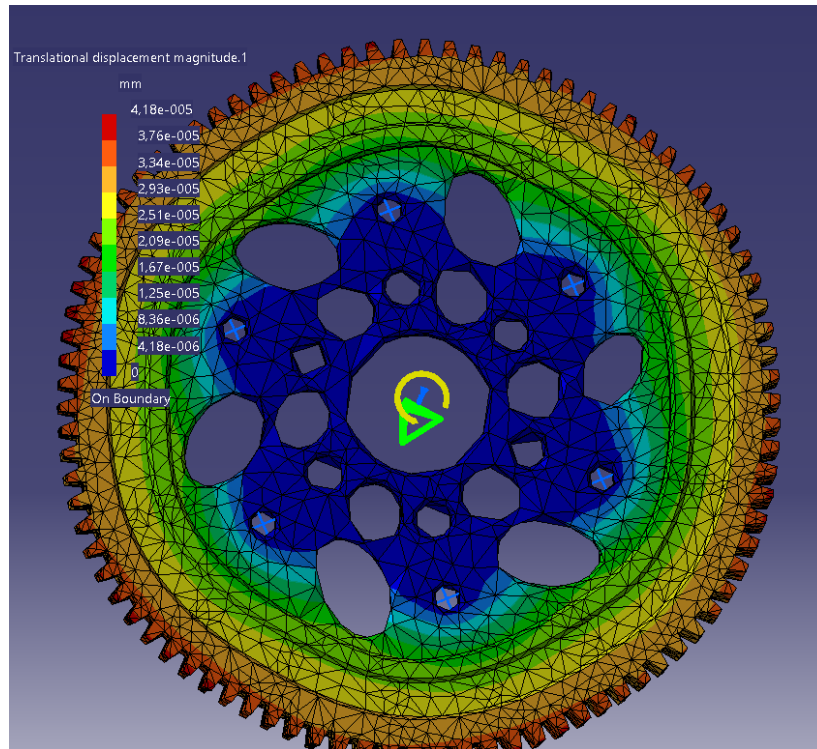
3.413. Ekuazioa

Aurrerago kalkulaturako indarrak sartuko ditugu Catiako ansys-era. Balio hauek hurrengoak dira, pareta **T=20,34Nm**.



3.309. Irudia: Indarraren aplikazio gunea eta loturak

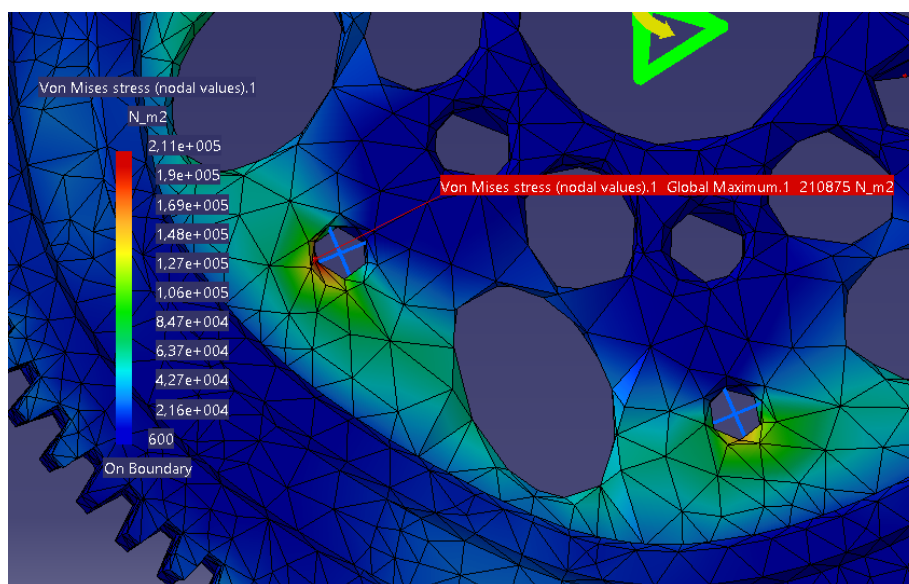
Deformazioak:



3.310. Irudia: Engranai 1-aren deformazioak

Deformazio maximoa zonalde gorrietan ematen baita, eta gune hauen deformazio maximoaren balorea, irudian ikus daitekeenez deformazioak oso txikiak dira 0,0418 mikratakooak.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da.



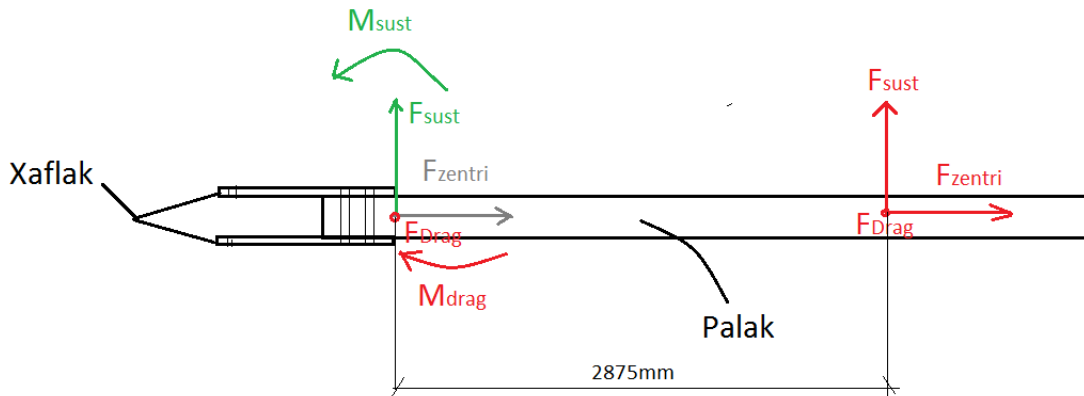
3.311. Irudia: Von Mises-en tentsioak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 0,211 MPa-koa delarik.

3.25.3.Ondorioaz:

Lehen diseinu honetan diseinatutako engranaia ontzat hatu da, bere deformazioak eta tentsioak mesprezagarriak direnez.

3.26. Xaflen loturen kalkulua:



3.312.Irudia

Indarrak xaflan:

Palen kalkuluan erabili diren inadar berberak erabili dira.

$$F_{sust} = 2302,43N$$

3.413. Ekuazioa

$$M_{sust} = 2,875m * 2302,43N = 6619,48Nm$$

3.414. Ekuazioa

$$F_{zentri} = 98328N$$

3.415. Ekuazioa

$$F_{Drag} = 109N$$

3.416. Ekuazioa

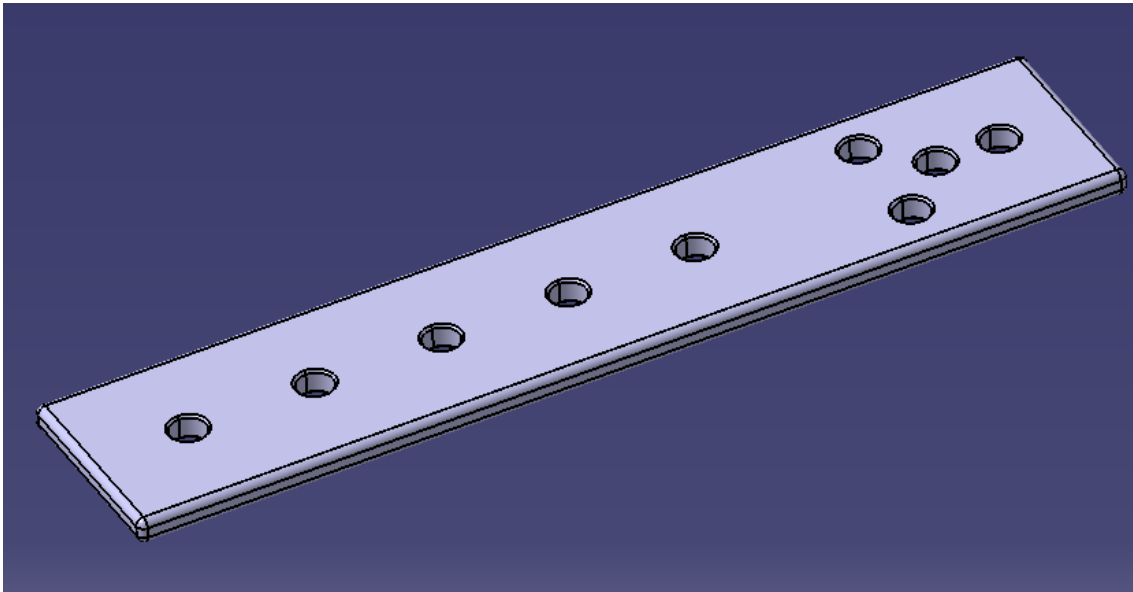
$$M_{Drag} = 2,875m * 109N = 313,375Nm$$

3.417. Ekuazioa

Bi xafla ditugunez inadr guzti hauek zati bi egin beharko dira.

3.26.1. Xaflaren lehenengo diseinuaren aukeraketa

3. Xaflaren lehenengo diseinuak honako itxura du:



3.313. Irudia: Xaflaren diseinua

Xaflak irudian ikusten den bezala torlojuen bitatez lotuta joango da bai paletara eta balantzinerara. Bere lodiera 10mm takoa izango da, zabalera berriz balantzinaren berdina 80mm eta luzera 390mm.

Xaflaren *l*-aren bolumena ondokoa da:

$$V_{Xafla} = 0,000294 \text{ m}^3$$

3.418. Ekuazioa

Eta hemendik pisua atera daiteke:

$$P_{Teeter Stand} = \rho * V_{Pala} = 2800 \frac{kg}{m^3} * 0,000294 m^3 = 0,823 kg$$

3.419. Ekuazioa

3.26.2. Lehenengo karga *Palaren 1-engan: Sustentazio indarra*

Catia V5-eko Ansys-era sartu behar da pieza bere analisi zehatzerako eta analisi estatikoaren parametroak zehaztu, erabiliko diren materialaren propietateak zehaztuz: materialaren elastizitate modulua, Poisson-en koefizientea, materialaren dentsitatea...

Kasu honetan, aluminio aleazio **7075T6** zehatz bat aukeratu da, ondoko baloreak sartzen dira:

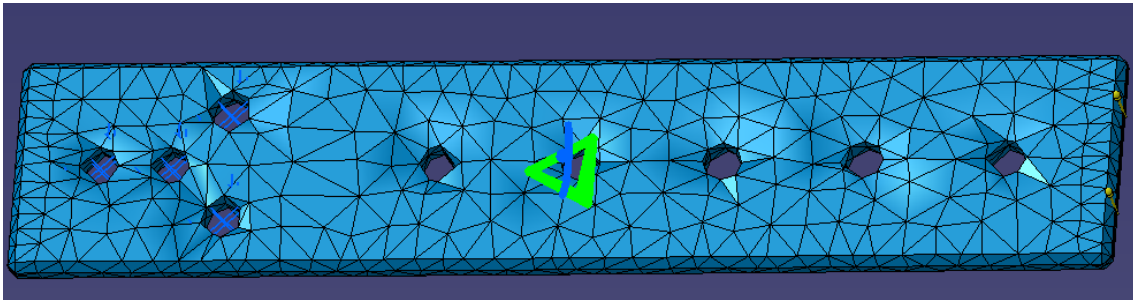
$$\text{Elastizitate modulua} = E = 72\text{GPa}$$

$$\text{Poisson - en koefizientea} = \nu = 0,33$$

$$\text{Aluminioaren dentsitatea} = \rho = 2800\text{kg/m}^3$$

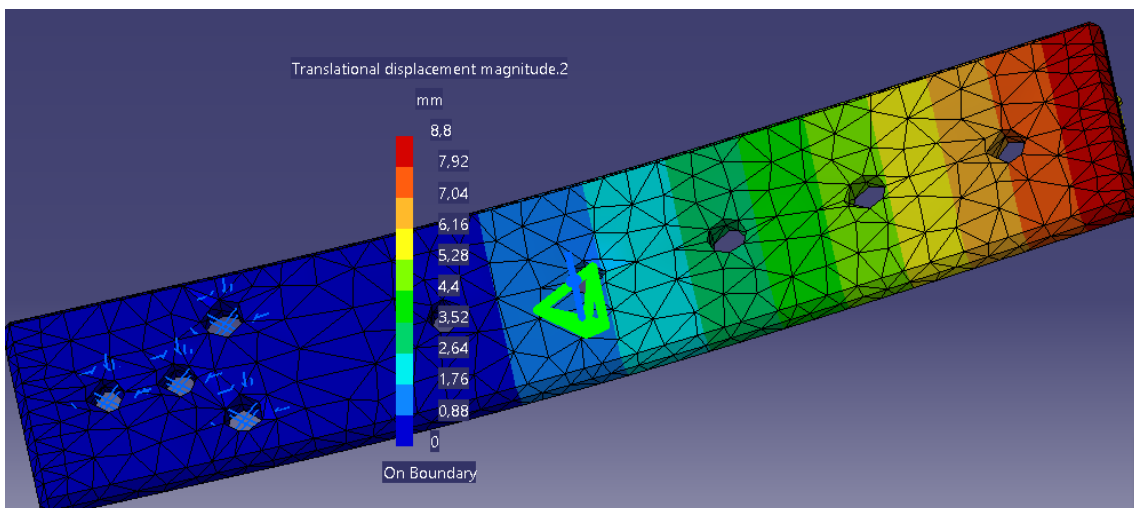
3.420. Ekuazioa

Catia V5-eko Ansys-ean materiale mota, elementu mota etab. definitu ondoren, pieza mallatu egin behar da, milaka elementu finitutan zatituz pieza, hurrengo irudian ikus daitekeen bezala:



3.313. Irudia:Pieza mallatuta

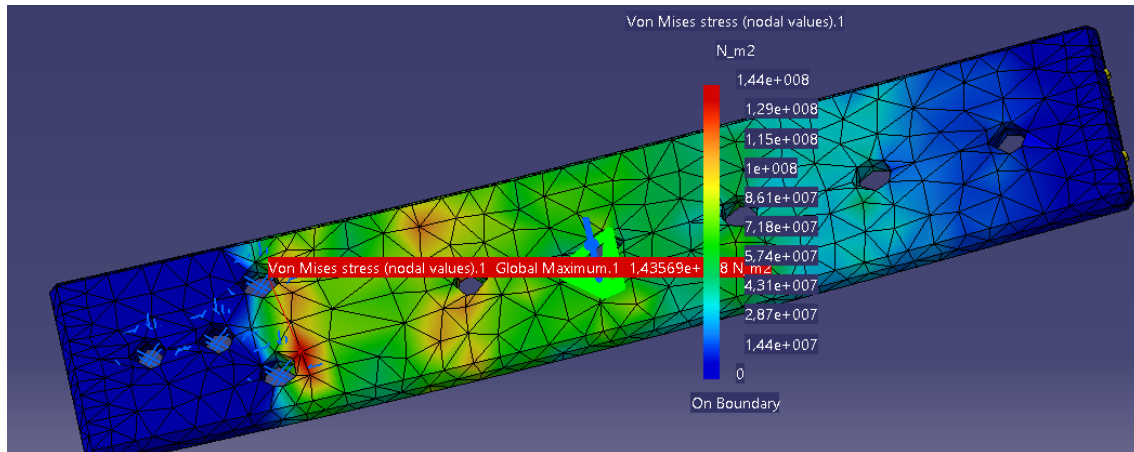
Deformazioak xaflan:



3.314. Irudia: Palare 1-aren deformazioak

Irudian ikus daitekeen lez 8.8 mm-koa da; Deformazio hau indar zentrifugoari esker txikitu egiten da.

Tentsioen analisia gauzatzeko, Von Mises-en, hutsegite kriterioa erabiliko da.



3.315 Irudia: Von Mises-en tentsioak

Von Mises tentsioen baloreak ez dira oso handiak, balore maximoa 143,56 MPa-koa delarik.

Estatika hutsean lan eginez gero, emaitzak onargarriak izateko, ondoko baldintza bete behar du Von Mises tentsioak:

$$\sigma_{Von\ Mises} < \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

3.421. Ekuazioa

Tratamentu termikoa jasaten duen, **Aluminio 7075-T6** aleazio laminatuaren $\sigma_{yp}=500$ MPa-koa da, eta printzipioz hori aukeratzen da.

Kasu honetan, **C.S.=3** erabiltzea erabaki da. Honela:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 143,56\ MPa < \frac{\sigma_{yp}}{c.s.} = \frac{500\ MPa}{3} = 166,66\ MPa$$

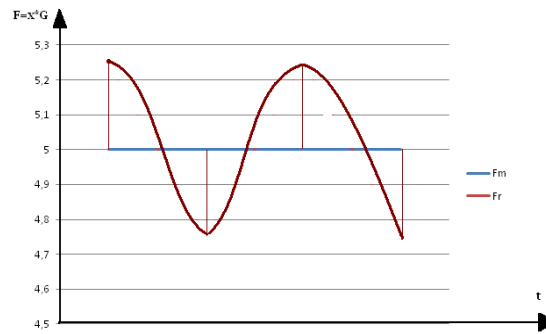
3.422. Ekuazioa

Balore onargarritzat jo daitezke ematen diren tentsioak. Orduan tentsio hauekin, orain piezen bizi-iraupena kalkulatu behar da σ -N grafikoetan.

3.26.3. Teeter Stand 1-aren bizi-iraupenaren kalkulua

Lehenago aipatu den bezala, kontuan hartuta aluminio aleazioek printzipioz ez dutela neke-limiterik, piezen fabrikazio prozesuaren arabera, nekearentzako sasi-limite

bat definitzen da aluminio piezen bizi iraupena kalkulatzeko. Horrela, $1 \cdot 10^8$ ziklo edo gehiago jasan ditzakeen pieza batek, **bizitza infinitua** duela onartzen da.



3.316. Irudia: Denboraren menpeko karga bariazioak

Tentsioak aldakorak direnez paletan, tentsio maximoa aurreratz doan palak dituela eta tentsio minimoak atzerantz doan palak; suposatuko da aurrerzta doan palak %10 tentsio handiagoak dituela. Hau jakinik tentsio alternoa eta medioa aterako dugu eta palen bizitza iraupena kalkulatu.

$$\sigma_{max} = 143,56Mpa$$

$$\sigma_{min} = 143,56Mpa * 0,1 = 14,35Mpa$$

3.421. Ekuazioa

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{143,56 + 14,35}{2} = 78,95Mpa$$

3.422. Ekuazioa

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{143,56 - 14,35}{2} = 64,60Mpa$$

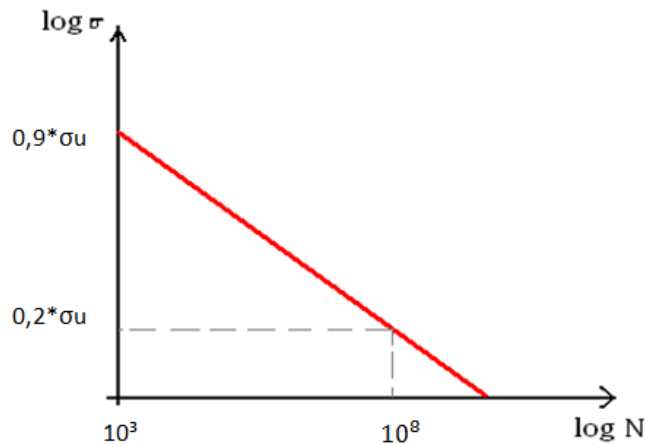
3.423. Ekuazioa

Halere, aurrez aipa bezala, altzairua alde batera utzirik, gehien ezagutzen den materiala den arren, oraindik asko dago ikertzeke, eta kriterio nahiko kontserbakorrak erabiltzen dira oraindik ere; dagoen datu “falta erlatiboa” dela eta. Hau dela eta $\sigma_{e'}$ -ren balorea $1 \cdot 10^8$ zikloentzat ondokoa da:

$$\sigma_{e'} = 0,2 * \sigma_u \rightarrow [1 \cdot 10^8 \text{ ziklo}]$$

3.424. Ekuazioa

Tankera honetako grafika jarraitzen du aluminioetan bizi grafikak ($\log \sigma$ - $\log N$):



3.317. Irudia: Aluminio aleazioentzako bizi-iraupenaren grafika

Orduan bada, autojiroa eustearen ondorioz sortzen diren tentsioek piezaren bidez nola mugatzen duten ikusteko, Soderbergh-ren bizi-kalkulurako kriterioa erabili behar da, dugun materiala harikorra izaki:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

3.425. Ekuazioa: Soderbergh-en ekuazioa

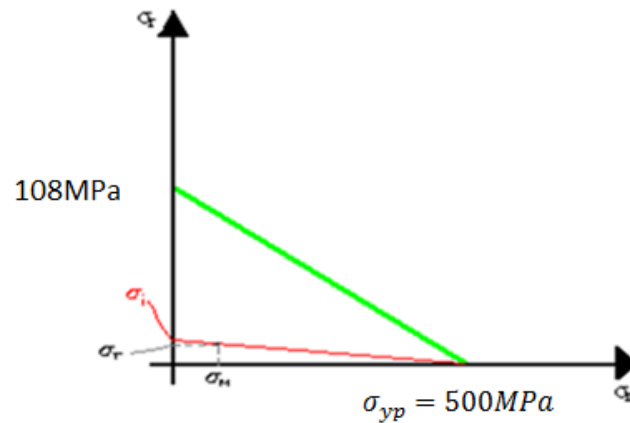
Non ondoko baloreak ditugun σ_i ateratzeko:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1 \rightarrow \frac{\sigma_r}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} \rightarrow \sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{64,60 \text{ MPa}}{1 - \frac{78,95 \text{ MPa}}{500 \text{ MPa}}} = 76,71 \text{ MPa}$$

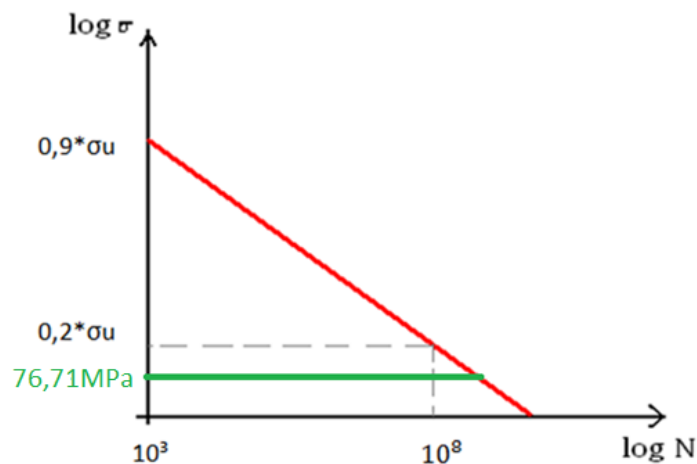
3.426..Ekuazioa

Ondoko grafikotik ere atera daiteke balioa:

$$\sigma_u = 540 \text{ MPa}$$

3.318. Irudia: σ_N ateratzeko grafika

Orain, tentsioen ardatzean kokatuz, aurreko grafikara sartu behar da balore honekin eta baldin eta $1 \cdot 10^8$ baino ziklo gehiagoko bizitza ematen badigu trazatzen den horizontalak, piezaren bizi-iraupena autojiroaren pisua eustearen ondoriozko tentsioengatik, infinitua dela esan daiteke. Grafikara joanez:



3.319. Irudia: Bizi iraupenerakografika

Ikusi daitekeen moduan, trazatutako horizontalak garbi ebakitzen du bizitza infinitua adierazten duen malda zatia, beraz, esan daiteke piezaren tentsio alferno eta medio hauek emanda, **nekearen ondorioz piezak ez duela hutsik egingo**. Soilik huts egingo du, estatikara, baldin eta Von Mises-en tentsioak fluzentzia tentsio eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura gainditzen badu.

3.26.4. Lehenengo karga *Xaflan 1-engan: Sustentazio indarra eta kargaren eszitazio maiztasunak*

Lehen diseinu honek, ikus daitekeen lez, tentsioak, nekea... edarto baten eusten ditu, baina hau ez da diseinuan kontuan hartu beharreko aldagai bakarra, eta horregatik ezinbestekoa da maiztasun desberdinen eta beraien portaeren analisia egitea.

Kasu honetarako ere, errotoreak 300 rpm-ra biratuko duela suposa dezakegu, beraz:

$$w = 300 \frac{rev.}{min} * \frac{1 min}{60 s} = 5 \frac{rev.}{s}$$

3.427. Ekuazioa

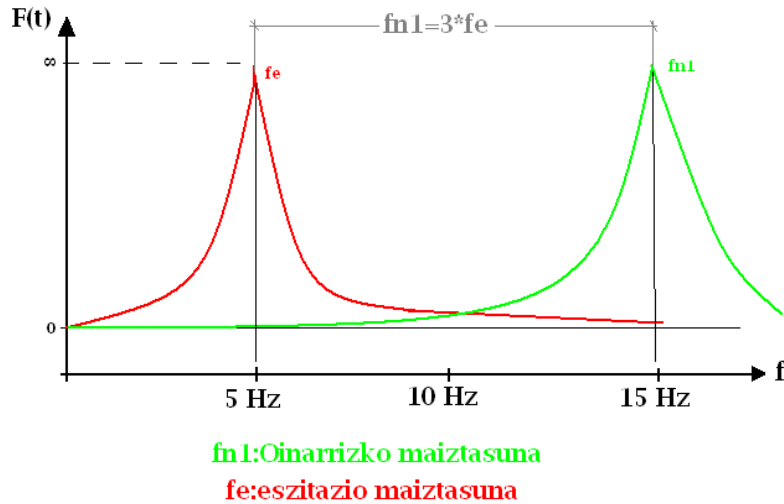
Alegia, **f=5 Hz**-tako maiztasuna du kargaren aplikazioak kasu honetarako ere, baina ezin da albo batera utzi rpm handiagoetara kargak izan ditzakeen maiztasunak ere.

3.26.5. Maiztasunak

Makinen karakterizazio dinamikoan aspektu oso garrantzitsu bat, makinen euren modo eta maiztasun naturalen azterketa da, zehazki euren maiztasun baxuenean eta batik bat euren oinarrizko maiztasunean, edota euretako maiztasun baxuenean.

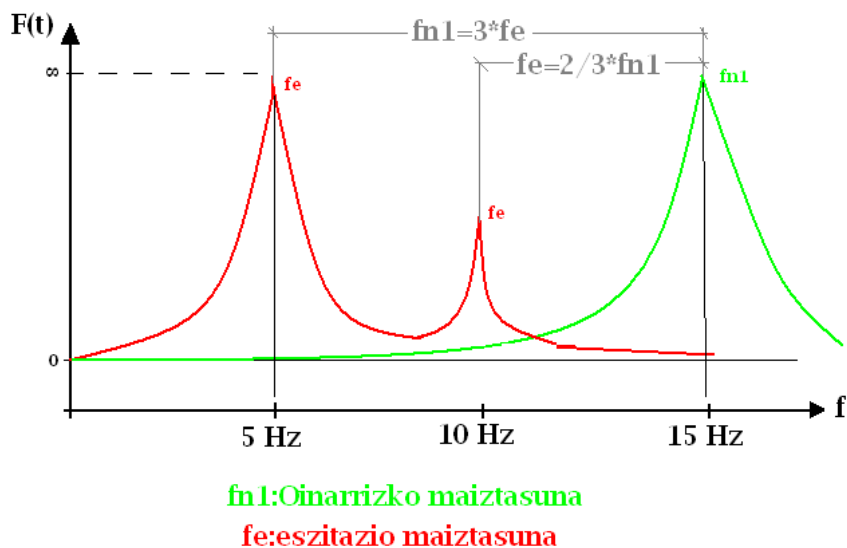
Pieza hau eszitatuko duen oinarrizko maiztasuna 5 Hz-takoa da esan bezala, eta erresonantzia ekiditeko, piezaren oinarrizko maiztasunak ezin du inolaz ere eszitazio maiztasun honen balioarekin kointziditu edota oso hurbil egon. Izan ere, erresonantzia fenomenoaren ematen bada, tentsioak infinitora hurbil daitezke eta pieza bere jardueran erabat puskatu.

Diseinua ona eta segurtasunezkoa izan dadin, piezaren maiztasun natural baxuena, eszitazio maiztasuna baino handiagoa izan behar da neurri jakin batean. Hain zuzen ere, hiru aldiz handiagoa izan behar da piezaren oinarrizko maiztasuna eszitazio maiztasunaren aldean. Horrela pieza eszitatuko duen maiztasuna 5 Hz bada normalean, bere oinarrizko maiztasunak 15 Hz ingurukoa izan behar du:



3.320. Irudia: Maiztasunen grafikak

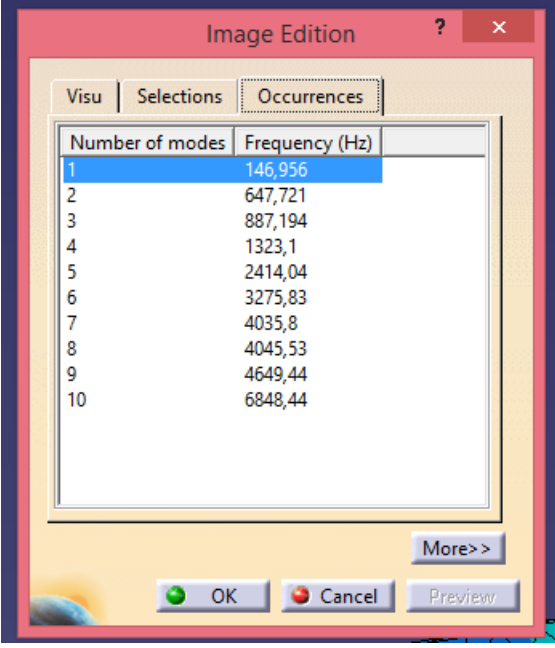
Bestalde, autojiroaren errotorea 300 rpm baino biraketa abiadura handiagoetara ibil daiteke eta eszitazio maiztasun handiagoak ere sortu ditzake, beraz alderdi hau ere kontuan hartu beharko da neurri batean. Eszitazio maiztasun honek harmonikoak sortu ditzake beste maiztasun batzuetan eta erresonantzia era berdinean gauza daiteke, hori dela eta aintzat hartu behar da hau ere:



3.321. Irudia: Maiztasunen grafikak

Hori dela eta, oinarrizko maiztasunaren 2/3-ko baliora, beste maximo bat eman daitekeela kontsideratuko da, alegia 10 Hz-tara beste maximo bat eman daitekeela suposatuko da, baldin eta oinarrizko maiztasun minimotzat 15 Hz hartzen badugu.

Beraz, *Xaflan- 1* honentzako, Catia V5-eko Ansys-en analisi modala egin ondoren, hauek dira bere maiztasun naturalak:

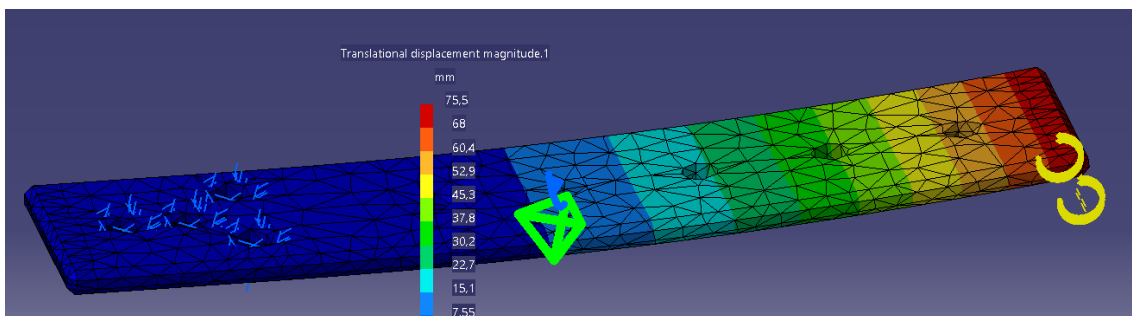


Number of modes	Frequency (Hz)
1	146,956
2	647,721
3	887,194
4	1323,1
5	2414,04
6	3275,83
7	4035,8
8	4045,53
9	4649,44
10	6848,44

3.322. Irudia: *Xafla 1*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

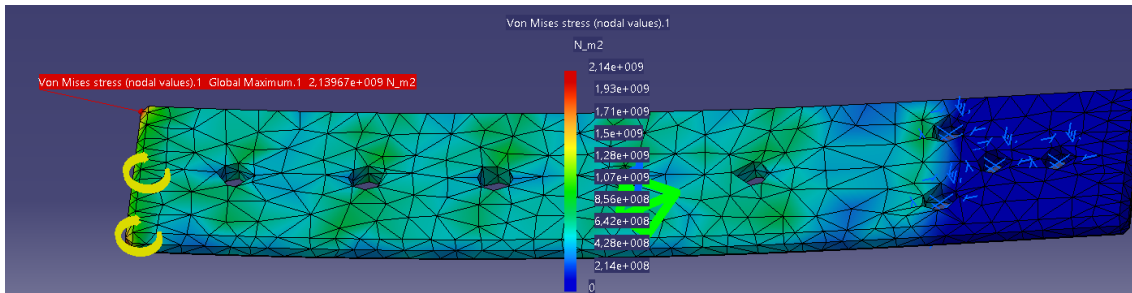
Ikusten denez, 15 Hz baino balio handiagoak dituzte denek ere, zeina oso ondo dagoen erresonantzia ekiditeko jarritako baldintzak gainditzen baitituzte. Beraz, diseinu honek balio dezake hasiera batean. Oinarrizko maiztasunaren modoa gisa honetakoa da:

3.26.6. Lehenengo karga *Xaflan 1*-engan: *sustentazioak sortutako momentu indarra.*



3.323.Irudia: *Xaflan 1*-engan ematen diren deformazioak

Deformazioak handiak dira, 75,5mmtakoak hain zuzen. Tentsioak ere oso handiak dira dispersatuta egon arren.



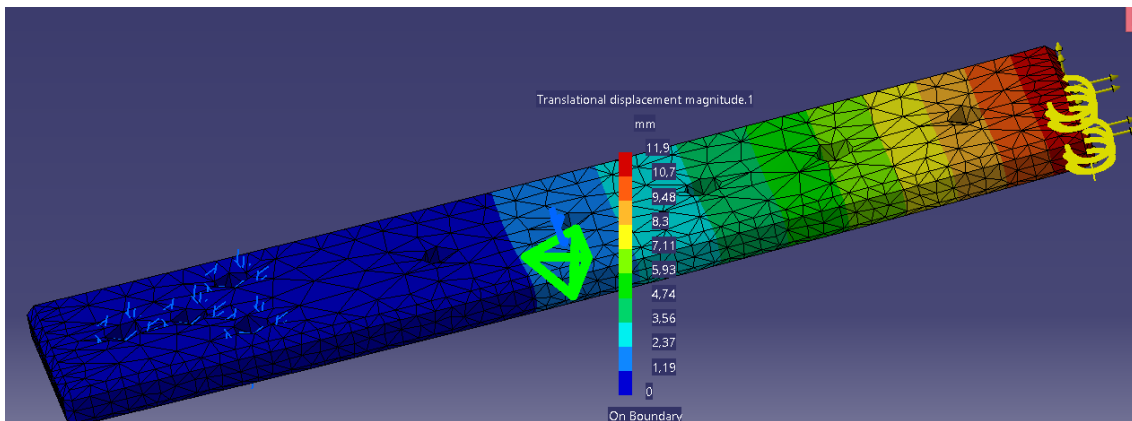
3.324.Irudia: *Xafan 1*-engan ematen diren tentsio maximoak

Argi dagoen moduan, Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Bere tentsioa 2140MPa da, oso balio handiak.

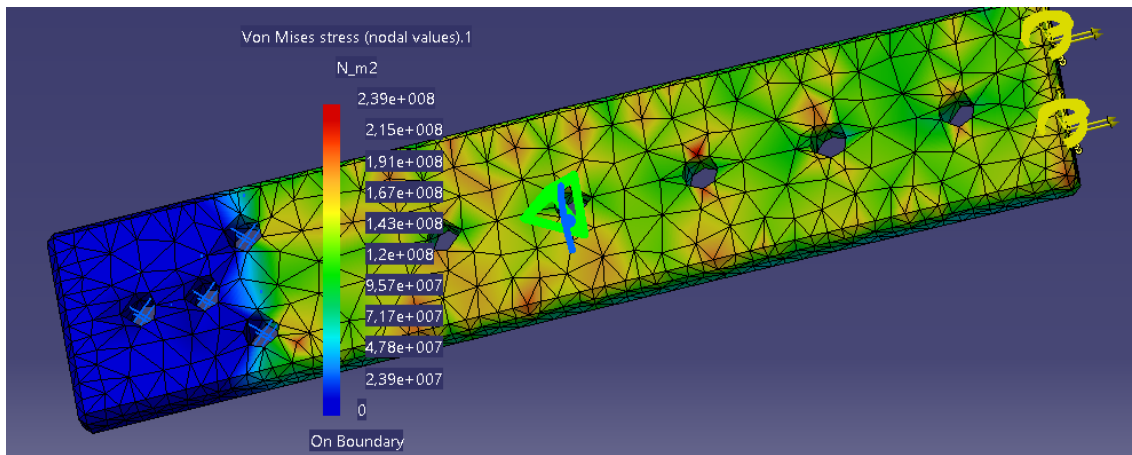
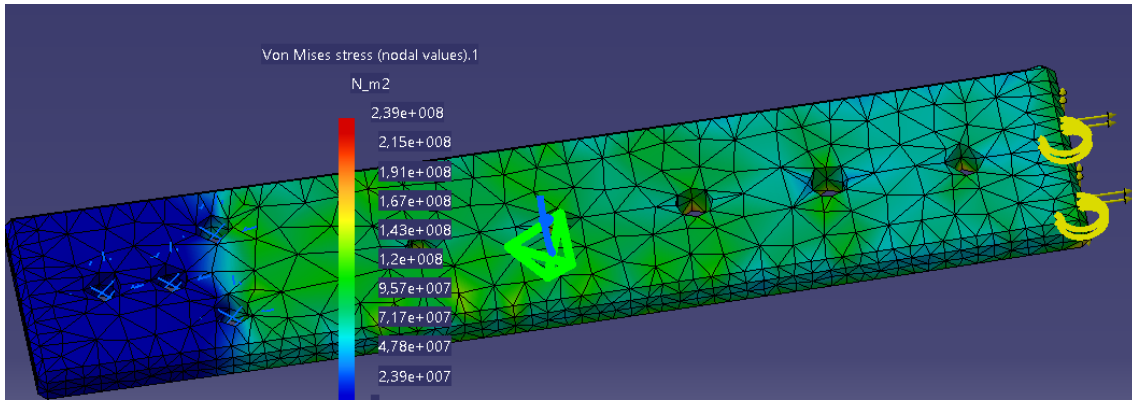
3.26.7. Lehenengo karga *Xaflaren 1*-engan: *Indar Konbinatuak*

Indar guztiak batera sartuko ditugu ea indar zentrifugoak momentu makurtzaile horiek txikitzen dituen.

Xaflaren lodiera handitu dugu 15mm tara.



3.325.Irudia: *Xaflan 1*-engan ematen diren deformazioak

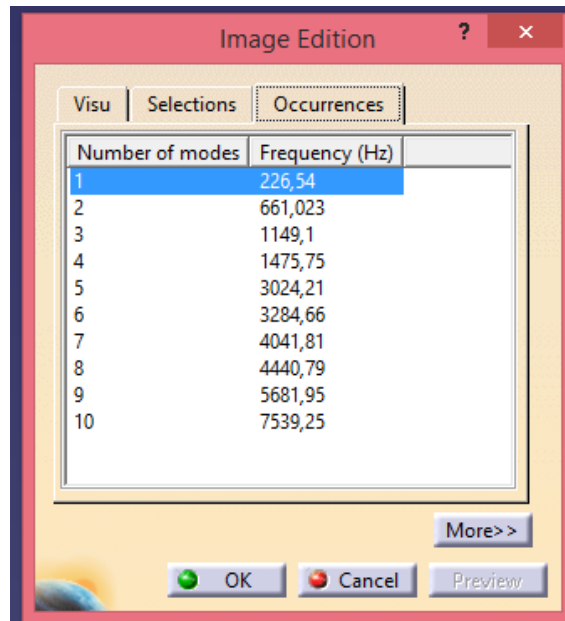


3.326.Irudia: Xafan 1-engan ematen diren tentsio maximoak

Argi dagoen moduan, Von Mises tentsio hauek ez dute inondik inora, fluentzia limitea eta segurtasun koefizientearen arteko zatidura baino balio handiagorik hartuko. Bere tentsioa 239MPa da. Tentsioak pizka bat handiak izan arren, oso dipertsatuta daude eta tentsio maximoko lekuak plastifikatu egingo dira.

Ontzat hartuko dugu diseinua, jakinda tentsio horiek C.S=3 batekin daudela eta beste piezetara ere tentsioa sakabanatuko den.

3.26.8. Lehenengo karga *Xaflan 1*-engan: indar konbinatua eta kargaren eszitazio maiztasunak



The screenshot shows a software dialog box titled "Image Edition" with a red border. It contains a table with two columns: "Number of modes" and "Frequency (Hz)". The first row is highlighted in blue. Below the table are buttons for "More >>", "OK", "Cancel", and "Preview".

Number of modes	Frequency (Hz)
1	226,54
2	661,023
3	1149,1
4	1475,75
5	3024,21
6	3284,66
7	4041,81
8	4440,79
9	5681,95
10	7539,25

3.327. Irudia: *Xaflaren 1*-aren lehenengo 10 maiztasun naturalak

Bilbon, 2015ko Ekainaren 18an

NAN: 72586477-H

Jon Odriozola Bilbao Gradu Ingeniaria

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

4. DOKUMENTUA: PLANOAK

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

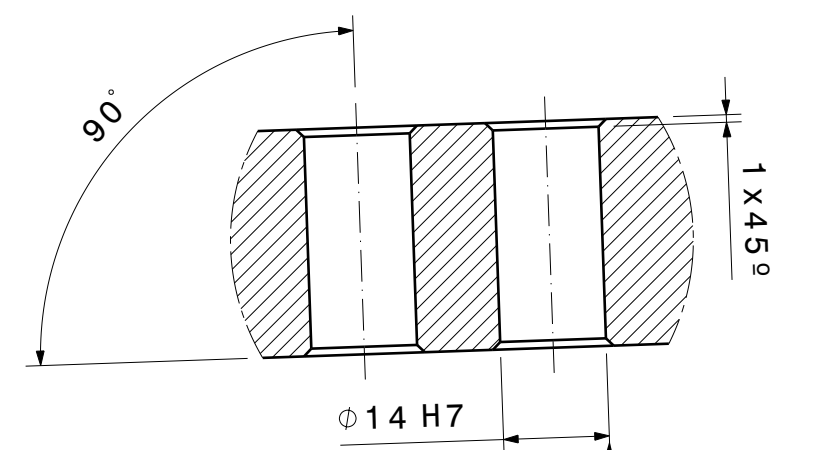
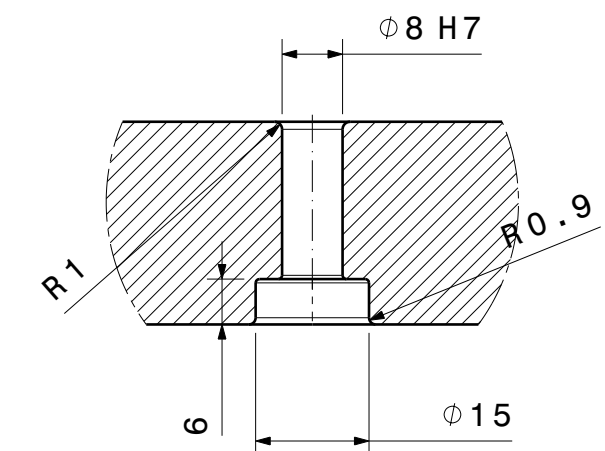
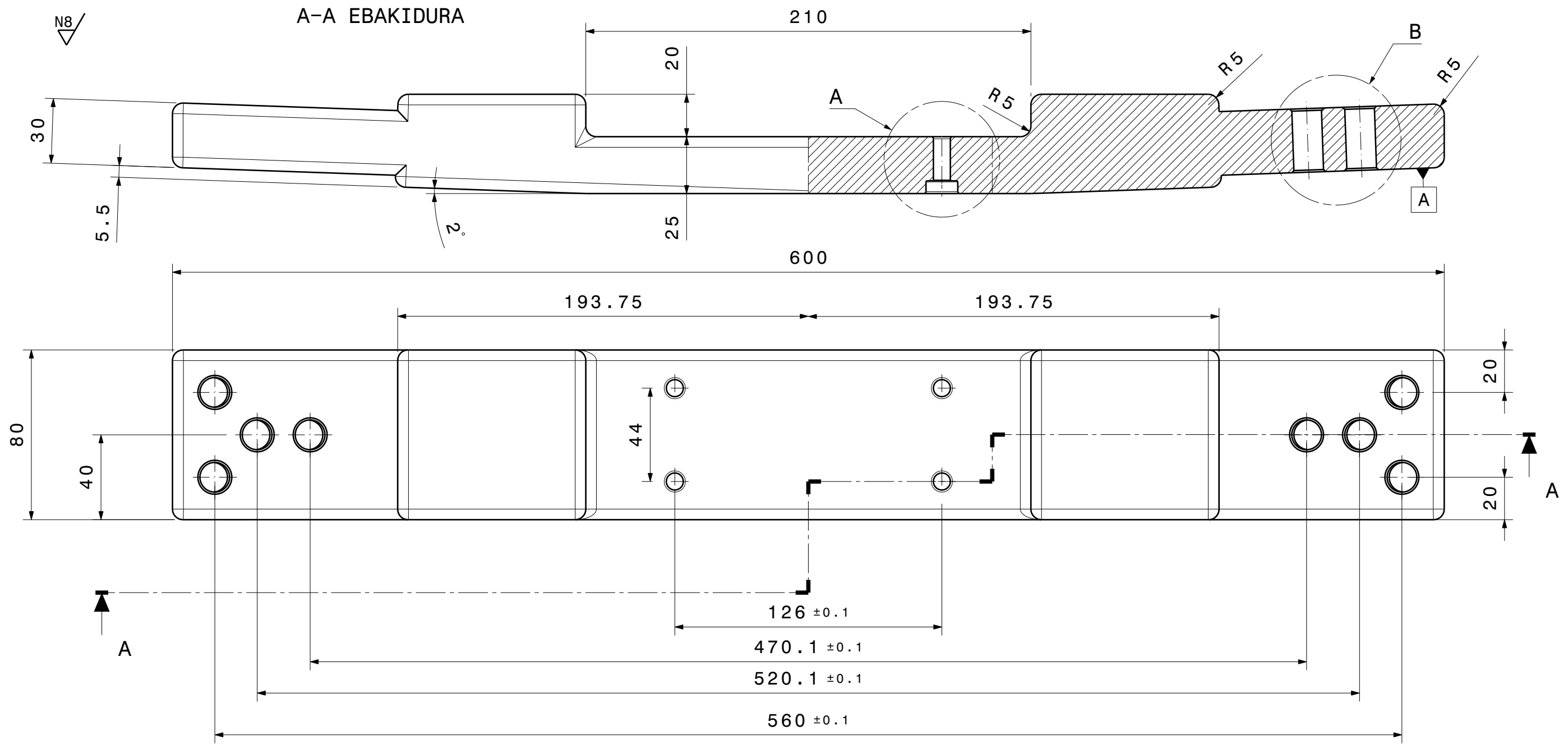
DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

4. DOKUMENTUA: PLANOAK



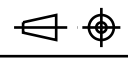
AURKIBIDEA

Plano erreferentzia	Izendapena	Formatua
EB-450-MU	Multzo orokorra	A2
EB-450-PA	Pala	A4
EB-450-BA	Balantzina	A3
EB-450-TB	Teeter Block	A3
EB-450-XA	Xafla	A4
EB-450-TS	Teeter Stand	A3
EB-450-ZO	Zorroa	A4
EB-450-EN	Engranaia	A4
EB-450-BK	Barra kontrola	A3
EB-450-ES	Estalkia	A4
EB-450-KU	Kuboa	A4
EB-450-LU	Lotura unibertsala	A3
EB-450-ZB	Zorro banatzailea	A4

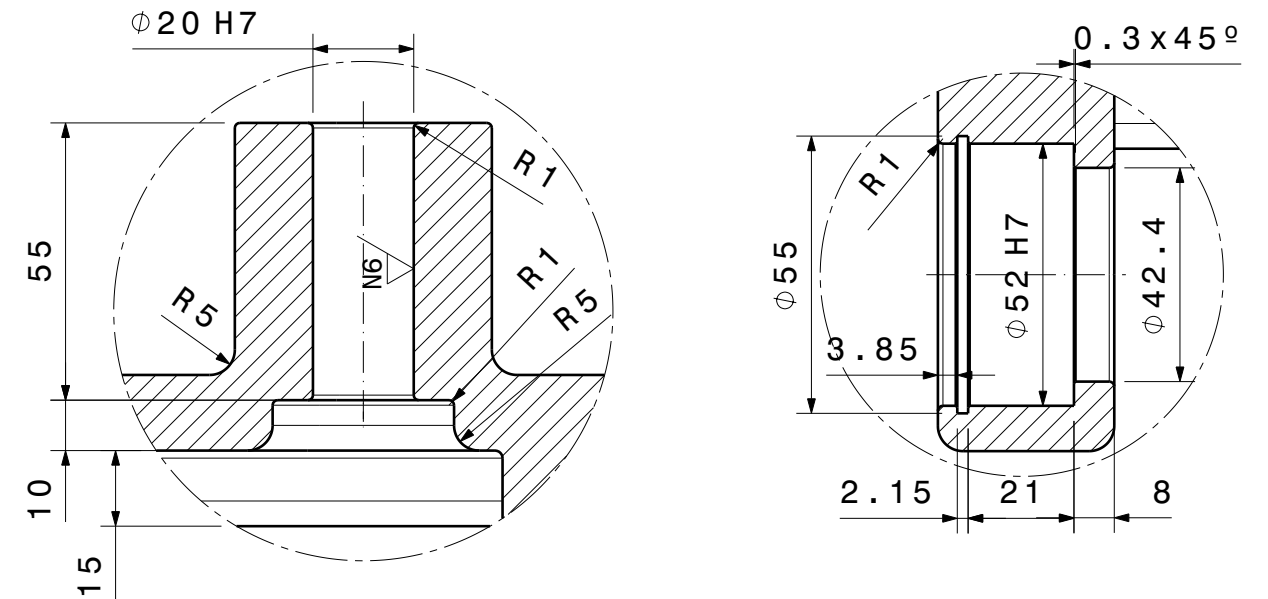
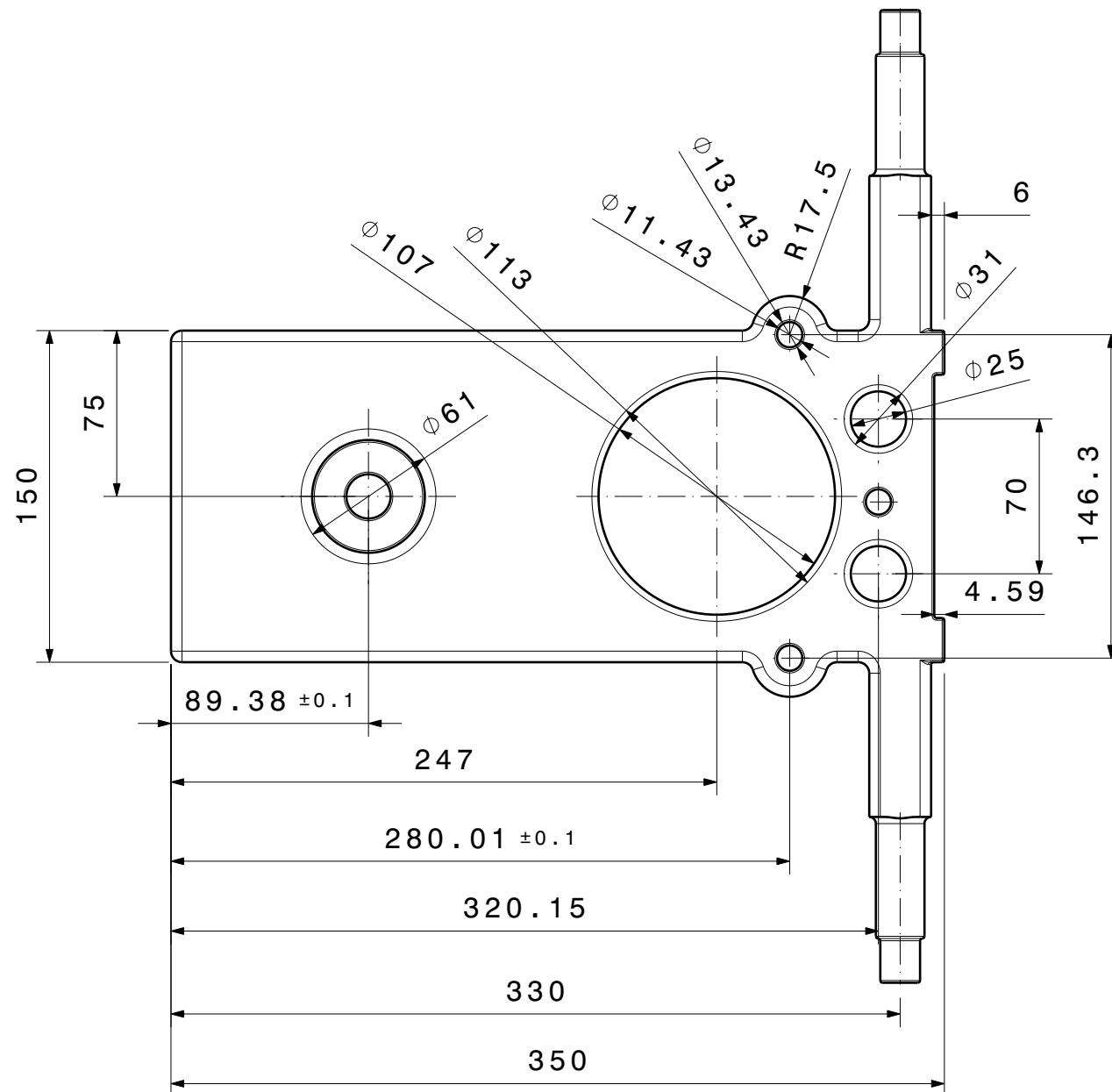
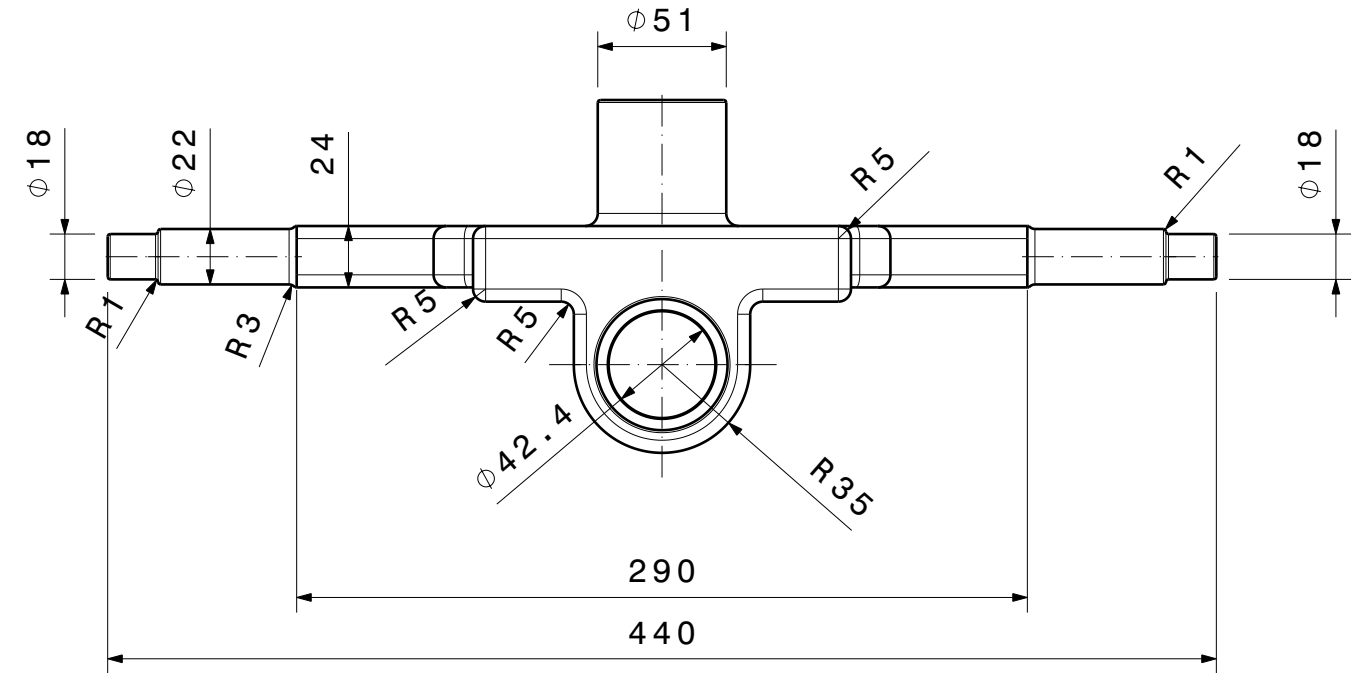
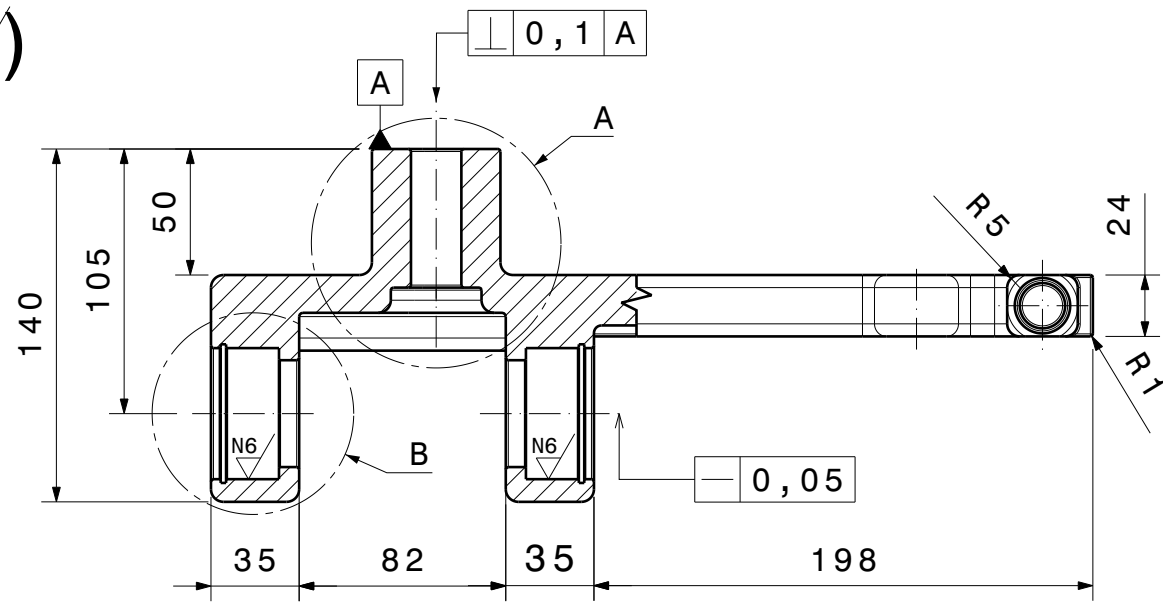


A Xehetasuna
Eskala 1:1
Ganontzeko erradioak R=0,5

B Xehetasuna
Eskala 1:1
Ganontzeko txafianak 2x45°

1	Balantzina	6	EB-450-BA	7075T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak. Osoa	Pisua
		Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA		
Marrastua:	2015-06-18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015-06-18	Mikel Arsuaga Berrueta				
 Eskala Perdoi Orok.	1:2	Balantzina			450KG-KO AUTOGIRO BATEN DISEINUA	
					Plano Zkia. : EB-450-BA	
					Plano Kop. : 3/13	



N8 / (N6)



A-A Xehetasuna

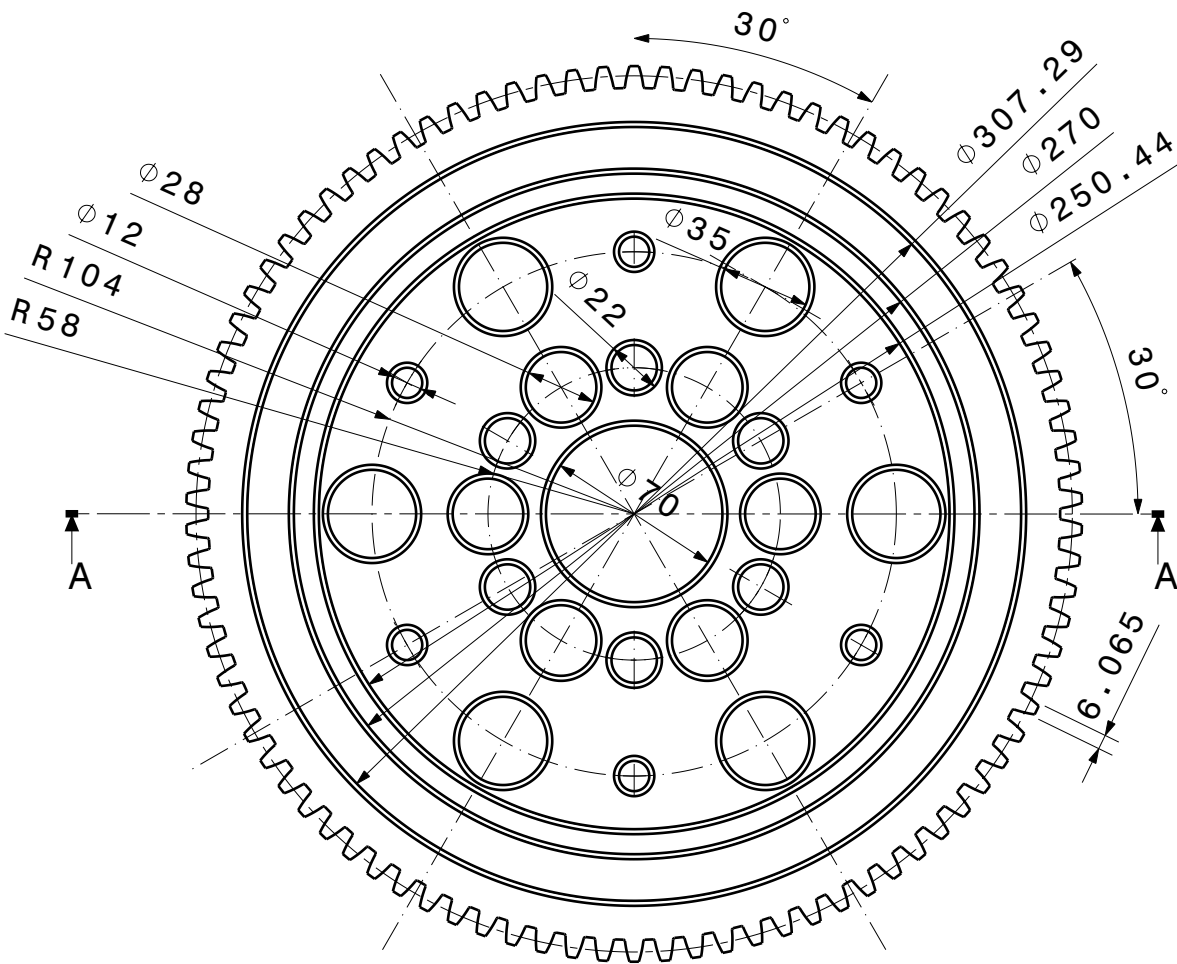
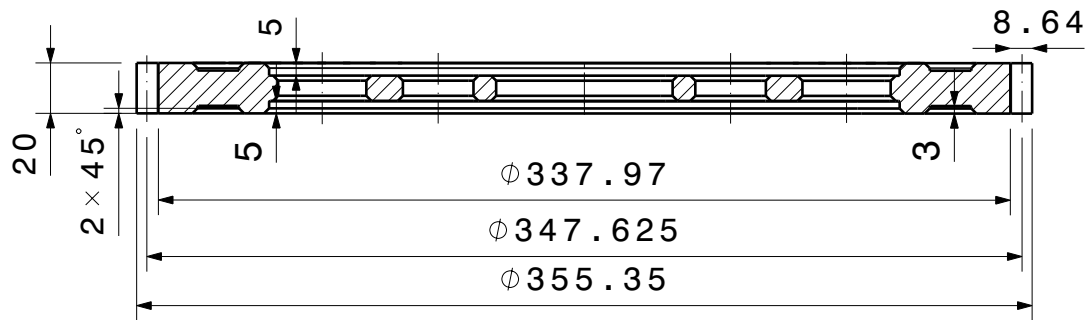
B-B Xehetasuna

Oharra: Gainontzeko kotak, erradioa R=5mm

1	Kontrol Barra	4	EB-450-KB	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA			
Marrastua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta				
	Eskala	KONTROL BARRA			450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA	
Perdoi Orok.	1:3				Plano Zkia. : EB-450-KB	
ISO 2768-m					Plano Kop. : 9/13	



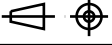
N8

A-A Ebakidura



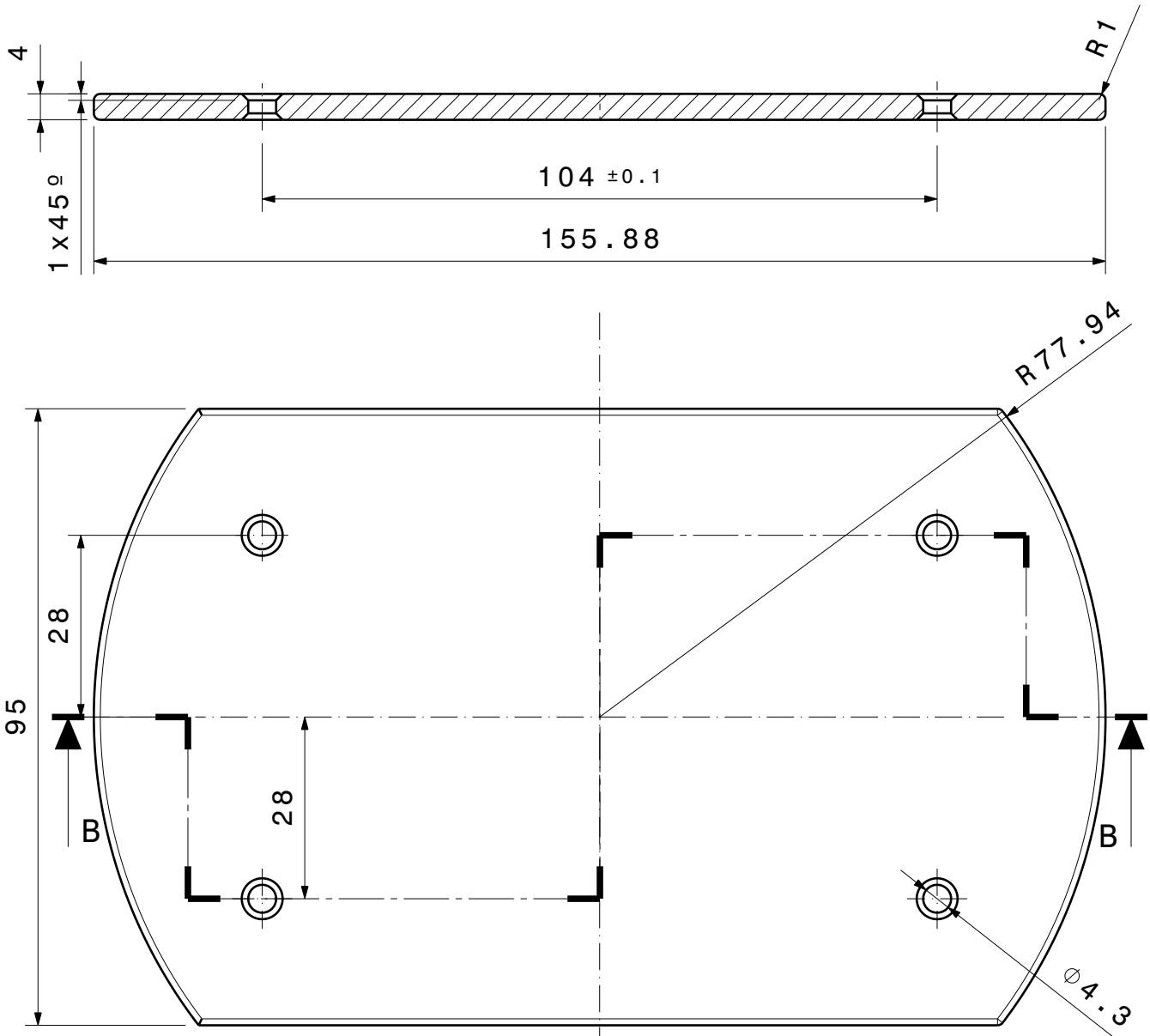
Moduloa=3,8625
Paso= 12,13mm



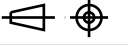
Oharra: Akatatu babeko txafianak 2mm

1	Engranaia		3	EB-450-EN	ST-50		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak		Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
						Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 				
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao					
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta					
 Eskala Perdoi Orok. ISO 2768-m	Eskala 1:3		<h1>ENGRANAIA</h1>			450Kg-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA Plano Zkia. : EB-450-EN Plano Kop. : 8/13	

N8

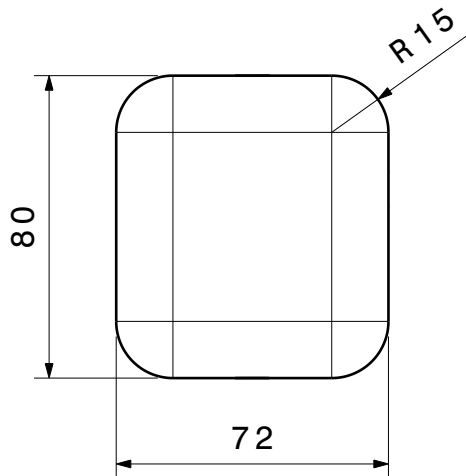
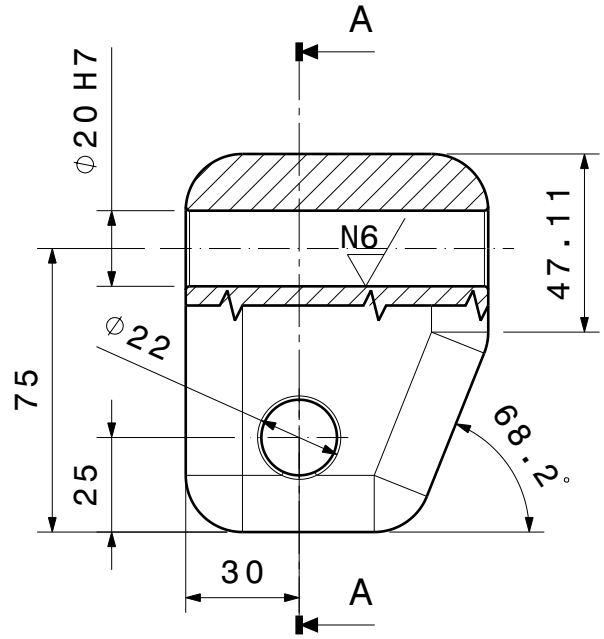
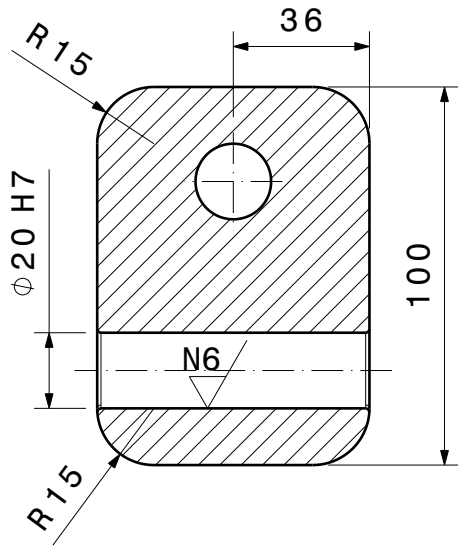
B-B Ebakidura



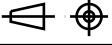


1	Estalkia	23	EB-450-ES	7075T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 			
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Barrueta				
 Perdoi Orok. ISO 2768-m	Eskala	<h1>ESTALKIA</h1>			450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA	
<h2>1:1</h2>					Plano Zkia. : EB-450-ES	
					Plano Kop. : 10/13	

N8 / (N6)

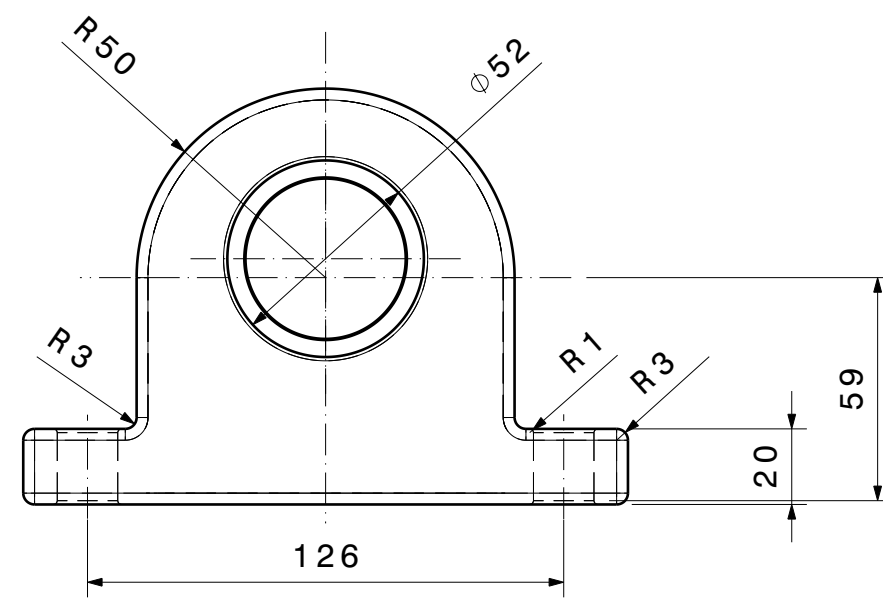
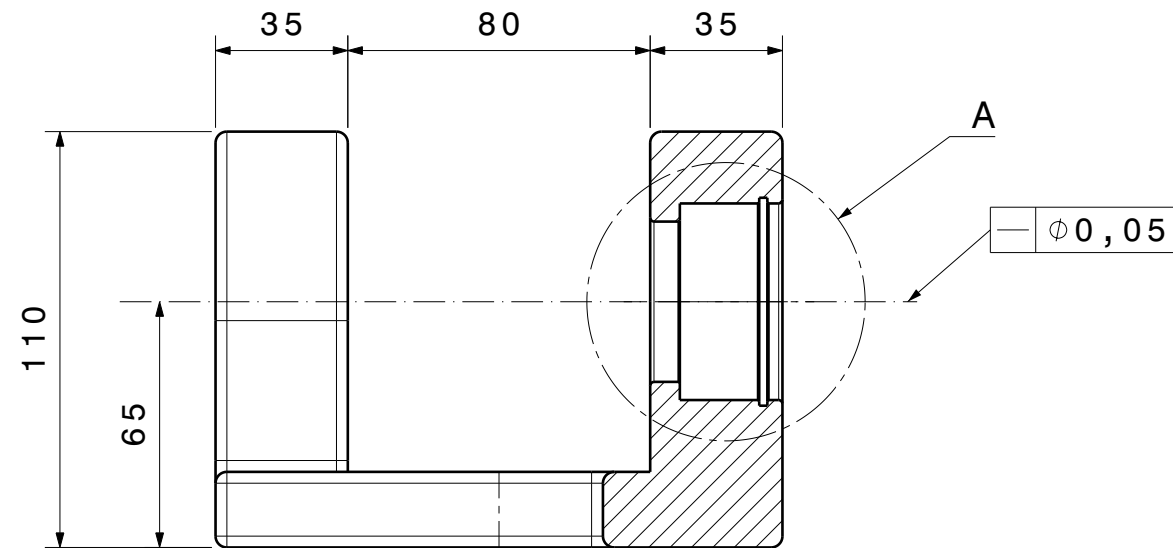
A-A EBAKIDURA



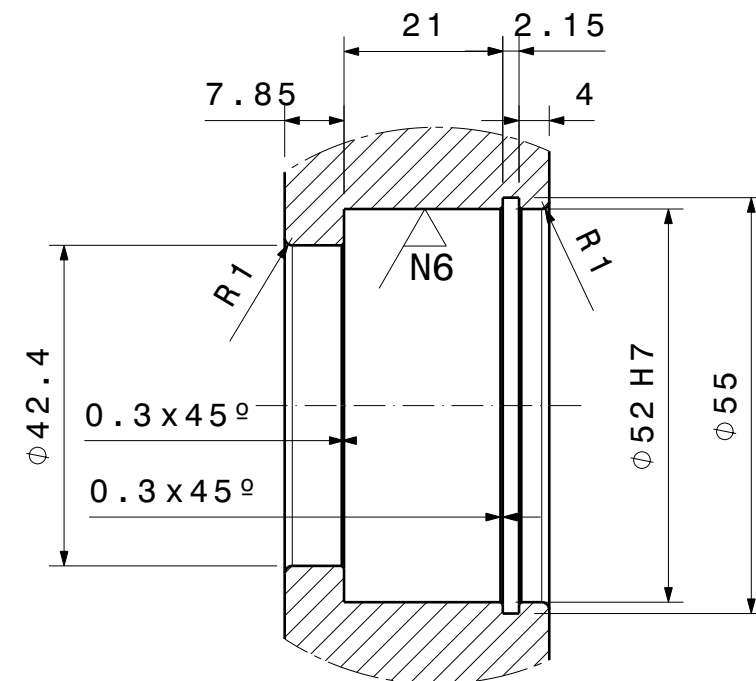
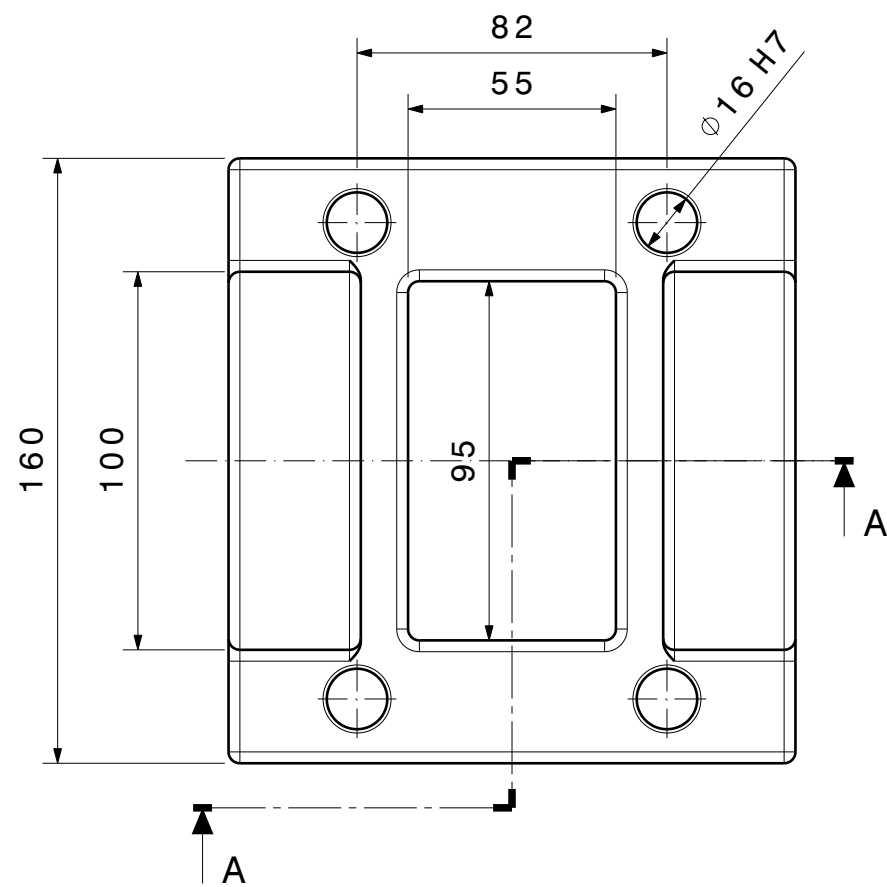
1	Kuboa	8	EB-450-KU	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 			
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Barrueta				
 Eskala Perdoi Orok. ISO 2768-m	1:2		<h1>KUBOA</h1>		450-KO AUTOGIRO BATEN DISEINUA Plano Zkia. : EB-450-KU Plano Kop. : 11/13	

N8 / (N6)

A-A EBAKIDURA





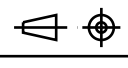
A Xehetasuna
1:1 Eskala

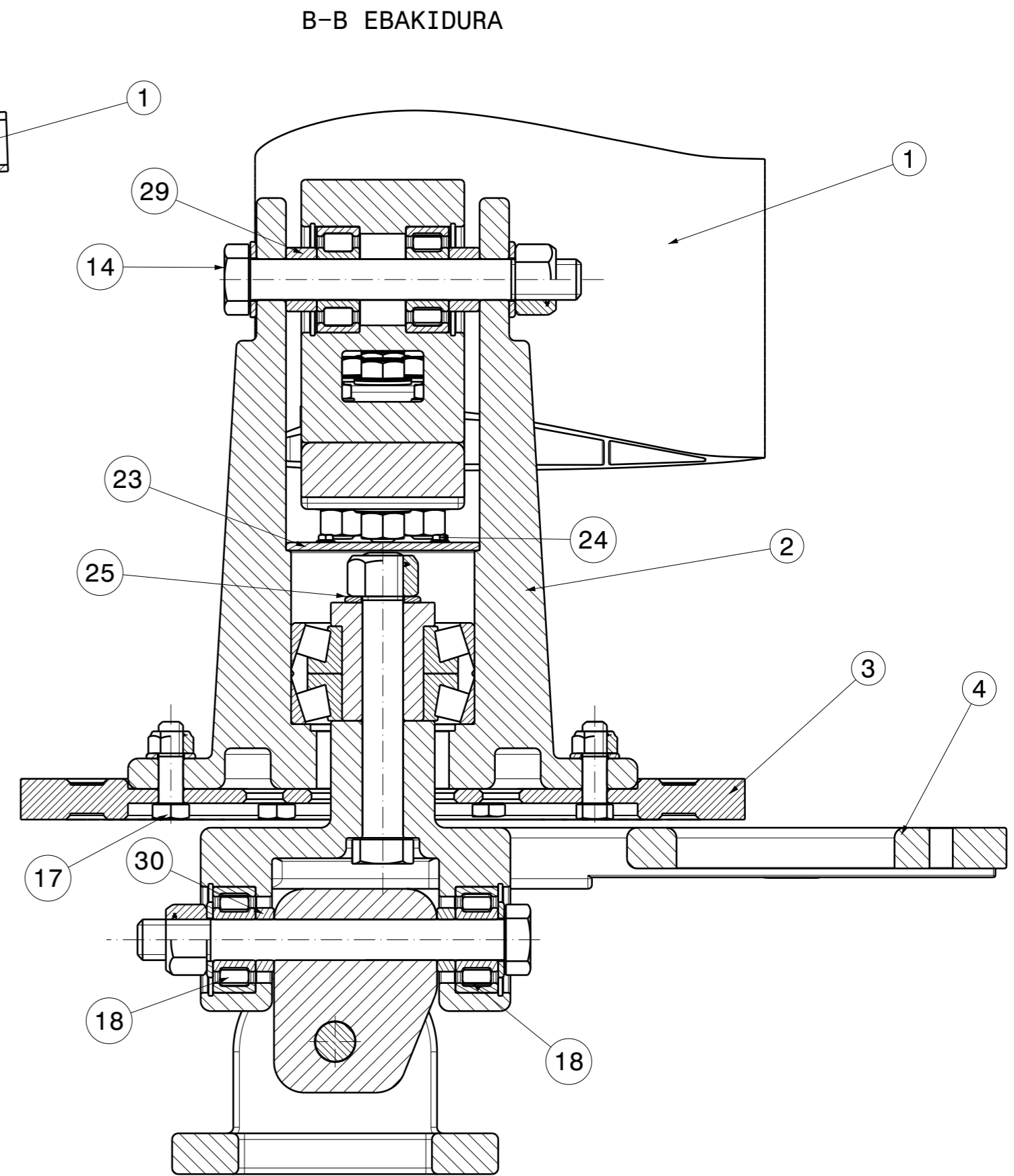
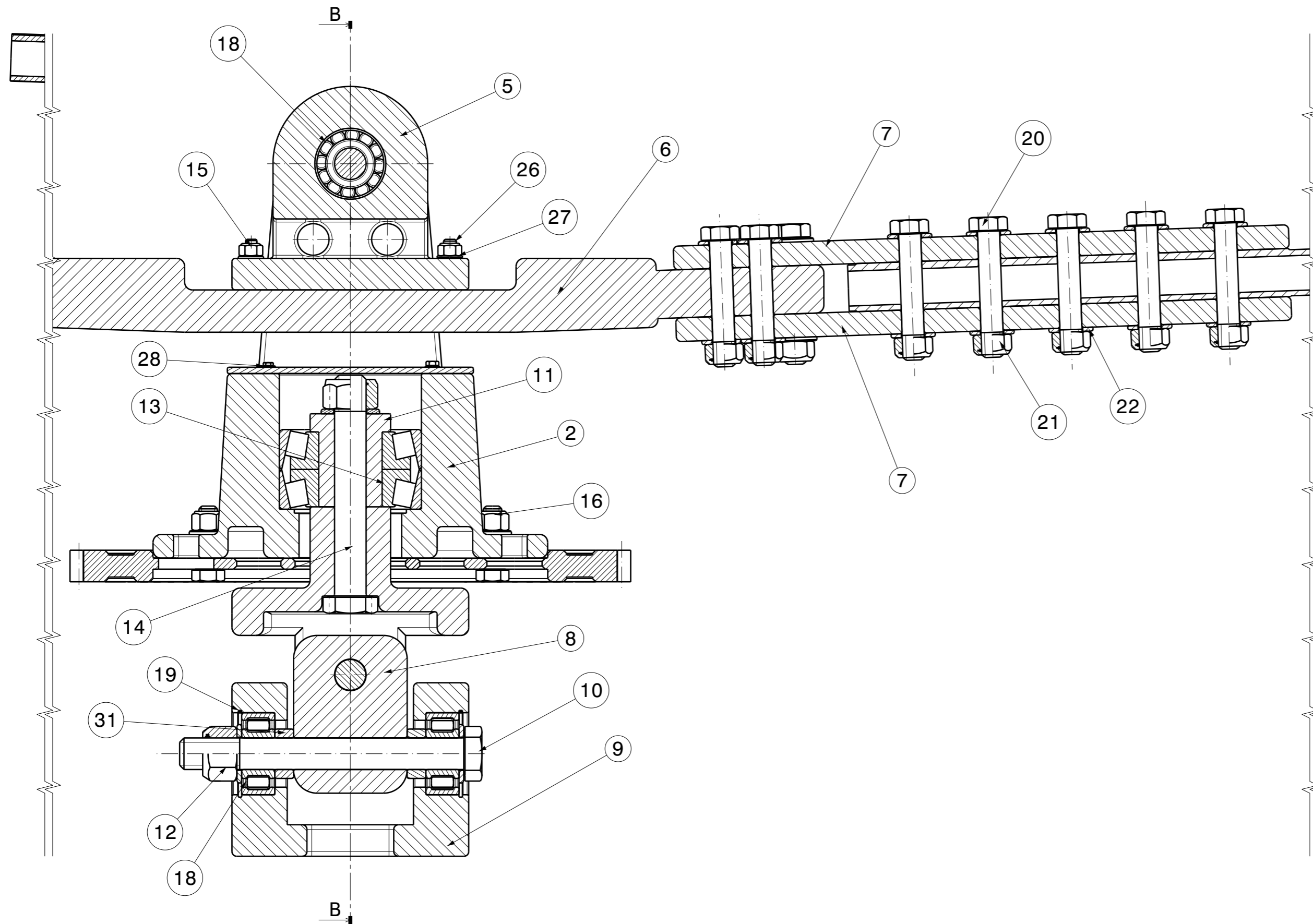


Oharra: Gainontzeko eradioak R=3

1	Lotura unibertsala	9	EB-450-LU	7075T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Plana	Materiala	Bak. Pisua	Osoa

	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA	
Marraztua:	2015-06-18	Jon Odriozola Bilbao		
Gainbegiratua:	2015-06-18	Mikel Arsuaga Berrueta		

 Eskala Perdoi Orok. ISO 2768-m	1:2	LOTURA UNIBERTSALA	450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA
			Plano Zkia. : EB-450-LU
			Plano Kop. : 12/13

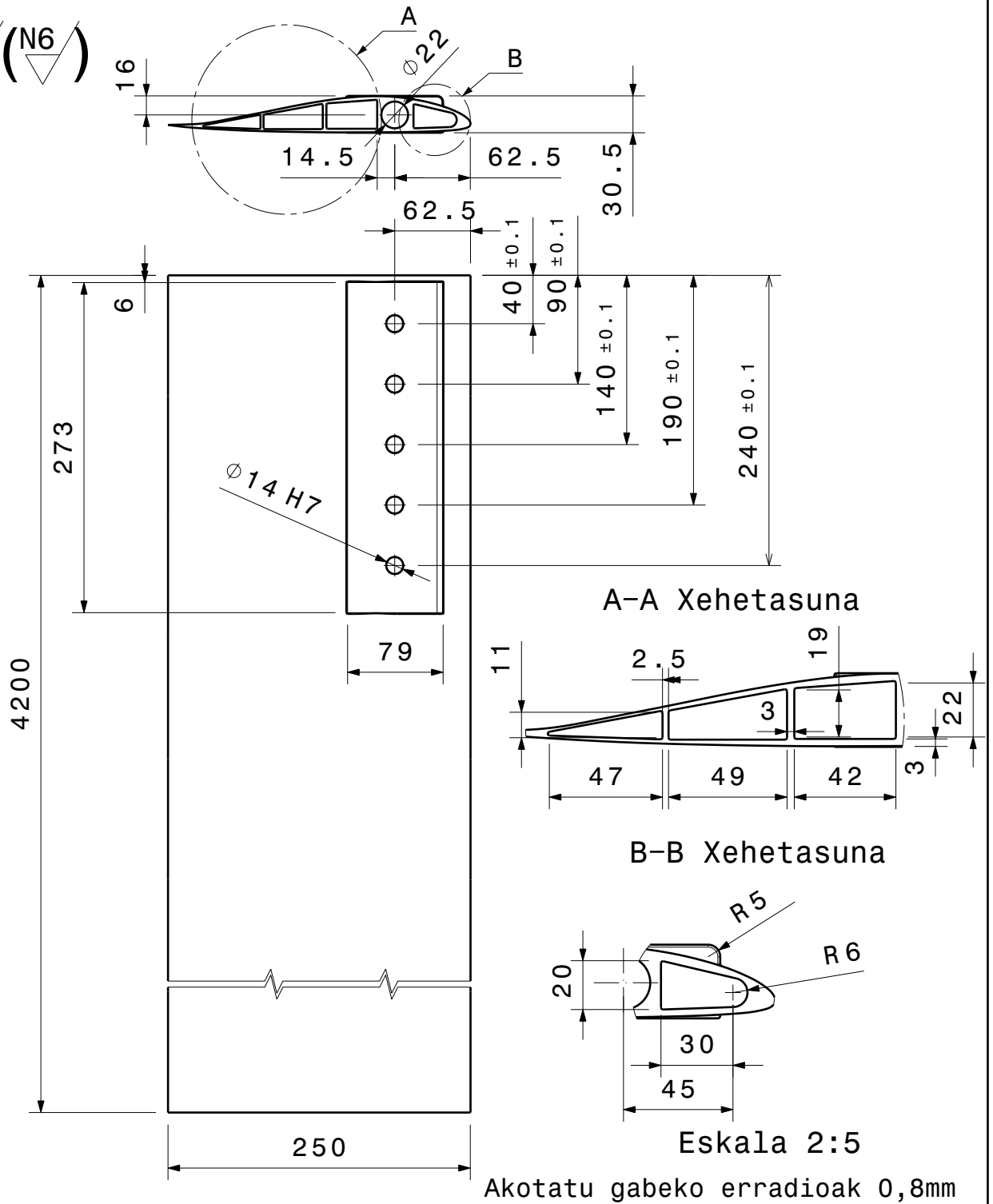


1	Zorroa banatzailea	31	EB-450-ZB	7075-T6	0,2kg	0,4kg
1	Zorroa banatzailea	30	EB-450-ZB	7075-T6	0,2kg	0,4kg
1	Zorroa banatzailea	29	EB-450-ZB	7075-T6	0,2kg	0,4kg
4	Zirindola M4	28	DIN 125	DIN 178551/UNS 56400	0,001kg	0,004kg
4	Zirindola M8	27	DIN 125	DIN 178551/UNS 56400	0,001kg	0,004kg
4	Berno hexagonal M8x60	26	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,05kg	0,1kg
8	Zirindola M20	25	DIN 125	DIN 178551/UNS 56400	0,009kg	0,072kg
4	Berno hexagonal M4x20	24	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,05kg	0,1kg
1	Estalkia	23	EB-450-ES	7075-T6	0,05kg	0,1kg
36	Zirindola M14	22	DIN 125	DIN 178551/UNS 56400	0,005kg	0,18kg
18	Azkoin autoblokeantea M14	21	DIN 985	DIN 178551/UNS 56400	0,04kg	0,5kg
18	Berno hexagonal M14x80	20	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,07kg	1,26kg
6	Finkapen eraztuna 47x2	19	DIN 472		0,001kg	0,006kg
6	Arrabola zilindrikodun errodamendua 20x52x21 FAG NUP 2304-E TVP2	18	DIN 5412		0,224kg	1,344kg
6	Berno hexagonal M12x50	17	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,06kg	0,36kg
6	Azkoin autoblokeantea M12	16	DIN 985	DIN 178551/UNS 56400	0,01kg	0,06kg
4	Azkoin autoblokeantea M8	15	DIN 985	DIN 178551/UNS 56400	0,009kg	0,03kg
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak. Osua	Pisua

2	Berno hexagonal M20x160	14	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,75kg	0,75kg
1	Arrabola konikodun errodamendua 40x90x50,4 FAG 31308-A N11CA A60-100	13	DIN 720		1,9kg	1,9kg
2	Azkoin autoblokeantea M20	12	DIN 985	DIN 178551/UNS 56400	18,9kg	18,9kg
1	Zorroa	11	EB-450-ZO	7075-T6	1,6kg	1,6kg
4	Berno hexagonal M20x180	10	DIN 931	DIN 178551/UNS 56400	0,8kg	3,2kg
1	Lotura unibertsala	9	EB-450-LU	7075-T6	2,15kg	2,15kg
1	Kuboa	8	EB-450-KU	7075-T6	1,26kg	1,26kg
4	Xaflak	7	EB-450-XA	7075-T6	0,8kg	3,2kg
1	Balantzina	6	EB-450-BA	7075-T6	3,9kg	3,9kg
1	Teeter Block	5	EB-450-TB	7075-T6	1,9kg	1,9kg
1	Barra Kontrola	4	EB-450-BK	7075-T6	2,8kg	2,8kg
1	Engranaia	3	EB-450-EN	ST-50	8,6kg	8,6kg
1	Teter Stand	2	EB-450-TS	7075-T6	5,6kg	5,6kg
2	Palak NACA 8H12	1	EB-450-PA	6061-T6	18,9kg	37,8kg
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak. Osua	Pisua

Marraztua:	2015/06/18	Izena	Jon Odrizola Bilbao	
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta		
Eskala	2:5	MULTZO OROKORRA		450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA
Perdoi Orok.	ISO-2768-m			Plano Zkia. : EB-450-MO
				Plano Kop. : 1/13

N8 / (N6)



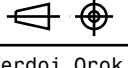


A-A Xehetasuna

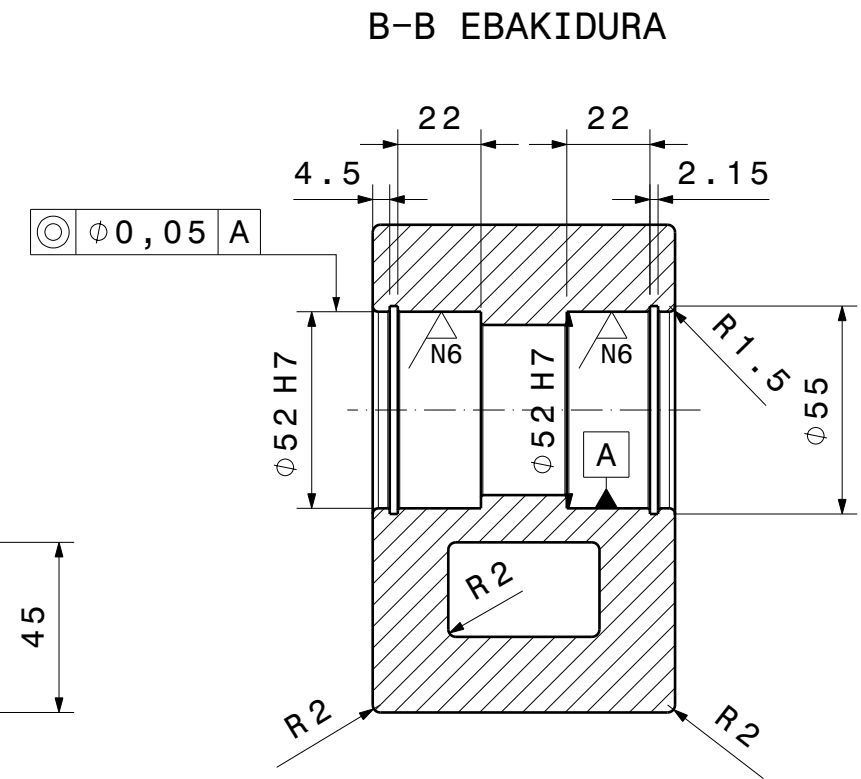
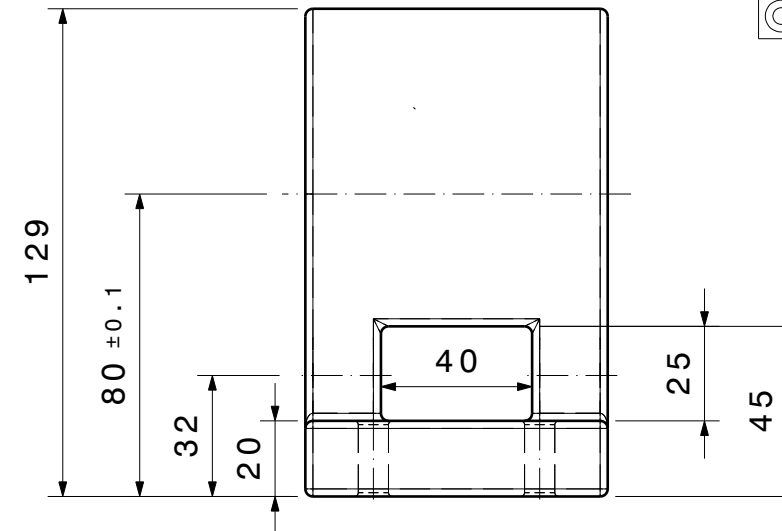
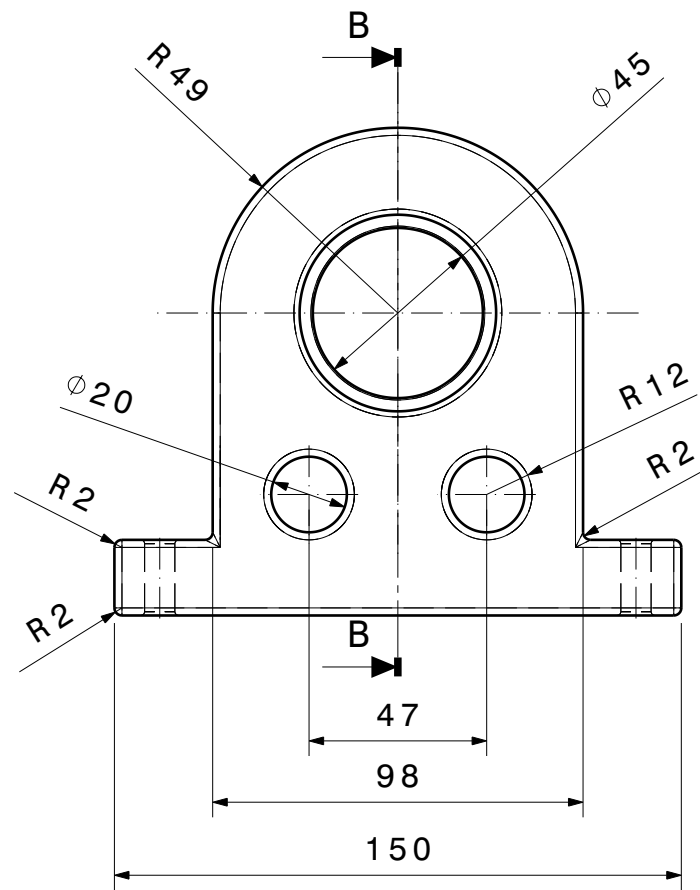
B-B Xehetasuna

Eskala 2:5

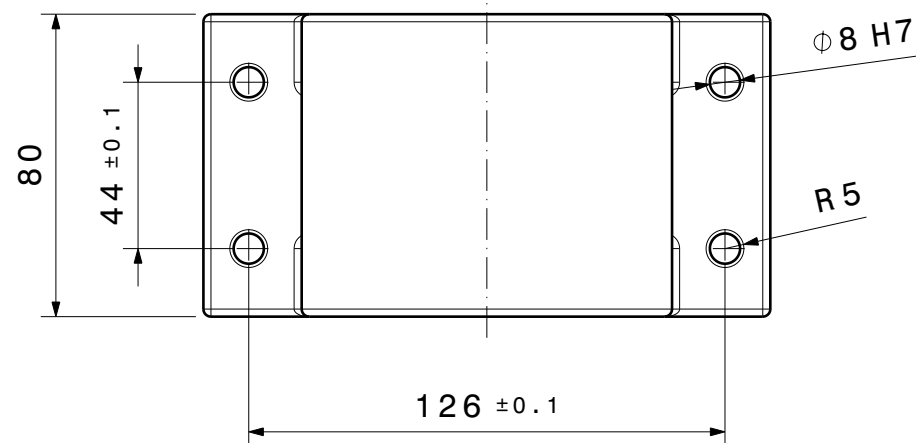
Akotatu gabeko erradioak 0,8mm

1	Palak	1	EB-450-PA	6061-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 			
Marrastua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta				
	Eskala	<h1>PALAK</h1>			450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA	
Perdoi Orok.	1:5				Plano Zkia. : EB-450-PA	
ISO 2768-m					Plano Kop. : 2/13	


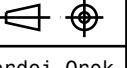
N8 / (N6 /)



B-B Ebakiduran akotatu gabeko erradioak R=0,5mm

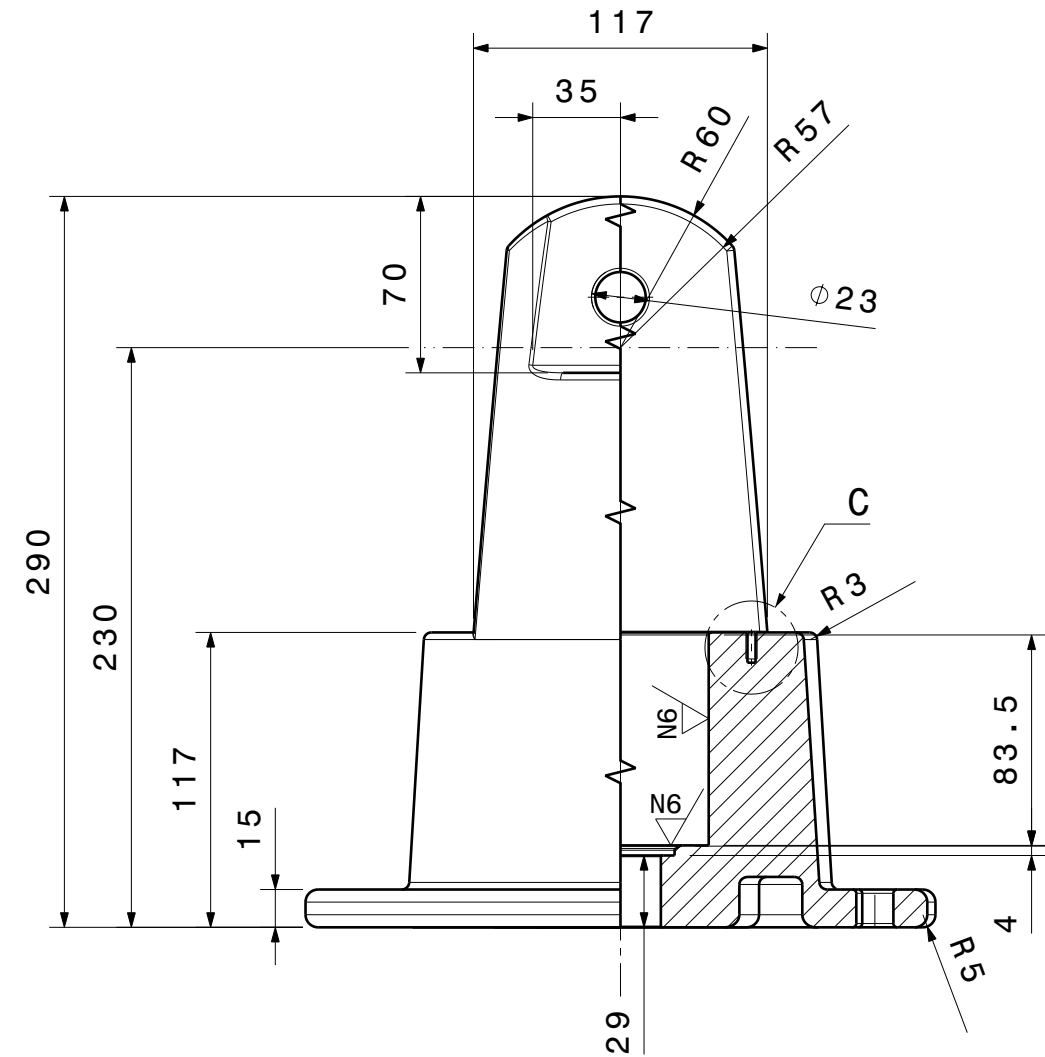
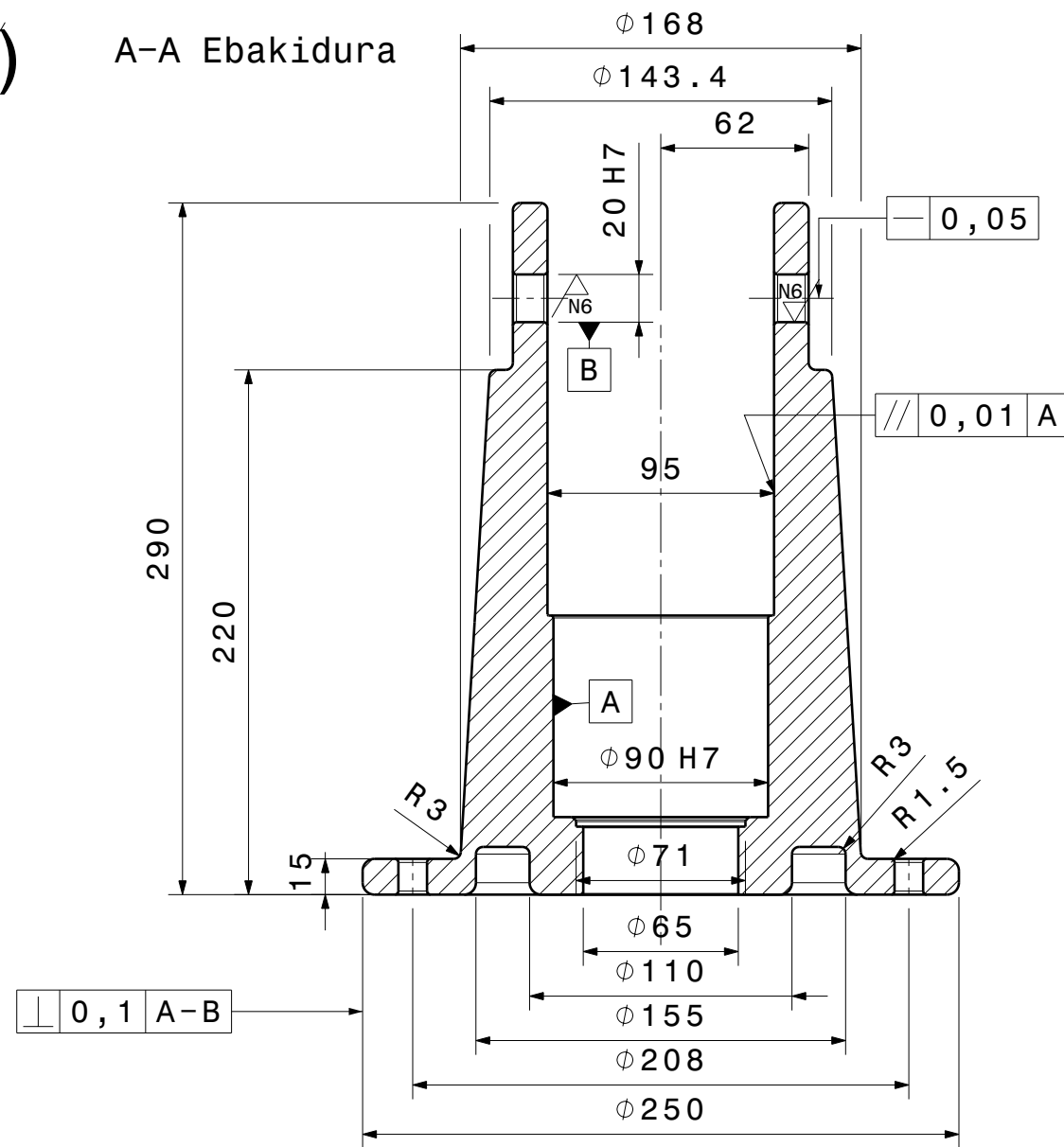


Oharra: Gainontzeko erradioak R=2mm

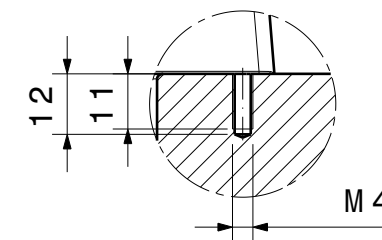
1	Teeter Block	5	EB-450-TB	7075T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak. Pisua	Osoa
Marraztua:	2015-06-18	Jon Odriozola Bilbao	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA			
Gainbegiratua:	2015-06-18	Mikel Ansuaga Berrueta				
 Eskala Perdoi Orok. ISO 2768-m	1:2	TEETER BLOCK			450KG-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA Plano Zkia. : EB-450-TB Plano Kop. : 4/13	

N8 / (N6)

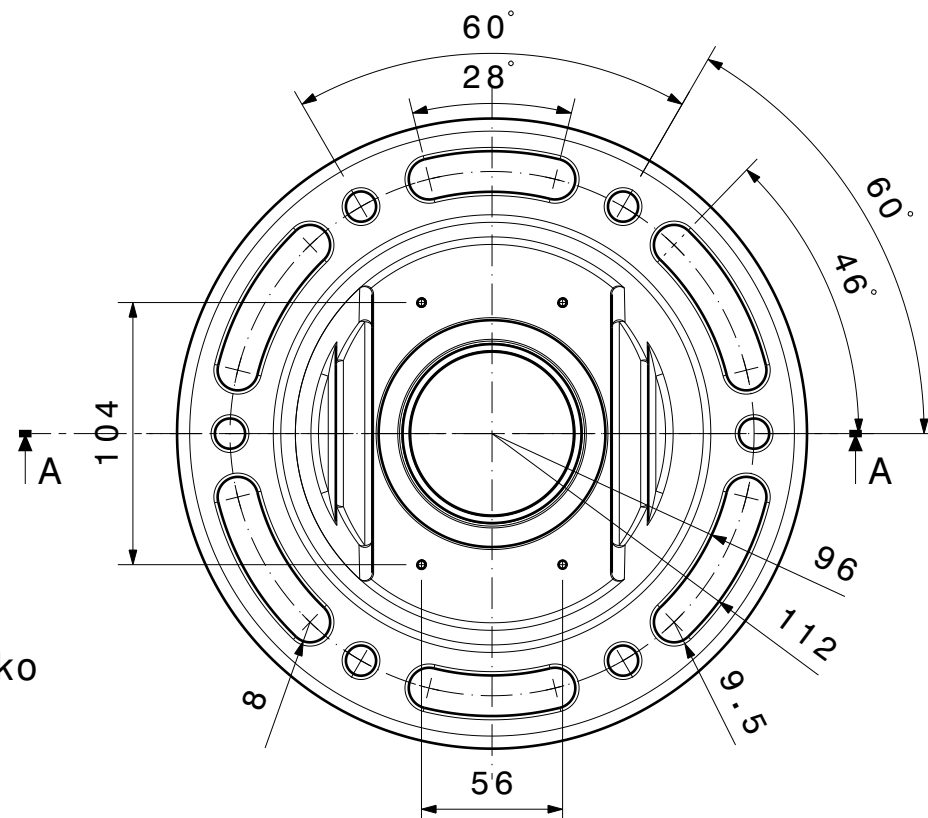
A-A Ebakidura




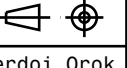
C Xehetasuna



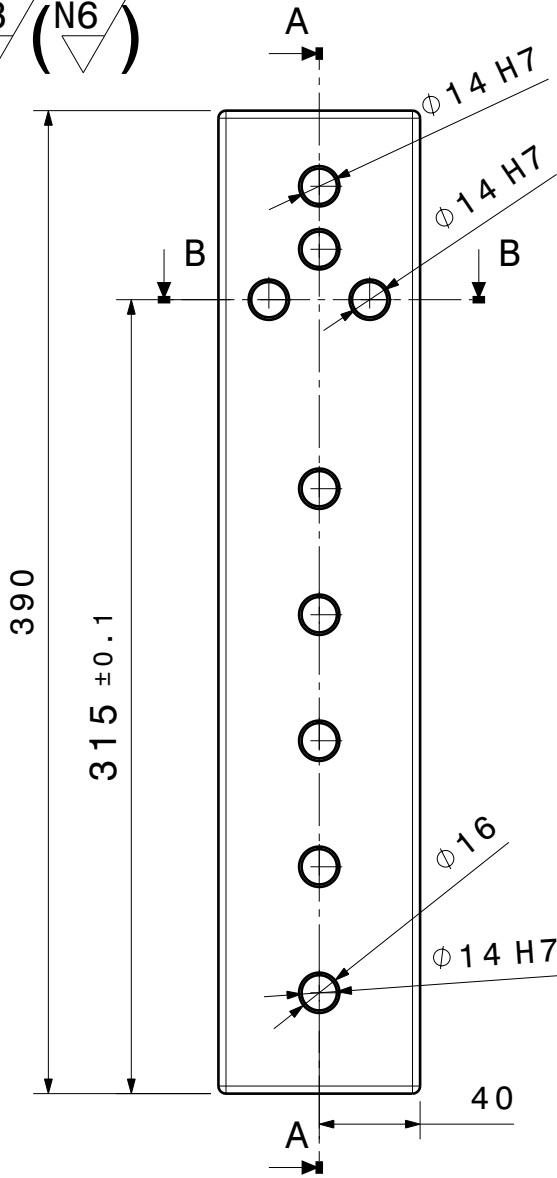
Eskala 2:3



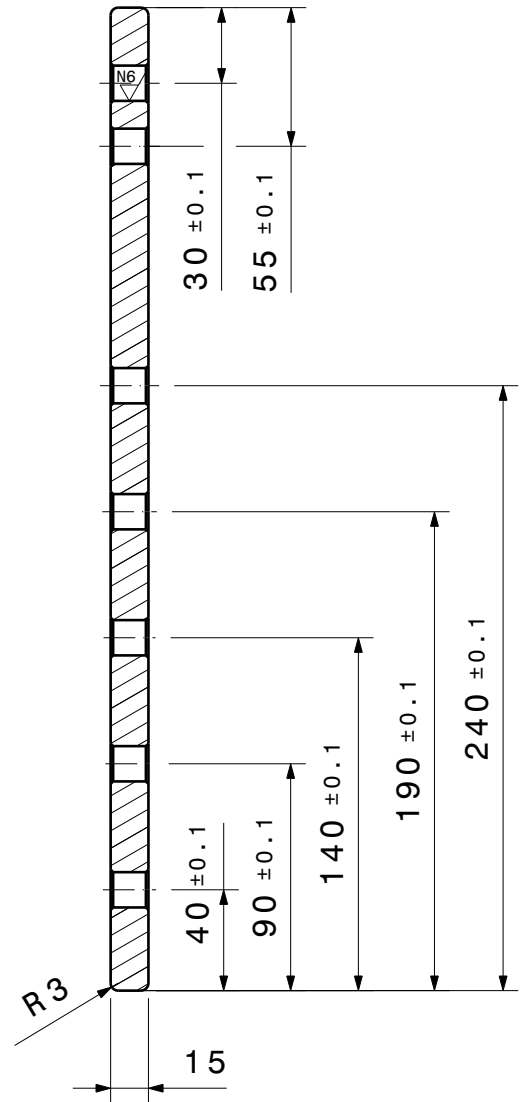
Oharra: Akotatu gabeko erradioak 2mm-koak

1	Teeter Stand	2	EB-450-TS	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA			
Marrastua:	2015-06-18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015-06-18	Mikel Arsuaga Berrueta				
	Eskala	<h1>TEETER STAND</h1>			450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA	
Perdoi Orok.	1:3				Plano Zkia. : EB-450-TS	
ISO 2768-m					Plano Kop. : 6/13	

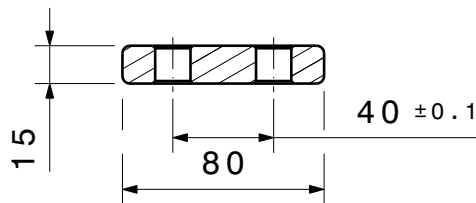
N8 / (N6)



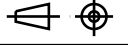


A-A EBAKIDURA



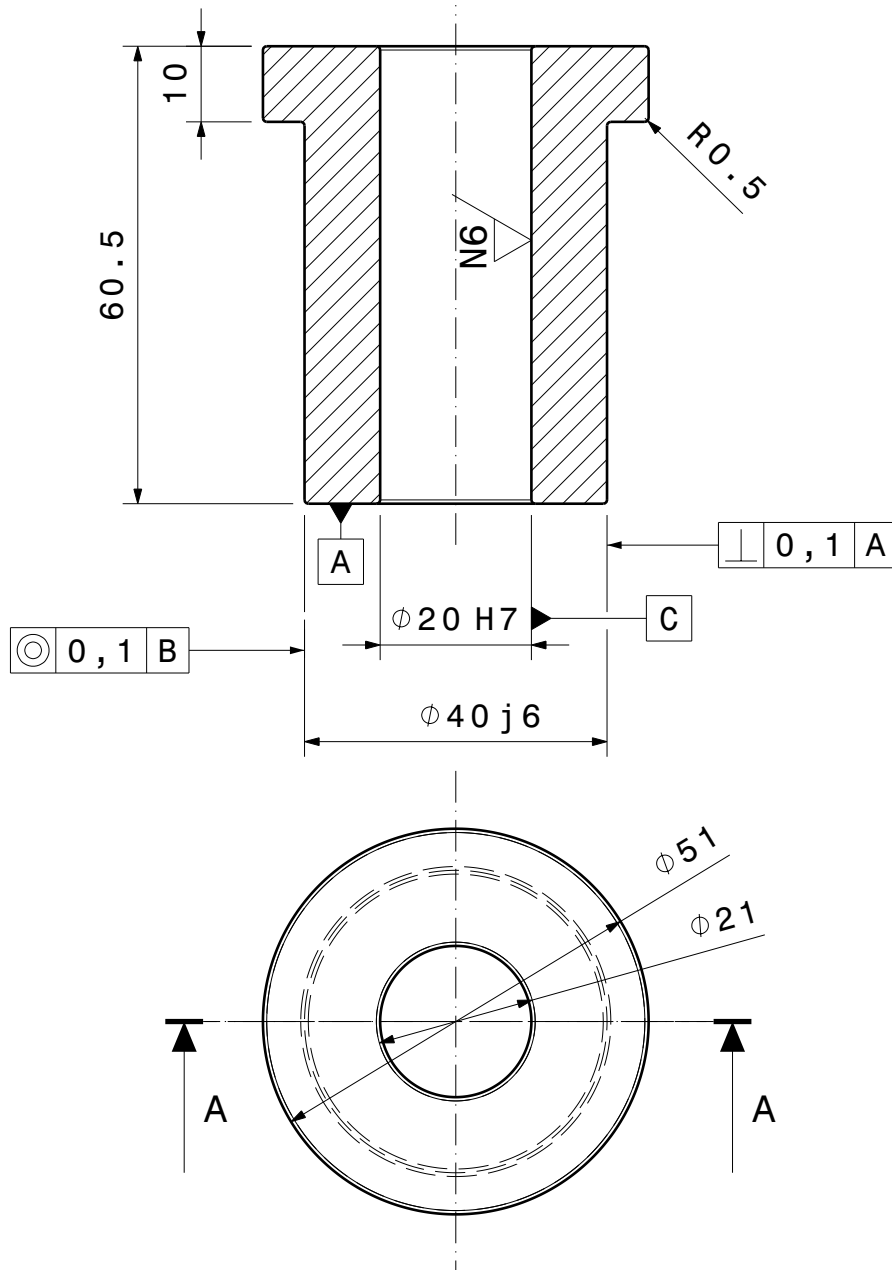
B-B EBAKIDURA



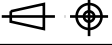


1	Xafla		7	EB-450-XA	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak		Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
						Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 				
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao					
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Barrueta					
	Eskala	<h1>Xafla</h1>			450-KO AUTOGIRO BATEN DISEINUA		
Perdoi Orok.	<h2>1:3</h2>				Plano Zkia. : EB-450-XA		
ISO 2768-m					Plano Kop. : 5/13		

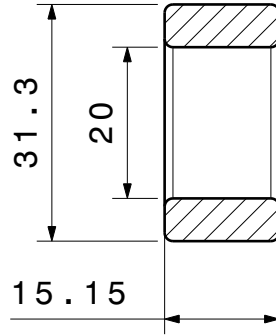
N8 / (N6)

A-A EBAKIDURA

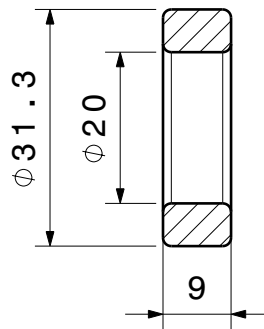


1	Zorroa	11	EB-450-Z0	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 			
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta				
 Perdoi Orok. ISO 2768-m	Eskala	<h1>Zorroa</h1>		450KG-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA		
<h2>1:1</h2>				Plano Zkia. :EB-450-Z0		
				Plano Kop. : 7/13		

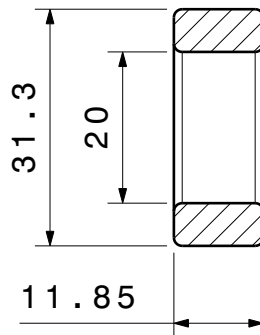
29 N8






30 N8



31 N8



1	Zorro banatzaileak		EB-450-ZB	7075-T6		
Pieza Kop.	Izendapena eta Oharrak	Marka	Araudia Planoa	Materiala	Bak.	Osoa
					Pisua	
	Data	Izena	 EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKORAKO UNIBERTSITATE ESKOLA 			
Marraztua:	2015/06/18	Jon Odriozola Bilbao				
Gainbegiratua:	2015/06/18	Mikel Arsuaga Berrueta				
 Perdoi Orok. ISO 2768-m	Eskala	ZORRO BANATZAILEAK		450-KO AUTOJIRO BATEN DISEINUA		
1:1				Plano Zkia. : EB-450-ZB		
				Plano Kop. : 13/13		

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

5.DOKUMENTUA: BALDINTZEN AGIRIA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

AURKIBIDEA

5.1. Baldintza orokorrak	7/5
5.1.1. Agiriaren helburua.....	7/5
5.1.1.1. Proiektuaren helburua	8/5
5.1.1.2. Proiektuaren argitaratze-data	8/5
5.1.2. Proiektuaren hedadura	8/5
5.1.3. Araudi orokorren aipamen.....	9/5
5.1.4. Baldintza orokorren agiria.....	10/5
5.1.5. Lana definitzen duten dokumentuak	11/5
5.1.6. Proiektuan dauden akatsak eta kontraesanak	11/5
5.1.7. Programaren aldaketa eta proiektuan agertzen ez diren lan gehigarriak	12/5
5.1.8. Deskribapen xumea	12/5
5.1.9. Proiektuaren agiriak	12/5
5.2. Berezko baldintzak.....	13/5
5.2.1. Baldintza teknikoak.....	13/5
5.2.1.1. Materialen ezaugarria	13/5
5.2.1.2. Osagai desberdinak	19/5
5.2.1.2.1. Palak	19/5
5.2.1.2.2. Balantzina	19/5
5.2.1.2.3. Teeter Block.....	20/5
5.2.1.2.4. Teeter Stand	20/5
5.2.1.2.5. Engranaia	20/5

5.2.1.2.6.Barra kontrola	21/5
5.2.1.2.7.Estalkia	21/5
5.2.1.2.8.Kuboa.....	21/5
5.2.1.2.9.Beheko euskarria	22/5
5.2.1.2.10.Zorroa	22/5
5.2.1.2.11.Osagai komertzialak	22/5
5.2.1.2.11.1.Prerrotazioaren motorea.....	22/5
5.2.1.2.11.2.Ponpa eta enbragea	22/5
5.2.1.2.11.3.Errodamenduak	23/5
5.2.1.2.11.4.Erastunak	23/5
5.2.1.2.11.5.Lotura elementuak	23/5
5.2.1.2.11.6. Errakoreak eta entzufe arinak	23/5
5.2.1.3. Orokortasunak.....	24/5
5.2.1.3.1. Betepen baldintzak.....	24/5
5.2.1.3.2. Ganazal akaberak	24/5
5.2.1.3.3. Fabrikazio tolerantziak	24/5
5.2.1.3.4. Ejekuzio baldintzak	24/5
5.3. Baldintza ekonomiko-administratiboak.....	29/5
5.3.1. Proiektuaren zuzendaritza, agindu liburua eta lanen erritmoa	29/5
5.3.1.1. Saltzailearen zuzendari fakultatiboa tailerrean.....	29/5
5.3.1.2. Eroslearen bitartekaria tailerrean	31/5
5.3.2. Planifikazioa	31/5
5.3.3. Ordainketa	33/5

5.3.4. Harrera.....	34/5
5.3.5. Entrega.....	35/5
5.3.6. Komertzializazioa.....	35/5
5.3.7. Agerkizunak eta kexak	37/5
5.3.8. Proiektuaren hasiera. Lanen garapena eta erritmoa.....	38/5
5.3.9. Lanak burutzeko baldintza orokorrak.....	38/5
5.3.10. Adjudikazioa eta instalazioaren abonua	38/5
5.3.11. Zuzendari teknikoaren ahalmen orokorra.....	40/5
5.3.12. Bermearen baldintza orokorra	40/5
5.3.13. Patenteak, lizentziak eta markak	41/5
5.3.14. Sekretu profesionala	41/5
5.3.15. Erantzunkizuna	42/5
5.3.16. Lanen eta proiektuen zenbatekoa	42/5
5.3.17. Kontratuko prezioak	42/5
5.3.17.1. Kontraesanezko prezioak.....	42/5
5.3.17.2. Erreklamazioak.....	43/5
5.3.17.3. Prezioen gainbegiratzea.....	43/5
5.3.17.4. Isunak	44/5
5.3.17.5. Indemnizazioak.....	44/5
5.3.17.6. Aseguruak.....	45/5
5.3.18. Baldintza legalak	46/5
5.3.18.1. Arbitraia.....	46/5
5.3.18.2. Legeria eta foruak.....	46/5

5.3.18.3. Laboral eta segurtasun social arloko egin behar orokorrak.....	46/5
5.3.18.4. Segurtasuna eta higiena lanean	47/5
5.3.18.5. Kontrolatu ezineko kasuak	47/5
5.3.18.6. Erosleak egindako lanen etenaldiak	47/5
5.3.18.7. Erabakia.....	48/5
5.3.18.8. Efektibotasuna	49/5

5. DOKUMENTUA: BALDINTZEN AGIRIA

5.1. Baldintza orokorrak

5.1.1. Agiriaren helburua

Dokumentu honen bitartez, autojiroaren palen, errotore buruaren eta prerrotazio hidraulikoaren proiektua nola gauzatu behar den azalduko da, planoak eta gero dokumentu hau izango delarik garrantzizkoena.

Kontratu izaera izango du eta dokumentu honetan eta planoetan jarritakoaren arabera eramango dira aurrera epaiketak edota proiektuen berrikusketak.

Makinaren eraiketakarako norma minimoak adieraziko dira: materialeak, eskulana, planoen arabera egin beharreko operazioak, funtzionamendua eta hurrengo baldintzetan egin beharreko betebeharrak. Gainera, jabe eta ingeniariaren arteko harremana eta bakoitzaren eskumenak definitzen ditu, eta kontratistari ere zuzendua dago, azaltzen diren instalazio eta aplikazio baldintzak betetzea derrigorra izanik.

Horregaitik, inongo lanen bat gauzatu orduko edota unitatea abian jarri aurretik, bere funtzionamendua egokia izan dadin, beharrezkoa da baldintza teknikoen agiri hau arretaz irakurtzea.

Proiektuaren eranskinen atalean diseinaturiko elementuak agiri honen bitartez mugatzen dira, aldi berean proiektuaren elementu gehigarriak diren beste baldintza batzuk ere ematen dira.

Eroslea, instalazioaren muntaketa egokia jasotzera derrigortuta dago ondoren adierazten diren baldintzak manifestatuz eta osotasunean onartuz, proiektatzailearekin apartatu baten aldaketarako akordio batera heldu bada salbu. Kasu honetan aldaketa hau eta honen definizio eta proiektuarekiko duen eraginak azaldu beharko dira dokumentazioan.

5.1.1.1. Proiektuaren helburua

Proiektua “450 kg-ko autogiro baten palen, errore-buruaren eta prerrotaziorako mekanismoaren diseinuan datza proiektu honek.

5.1.1.2. Proiektuaren argitaratze-data

Proiektu hau Bilbo-n 2015-ko Uztailaren 1ean argitaratuko da.

5.1.2. Proiektuaren hedadura

Dokumentu honetan, proiektua gauzatu ahal izateko bete behar diren baldintzak azalduko dira, bai baldintza teknikoak eta baita baldintza ekonomiko-administratiboak ere. Azkenengo atal bi hauek, proiektua aurrera eraman ahal izateko bete beharreko atal desberdinez eta atal hauek beteko dituzten artikulua edota beste atal batzuek osaturik egongo da.

Bestalde, makinaren ezaugarri funtzionalak, fabrikazio, muntaketa eta erabilerarako baldintzak ere ezartzen ditu.

Berezko baldintzen barnean, baldintza teknikoen atalean adibidez, lehengaiak lortzetik hasita, makinaren entrega burutu arteko betebeharrak eta baldintzak ere azaltzen dira. Baldintza hauek, prozesuak iraun bitartean beronen gauzatzean partehartzen duen edonork bete behar ditu nahitanahiez, makinaren sormen eta eraikuntzaz arduratuko direnek, kontrata edo azpikontratek zein bezeroek.

Aitzitik, baldintza ekonomiko administratiboen atalean, proiektuaren alde fiskala eta ekonomikoa zehaztuko dira.

Makina entregatzearekin bat, erabilpen liburu bat emango da, zeinetan osagai eta muntaketari, martxan jartzeari, mantenimenduari eta konponketari dagozkien baldintzei buruzko aipamen zehatzak emango diren.

Konponketarik egiteko beharra balego, hauek espezializatutako teknikoek egin beharko lituzkete, eta soilik beraiek.

Egin beharreko lanak, proiektugileak idatzitakoen arabera egin behar diren arren, baldin eta aldaketaren bat gauzatu behar bada proiektuan, ezer baino lehen proiektuaren zuzendariari eman behar zaio hau aditzera; bere ezaguerarik gabe ez delarik aldaketa hori burutuko. Hau egin ezean, erantzunkizun guztia ente eraikitzailearen gain izango da.

5.1.3. Araudi orokorren aipamena

Autojiroaren palen, errotore buruaren, eta prerrotazioa mekanismoaren gain eta bere burutapenerako dauden norma eta beraien kodeak hurrengoak izango dira:

Errodamenduak

Errodamenduen bizitza nominala	DIN ISO 281
Errodamenduen ahalmen estatikoa	DIN ISO 76-1988
Errodamenduen ahalmen dinamikoa	DIN ISO 281-1993
Errodamenduen tolerantziak	DIN ISO 620
Ardatz eta alojamenduen tolerantziak	DIN ISO 286
Errodamenduen lubrikazioa koipez	DIN 51825
Arrabola zilindrikodun errodamenduak	DIN 5412
Arrabola konikodun errodamenduak	DIN ISO 355

Elementu normalizatuak

Ixte-eraztunak	DIN 472
Bernoen erabilera	DIN 931
Azkoin hexagonalen erabilera	DIN 934
Zirindolen erabilera	DIN 125
Azkoina autoblokeantea	DIN 985

Materialeak

Materialen izendapena.....	UNE EN 38 231 85
Forjarako aluminio aleazioen konposizio kimikoa.....	UNE-EN 573-3:2008
Titanio aleazioen konposizio kimikoa.....	DIN 18850/51

5.1.4. Baldintza orokorren agiria

Adjudikazio hauen eskumenak , proiektuaren dokumentu ezberdinetan aipatzen diren elementu guztien eraikuntza inplikatzeko du, era berean bere aurre-muntaia osoa eraikitzailearen tailerretan, muntaiarako, inolako doiketa berriren beharrezanik egon ez dadin, edozein kasutan, esleipendunaren esku egongo liratekeelarik.

Esleipendunak, bere lanak aurrera eramateko modurik hobereana aukeratzeko askatasuna dauka, bestalde, jarraituriko bideak lortu nahi diren azken emaitzetan eraginez gero, ondorio teknikoa edo ekonomikoa garrantzitsua balitz, idatziz, bezeroaren berariazko baimena eskatu beharko da.

Baldintzen agiri honek, aurkan idatziriko zehaztasunak salbu, kontratak proposatzen dituen, hornikuntza lana, muntaia, ordainketa, etab.-en deuseztapena suposatzen du.

Lanerako planoak ez atzeratzeko helburuarekin, esleipendunak, larrialdiak honela eskatzen badu, ez du bezeroaren bisita itxarongo, bere erabakiak hartu ahal izateko. Bestalde, jarraian eta idatziz, bezeroa informatu beharko du larrialdiaren arrazoiak eta erabakiaren zergatia azalduko dituen arrazoiak planteatuz.

Edozein kasutan, idatzizko onarpena arte, erabaki honetatik sor daitezkeen ondorio guztien erantzule izango da.

Esanda eta guztiz debekaturik egongo da esleipendunarentzat obraren zati bat edo osoa, eskaintzatik kanpo dauden tailer edo enpresei uztea, aurretik bezeroaren idatzizko baimenik gabe.

Bezeroak esleipendunei materiala entregatzeko kasuan, materialen erresposabilitateak bezeroarena izateari utziko zaio, entregako albarana sinatzen den momentuan, ondoren inolako erreklamaziorik egin ahal izan gabe; besteak beste, lapurtzea, apurketa, ahotsak,....etab.

Kontratak bere gain hartzen du berari dagokion lanena ardura, exekuzio txarraren ondoriozko akatsak bere esku egongo direlarik.

5.1.5. Lana definitzen duten dokumentuak

Autojiro pala, errore burua, prerrotaziomekanismoa, plano, kalkulu eta aurrekontua, baldintzen agiria eta aplikatu beharreko araudiarekin definituta gelditzen da.

5.1.6. Proiektuan dauden akatsak eta kontraesanak

Aurretik izendatutako dokumentuen arteko desadostasuna agertuz gero, proiektu honetako dokumentuek izango dute lehentasuna, indarrean dagoen legeak kontrakoa esaten ez duen bitartean.

Bestetik, planoetan xehetasun bat faltaz gero, proiektuko kontratistak marraztu behar izango du. Hau eginda, proiektuko zuzendariaren oniritzia beharko da obran plazaratu ahal izateko.

Agertutako akatsak zein kontraesanak Aginduen Liburuan plazaratu beharko dira.

5.1.7. Programaren aldaketa eta proiektuan agertzen ez diren lan gehigarriak

Palen, errotore-buruaren, prerrotazio mekanismoaren exekuzio garaian kontratistak onartutako programaketa aldatzera behartua ikusiko balu bere burua, prentsa zuzendaritzari eta administrazioari jakinarazi beharko lioke, gutxienez zazpi eguneko denbora tartez, beharreko aldaketak egin baino arinago. Gainera, proiektuan aipatutako lanaren gehigarria denez, proiektuaren luzapena eskatu daiteke.

Bestalde, obra zuzendaritzak eta administrazioak lanen martxa nahi beste aldiz eta edonoiz aldatzeko aukera eta eskubidea izango du justifikazio batez, kontratistari jakinaraziz, gutxienez hamar eguneko epeaz. Eta beti ere, ezinbestekoa dela onartu eta akordatzen denean.

5.1.8. Deskribapen xumea

Autojiro palak eta errotorearen buruak, autoerrotazio fenomenoaren menpe lan egiten du, palek dituzten profil aerodinamikoetan lortzen den sustentazioaz hegaz egiten duelarik autojiroak. Errotore buruak ardatz bertikalaren inguruan biratzen du, normalean 360 rpm-tara, baina biraketa abiadura handiagoak ere eman daitezke. Ardatz horizontal baten inguruan ere batimendua dute pala eta balantzinek autojiroak hegaz egitea ahalbidetuz. Bestalde, gidariak bere palanka alde batera edo bestera mugitzean kontrol barraren bitartez norabidez alda daiteke ardatz bertikala, autojiro osoaren norabide aldaketak eman daitezkeelarik modu horretan. Guzti hau gauzatzeko ardatz eta errodamendu desberdinek hartzen dute parte. Autojiroak hasieran prerrotazio bat izango du 300rpm –koa, hau prerrotazio hidrauikoaren bitartez gauzatu da.

5.1.9. Proiektuaren agiriak

Hurrengo agiriak azaltzen dira proiektuan:

- 1.- Aurkibidea
- 2.- Memoria
- 3.- Kalkuluak
- 4.- Planoak

- 5.- Baldintzen agiria
- 6.- Aurrekontua
- 7.- Berezko garrantzia duten ikerlanak

5.2. Berezko baldintzak

5.2.1. Baldintza teknikoak

Atal honetan, palen, errotore-burua, prerrotazio mekanismoa sortzeko piezetan erabilitako material eta lehengaiak bete beharreko baldintza teknikoak eta ekipoen ezaugarriak finkatu behar dira.

Hala ere, aipatu behar da erabilitako elementu guztiak euren fitxa teknikoarekin adjudikatuko direla eta hauetan ezaugarriak, produktuen baldintzak eta kalitate eta jatorri ziurtagiriak aipatuko dira.

Hornitzaileek, inspektzioak, kalitate kontrolak eta beharrezkoak diren entseguen emaitzez gain, proiekturako kontrataturiko enpresaren arabera materialengan buruturiko kontrol estatistikoko prozesuen datuak ere aurkeztu beharko dituzte. Era berean, proiektua egingo duen ingeniariak, azken honi fabrikazio programako datu guztiak eskatu ahalko dizkio.

5.2.1.1. Materialen ezaugarriak

Modu honetan autojiroaren, palen eta errotore buruaren diseinuan materiale desberdinak erabili dira, denak ere aeronautikaren arloan aski ezagunak eta hauen artean:

- Al 7075 T6 aleazioa edota L-371 aleazioa
- Al 6061 T6 aleazioa
- Ti 6Al 4V titanio aleazioa

Jarraian aleazio hauek ezinbestean izan beharreko propietateak azalduko dira.

- **Al 7075 aleazioa (UNE 38 371)**

-Al 6061 aleazioa (UNE 38 342)

Aluminio aleazio hauen izendapen numerikoa, ASTM eta ALUMINIUM ASSOCIATION-ak onartzen dute, eta baita UNE arauak ere, nahiz eta izendapen hau forjaketarako aleazioentzat eta deformazio plastikoko aleazioentzat erabiltzen den. Aitzitik INTA-ren arabera L-371 nomenklatura jasotzen du.

-Propietate kimikoak-

Forjaketarako aluminio aleazioetan, aleazio elementuen portzentaia < % 7 izaten da. Al 7075 aleazioan ondoko elementu aleanteak daude, ondoko proportzioekin:

Konposizio kimikoa [%]	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti+Zr	Beste batzuk: Bakoitza/ Totala	Al
Nominala	0,40	0,50	1,6	0,30	2,5	0,25	5,5	+Zr 0,20	-	Oinarria

-Propietate fisikoak-

Pisu espezifiko.....2,8 g/cm³

α [20-100 C°].....23,5·10⁶ /k

Modulu elastikoa.....72000 N/mm²

Eroankortasun termikoa (T6 egoeran).....130 W/m °C

Erresistibitatea.....34% IACS

-Propietate kimikoak-

Forjaketarako aluminio aleazioetan, aleazio elementuen portzentaia < % 7 izaten da. Al 6061 aleazioan ondoko elementu aleanteak daude, ondoko proportzioekin:

Konposizio kimikoa [%]	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti+Zr	Beste batzuk: Bakoitza/ Totala	Al
Nominala	0,40 - 0,80	0,70	0,15 - 0,40	0,15	0,80 - 1,20	0,04 - 0,35	0,25	0,15	-	Oinarria

-Propietate fisikoak-

Pisu espezifikoa.....2,7 g/cm³

α [20-100 C°].....23,2·10⁶ /k

Modulu elastikoa.....69000 N/mm²

Eroankortasun termikoa (T6 egoeran).....156 W/m °C

Erresistibitatea.....43,1% IACS

-Propietate mekanikoak- Al 7075

Aluminio aleazioek aplikatzen zaien tratamendu termikoaren arabera, propietate mekaniko desberdinak aurkezten dituzte. Kasu honetan, geroago azalduko den T6 tratamendua aplikaturiko aleazioa aukeratu denez, ondoko ezaugarri mekaniko adierazgarriak ditu aleazioak:

Rm[N/mm ²]	E[N/mm ²]	A*5,56 [%]	HB [Hurbilketa]
540	480	11	155

-Propietate mekanikoak- Al 6061

Rm[N/mm ²]	E[N/mm ²]	A*5,56 [%]	HB [Hurbilketa]
310	270	13	145

-Propietate teknologikoak-

T6 tratamendua jaso duen aleazioarentzat:

Konformagarritasuna.....Erregularra

Herdoiltzearekiko erresistentzia.....Ona

Soldagarritasuna.....Ona

Anodizaziorako ahalmena.....Erregularra

Mekanizagarritasuna.....Oso Ona

-Tratamendu termikoa:T6-

Aluminioen tratamendu termiko honetan erresistentzia handitzea bilatzen da eta ezaugarri mekaniko jakin batzuk lortzea. Hau gauzatzeko, aleazioak goi temperaturatan disoluzio solidoan aurkitzen diren elementuak izan beharko dituzte, beren disolbagarritasuna jeitsi egin beharko da egoera solidoan. Hiru etapa nagusi daude “Bonificado” prozesuan:*disolbaketa, tenplaketa eta umoketa artifiziala.*

Disolbaketa

Aleazioa berotu egiten da 465 eta 545 C° ingurura arte, ordu erdi eta 24 orduko periodoetan, aldika.Behin temperatura horietara helduta, mantendu egiten da bertan, gogortze osagaien ahalik eta kontzentrazio handiena lortzeko. Hori lortzeko, konposizio kimikoaren arabera ezartzen dira temperatura jakin batzuk.

Tenplaketa

Disoluzio solidoa gainasea gelditzen da giro tenperaturan. Hau lortzeko modua, tenplaketa abiadura kritikoa emango duen likido baten murgiltzeanizaten da. Kasu honetan, gutxienez 10 minutu eta 3 ordu bitartean 465-545C°-tara izan ondoren, uretan hozten da lagina.

Umoketa

Prezipitazio honen ondorioz, gainasea gelditu den disoluzio solidoa egoera egonkorrago batetare iragaten da gainasetutako fasearen prezipitazioa dela medio, zeinak egiturazko gogortzea dakarren. 24 ordu 100 eta 250 C° artean egon behar izaten da.

Materiale hau mekanizatu beharreko piezetan erabiliko da batik bat, duen mekanizagarritasun ona dela eta, baina komertzialki aukeratutako azkoin eta zirindoletan ere erabiliko da. T6 tratamenduarekin asko handitzen dira aleazio honen propietate erresistiboak, aluminio aleazio komertzialki ezagunena delarik.

- Ti 6Al 4V aleazioa (R56401)

Titanio aleazio hauen nomenklatura UNE-ren arabera L-371 da eta UNS-ren arabera goian jarritako R56401 izena hartzen du. ASTM-ren arabera, ordea, ASTM 348 Gr. 5 aleazioa da. Elementu komertzialetarako (bernoak, torlojuak) aproposa izaten da eta proiektu honetan horretarako erabiliko da:

-Propietate kimikoak-

Hurrengo taulakoa da konposizio kimikoa ehunekotan:

Konposizio kimikoa [%]	Al	V	Ti
Nominala	6	4	90

-Propietate fisikoak-

Propietate fisikoei dagokienez:

Pisu espezifikoa.....	4,5 kg/dm ³
α [20-100 C°].....	9,5·10 ⁻⁶ 1/C°
Modulu elastikoa.....	115 GPa
Eroankortasun termikoa	21,9 W/(K·m)
Erresistibitatea.....	1,67 $\mu\Omega \cdot m$

-Propietate mekanikoak-

Aleazio bifasikoei aplikatzen zaien tratamendu termikoaren ondoren, propietate mekaniko onak izaten dituzte titanio aleazio hauek, erresistentzi eta temperatura altuetarako aproposak egiten dituztelarik:

Limite elastikoa.....	827 MPa
Haustura tentsioa.....	896 MPa
Luzapena.....	10%
Gogortasuna.....	33 HRB

-Propietate teknologikoak-

Aleazio honi dagokion tratamendu termikoa jasan ondoren:

Soldagarritasuna.....	Oso ona
Mekanizagarritasuna.....	Ona
Korrosioarekiko erresistentzia.....	Oso ona
Forjaketarako gaitasuna.....	Ona
Konformagarritasuna.....	Ona

-Tratamendu termikoak-

Titanio aleazio bifasikoek beste aleazioen tratamendu desberdina jasotzen dute. Ezaugarri mekaniko onenak lortzeko, orokorrean disolbaketa, tenplaketa eta prezipitazioa erabiltzen dira, aldiz, xaflakortasuna bilatzen denean suberaketa erabiltzen da. Beroketak azkarrak izan behar dira, 200 eta 475 °C tartean ω fasea ez agertzeko, eta labe elektrikoetan gauzatu behar dira beroketa horiek, H_2 -arengatik hauskortasuna sahiesteko, izan ere 600°C-tik gora O_2 -aren eragina garrantzitsua izaten da eta desugerketa kimikoa egin behar izaten da.

Tenperatura altuetako erreaktibotasun kimikoa jaisteko, fintze eta moldeo teknika ezohikoak erabili behar izaten dira.

5.2.1.2.Osagai desberdinak

Atal honetan aurkitzen diren baldintzak gure 450kg-ko autojiroaren buruaren proiektu honentzako berezko baldintzak dira. Beraz, ez du antzeko proiektu batentzako inolako baliorik izango.

Piezen erabilereei dagokionez berezko baldintzetan, pieza bakoitzaren materiala, gainazal akabera, estutze-lasaierak eta perdoi geometrikoak aipatuko dira.

5.2.1.2.1.Palak

Palak 6061 T6 materialekoak dira. Palen perfila NACA 8H12 dute, pala bakoitzaren luzera 4,2m-takoa izango da eta estrukzionatuta daude.

Palen akabaketa dela eta N8 akabaketa dute, eta torlojuen bitartez lotuta daude balantzinerara.

Palen dimentsioak eta akaberak hurrengo planoan egongo dira deskribaturik:EB450-PA.

5.2.1.2.2.Balantzina

Balantzinen materiala 7075T6 aluminio aleaziozkoa da. Balantzinen puntak paletara lotuta daude eta teeter block-era torlojuen bitartez.

Balantzinak duen gainazal akabera N9-koa da eta kontaktua dagoen gunetan N7.

Balantzinaren dimentsionaketa eta akaberak hurrengo planoan egongo dira deskribaturik: EB450-BA.

5.2.1.2.3. Teeter block

Teeter block-aren materiala 7075T6 aluminio aleaziozkoa da. Pisu aldetik, pisu gutxikoa eta erresistentea izan behar duelako gainontzeko elementuen moduan. Teeter block balantzinera lotuta dago eta teeter stand-era. Teeter stand eta teeter block loturara titaniozko torlojuen bidez gauzatzen da eta errodamendu errodiilo zilindrikoak erabili dira.

Kanpo eraztunarentzako H7-ko perdoi geometrikoa erabili da. Teeter block ak duen ganazal akabera N7-koa da kontaktu gunetan eta ganontzean N9.

Balantzinaren dimentsioak eta akaberak hurrengo planoan egongo dira deskribaturik: EB450-TB

5.2.1.2.4. Teeter Stand

Teeter stand-aren materiala 7075 T6 aluminio aleaziozkoa da. Teeter stand-ean errodiilo konikodun errodamendua dago akoplatuta. Teeter stand-ean gainazal akabera N9 eta errodamenduak, torlojuak eta kontaktu guneak N7 eta N6 gainazal akabera du.

Teeter stand-aren dimentsioak eta akaberak hurrengo planoan egongo dira deskribaturik: BR450-TS

5.2.1.2.5. Engranaia

Engranai honek ez du garrantzia handirik higadura eta erresistentzia aldetik, nozean behin egongo da martxan. Beraz erabili den materiala ST 50 altzairua da.

Pisu aldetik izugarritzko garrantzia du. Engranaien dimentsionaketa, kalkuluelako 3.8.1 atalean egiten da, "Mikel Abasolo Bilbao eta Santiago Navalproto" makina diseinua liburuaren oinarrituta. Ondora, UNE 18005 araudiaren arabera dimentsionaketa egin da.

Engranai honek 348mm-ko erradio primitiboa du eta 90 hertz ditu. Torloju bitartez lotuta dago.

Engranaiaren akabaketa orokorrak N9 balioa izango du, beste piezetan kontaktua ematen den puntuetan ezik-puntu horietan N7 kalitatea izango da eta hortzetan N5.

Engranaiaren akabaketa eta dimentsioak hurrengo planoan egongo dira deskribaturik: BR450-EN

5.2.1.2.6.Barra kontrola

Kontrol barra 7075 T6 aluminio aleaziozko materialez eginda dago.

Bere lotura teeter Stand-ekin egiten du, splinde ardatzaren bitartez lotuz. Kontrol barraren akabaketak orokorrak N9 dauka eta kontaktua dagoen lekuetan, splinde ardatza eta barra kontrola N5 akabera izango du. Errodamenduen alojamenduetan berriz N7 eta arteketan ere N7akabera izango da.

Kontrol barraren dimentsioak eta akabaketa hurrengo planoan egongo dira deskribaturik: BR450-BK

5.2.1.2.7.Estalkia

Estalkiaren materiala 6061T6 izango da. Estalkia, errodamenduak duen indar axiala finkatzeko da eta errodamendua babesteko zikintazunetik.

Gainazal akabera orokorra N9 eta beste piezekin kontaktua duen guneeetan N7.

Estalkiaren dimentsioak eta ezaugarriak hurrengo planoan deskribatzen dira:BR450-ES.

5.2.1.2.8.Kuboa

Kuboaren materiala 7075 T6 aluminio aleaziozkoa da.

Kuboa zeharkatzen duten ardatzen artean kontaktua dagoenez gainazal akabera N6 izango du eta gainontzean N9.

Kuboaren dimentsioak eta akabeerak hurrengo planoan deskribatzen dira: Br450-KU.

5.2.1.2.9. Beheko euskarria

Beheko euskarriaren materiala 7075T6 aluminio aleazioazkoa da.

Errodamenduen alojamenduen akabera N7-koa da eta gainontzeko gainazalarena N9. Lotura, torlojuen bitartez loturik dago kuboarekin.

Beheko euskarriaren dimentsioak eta ezaugarriak hurrengo planoan deskribatzen dira: BR450-BE.

5.2.1.2.10. Zorroa

Zorroan materiala 7075 T6 aluminio aleaziozkoa da.

Zorroaren akabaketa kontaktua dagoen lekuetan N6 da eta gainontzean N9.

Zorroaren dimentsioak eta ezaugarriak hurrengo planoan deskribatzen dira: BR450-ZO.

5.2.1.2.11. Osagai Komertzialak

5.2.1.2.11.1. Prerrotaziorako motorea

“Kocsis Technologies, INC” enpresaren produktuetatik “CMO-3081121-A aukeratu da. Proiektu honetan prerrotazioa gauzatzeko motor hau aurkitu da, pisu aldetik gutxi piztzen duelako 5kg eta 2250rpm-ko abiadura eta 20,34N-ko parearen ematen du. Hidraulikoa da eta engranaia Bendix erara engranatzen eta desengranatzen du.

5.2.1.2.11.2. Ponpa eta enbragea

“Spencer carter” enpresaren produktuetatik “1P PUMP/CLUTCH UNIT aukeratu da bere ezaugarriak direla eta. Ponpa eta enbrage funtzioak betetzen dituelako.

Autogiroko motoreak potentzia uhalen bidez ponpara transmititzen du prerrotazio mekanizmoa martxan jartzeko.

5.2.1.2.11.3. Errodamentuak

Erabili diren errodamentuak multzo honetarako bi motatakoak dira, guztira 7 errodamentu erabili dira, FAG etxeakoak hain zuzen.

Hauen kokapena eta dimentsioak BR450-MU planoan ikus daitezke. Hartutakoa DIN 720 eta DIN 5412 arauak betez, honako hau izango da.

- Teeter Standarena:

Errodamentu honek oso ondo jasaten dituzte karga axialak eta baita ere karga erradialak. Erabilitako errodamentuak FAG 31308A.A50.90.N11CA,(1,67kg).

DIN 720 arauaren arabera egongo dira dimentsionatuta eta kalkulatuta.

- Teeter block, kontrol barra eta beheko euskarria:

Errodamentu hauek denak berdinak dira. FAG katalogotik errodilo zilindrikodun NUP 2304ETVP2 aukeratu dira. Arcanol L186V grasa erabiliko da.

DIN 5412 araudiaren arabera egongo dira dimentsionatuta eta kalkulatuak.

5.2.1.2.11.4. ErastunaK

ARFISA enpresaren katalogotik aukeratu dira. Finkapen erastunak UNE 26075 (DIN 477)-ren arabera arautzen dira.

Erabilitako erastunak DIN472 araudia betez honakoak izango dira, ANILLOS ELASTICOS para agujeros.

5.2.1.2.11.5. Lotura elementuak

Elementuen artean loturak egiteko DIN 912, DIN 931 torlojuak erabiliko dira. DIN985 azkoinak eta DIN 125 zirindolak.

5.2.1.2.11.6. Errakorak eta entzufe arinak

ESTEHYN S.L enpresaren katalogotik aukeratu dira. BSP araudia eta NTP betetzen dituzte.

Entzufe arinak PDVI (ISO-A) arudia betetzen dute.

5.2.1.3.Orokortasunak

5.2.1.3.1. Betepen baldintzak

5.2.1.3.2.Gainazal akaberak

Pieza eta osagai bakoitzaren gainazal akaberak planoetan zehazten direnak izango dira. Inolako zehaztapenik erakusten duen edozein gainazal N9 gainazal akabera izango duela suposatuko da, UNE 1037-75 legeak zehazten duenaren arabera.

Ganazal akabera N6 edo txikiagoko baliodun pieza ororen control eta konprobaketa laborategian onartu behar da, bertan beharrezkoak diren azterketak egin ondoren.

5.2.1.3.3.Fabrikazio tolerantziak

Planoetako kotak momentu oro errespetatu dira fabrikazio prozesuan. Inolako aldaketarik proposatzen bada, proiektugilearekin adostu beharko da.

Dimensio libredun tolerantziek DIN 7168 arautegiaren arabera zehaztasun gradua izango dute.

Doiketa tolerantziarik ez duten zuloek H13 balioa jasoko dute. Ardatzei dagokionez, baliorik zehazten ez bada doiketa arloan j13 balorea hartuko dute.

5.2.1.4. Ejekuziozko baldintzak

-Ekipoa eta makinaria-

Proiektua burutu ahal izateko, erabili beharreko herramienta, makina eta ekipo guztiak, funtzionamendu egoera onean egon beharko dira, bete beharreko mantenimenduko arau guztiak betez. Era berean, neurketetarako eta makinaren kontrolerako beharrezko elementuak kalibratuak eta zertifikatuak izan beharko dute.

Proiektua burutuko duen kontrataturiko enpresak, proiektugileak prozesuen gaineko informazioa eskura izan dezan, prozesuen kontrol estadistikoen sistemaren bat izan beharko du. Langileen titulazio edo homologazioa, kasu bakoitzerako beharrezko operazioak burutzeko egokia dena izango da.

- Mekanizaketa-

Proiektu honetan, mekanizatu beharreko pieza guztiak aluminio aleaziozkoak dira, zeintzuen mekanizazio jarrera oso ona den. Aluminioarekin “mekanizaketa arina” deritzon mekanizaketa gauza daiteke, dituen propietate bereziak direla eta, eta hauengan mekanizazioan behar den indarra, altzairuaren herenaren ingurukoa izaten ohi da. Normalean, torneaketarako ez da likido errefrigeranterik behar, aluminio aleazioaren txirbilek duten eroankortasun termiko handia dela eta.

Haginaren altzairuaren motaren arabera, eraso-angeluak eta ebaketa abiadura desberdinak gomendatuko dira Al 7075 aleazioa mekanizatzeko. Prozedura orokorrean hurrengoak izango da:

- 1) Lehenik eta behin piezen geometria osoan zehar, tornuan aurrebukaerako arbastu bat egingo da, nahi den neurriengan eta hauek izan beharreko doitasunaren arabera distantzia jakin batean materialea soberan utziaz.
- 2) Baldin eta piezei tenplaketaren ondoren tentsioak deusezteko normalizazio tratamendua aplikatzen bazaie, hau egin ondoren piezak berriro ere tornuan sartuko dira azken akabera emateko, arbastuan utzitako gehiegizko materiala kentzeko piezari.
- 3) Gainazal kalitate hobea egon behar den tokietan, azken bukaera finagoa gauzatu beharko da, errodamenduen alojamenduetan adibidez.

- “Granallado” prozesua-

Baldin eta gainazaleko ezpurutasunak desegin nahi badira, zeina elementu aeronautikoetan oso garrantzitsua den, granallaketa prozesu bat aplikatu dakieke nahi

izan ezker mekanizaturiko elementuei. Piezen gainazalen kontra bidaliko diren elementu metalikoak (granalla) 80 m/s-tara bidaliko dira.

- Anodizazio prozesua-

Anodizazioa aplikatu beharko zaie elementuei azken tratamendu moduan, kanpoko elementu atmosferikoei aurre egiteko. Prozesu honen bitartez, gainazalean egoten den aluminio oxidoaren geruzaren lodiera handi daiteke. Aluminio aleazioa, horrela, anodizaketa gogor baten bitartez, kanpo eraso kimikoei aurre egiteko prestatuko da.

- Muntaketa-

Autojiroaren palen, errore buruaren eta prerrotazio mekanismoaren muntaia, pertsona biren artean gauzatu beharko da disko errorea bere pala eta balantzinarekin gainontzeko elementuei atxiki ahal izateko. Muntaia hasi aurretik lehenik eta behin, errore-burua osatzen duten elementu guztien garbiketa sakona burutu beharko da: Spindle ardatza, Jesus Bolt ardatza...

Ondoren errodamenduak aterako dira dagozkien enbalajeetatik eta beraien egoera aztertu beharko da garbitasunaren ikuspuntutik. Izaten duten estalki antioxidantea deusezteko, garbiketa burutu beharko zaie, baita ondoren lehorketa on bat ere. Errodamenduak, ondoren engrasatu egin beharko dira, euren hutsuneen arteko 30% -ko tartea utziz koipez bete gabe; baldintza hau ezinbestekoa delarik euren funtzionamendu egokirako.

Muntaia gauzatzean lehenengo eta behin, Spindle ardatza sartu beharko da, kontrol barran bere buruaren alojamendutik, ardatzaren azpiko parteak buruarentzako alojamenduarekin kontaktua izan arte; eta posizio horretan mantendu beharko da goitik estutu artean. Bestalde, errodamendu nagusia, Teeter Stand-ean alojatu beharko da, behar izan ezker mailu batekin, bien arteko finkapena finkoa baita. Behin, errodamendua sarturik denean, apoiatu daiteke kontrol barrak, errodamenduaren barneko eraztunarentzat duen apoiarako gainazalean.

Spindle ardatza goiko aldean estutu aurretik, zorroa sartu beharko da, errodamendu eta ardatzaren artean, alderdi bietatik finkapena finkoa delarik.

Behin zorroa bere posizioan dagoenean, eman dakioke Spindle ardatzari eta azkoinari dagozkien estutze eta aurreteinkatze pareak. M20-ko titaniozko berno honi zegokion estutze pareak 397,19 Nm –takoa zen, eta hau giltz dinamometriko batekin aplikatu beharko da. Aurreteinkaketa aldiz, 138.579,54 N-koa izan daiteke.

Egoera honetan, errodamenduaren kanpoko eraztunaren desplazamendua geratzen da norabide axialean mugatu gabe, eta horretarako Teeter Stand-aren gain estalki bat ezarriko da mugapen hori gauzatu ahal izateko. Estalki hau, M6-ko berno biren bitartez lotuko da Teeter Stand-era bere beheko aldetik.

Hau egin ondoren, Kontrol barrak dituen alojamenduetan errodamendu txikiak ezarriko dira, bat belarri bakoitzean, eta finkapen eraztunak ere sartuko dira euren alojamenduetan, errodamendua axialki ez desplazatzeko. Belarri bietan errodamenduak ezarri ondoren, kuboak eta zorro banatzaileak alineatuko dira errodamenduen zuloekin, bertatik Y ardatza deitutakoa pasatzeko. Errodamenduak despiezagarriak direnez, baldin eta arazoak ematen baditu ardatzak beraietan sartzeko (ajuste fijoaren ondorioz) eraztunak banaturik ere muntatu daitezke.

Behin Y ardatza sarturik dela, estutze pareak ezarriko zaio azkoin biren bitartez, kontrazkoina moduan jardungo direlarik hauek. Bernoari dagokion estutze-pareak, M20-koa izaki, 398 Nm-takoa da.

Modu beretsuan, muntatu behar da beheko euskarria ere, baina honen barnetik igarotzen den ardatza kuboaren beste zuloetik igaro behar da oraingotan, eta berno berdina izanik, estutze pare berdina emango zaio.

Disko errotorea muntatu ahal izateko, Teeter block-a eta balantzina elkartu behar dira lehenik, M8-ko berno lauren bitartez. Hauek, burua beheko aldean izango dute balantzinean, eta goiko aldean ezarriko dira azkoinen bitartez, 23,13-ko estutze parearekin.

Gero Teeter Block-ean ezarriko dira errodamenduak eta ixte eraztunak dagozkien alojamenduetan. Teeter Block-a eta Teeter Stand-aren dorreetako zuloak alineatu egin beharko dira ardatza sartu ahal izateko ondoren. Behin hau eginda eta bernoari beharrezko estutze pareak ezarrita jada palak balantzinari lotzea baino ez da geratuko.

-Mantenimendua-

Autojiroaren palen, errotore buruak eta prerrotazio mekanismoak ez du, inongo mantenimendu berezirik behar, soilik aldizkako berrikusketak egin beharko zaizkio, eta hegaldi denbora determinatu batzuen ondorioz, errodamenduak ordezkatu eta palak ere. Aldizkako errebisioetan kontrazkoinen estutzeak aztertuko dira eta azkoin autoblokanteak desmuntatzen diren bakoitzean berriztatuko dira.

-Errodamenduak-

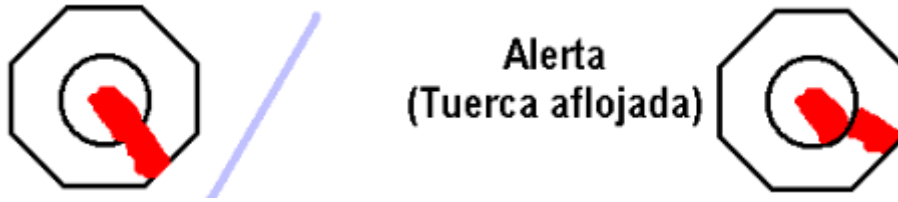
Errodamenduek kalkuluen arabera, 1500 h baino gehiagoko bizi-iraupena dute, eman daitezkeen hegaldi baldintza txarrenen menpe hegaldi konstantean dabiltzalarik. Halere, 1200 ordu eta gero aldatu egingo dira denak, baldin eta arinago zarata arraroak entzuten ez badira. Berkoipeztatzealdiak, teoriarik, handiagoak dira errodamenduen euren bizi-iraupena baino, beraz, printzipioz ez dira koipeztatu behar izango aldatu baino lehenago.

Errodamenduentzako koipea Arcanol L 186V-a izango da EP gehigarriekin osatzen dena. DIN 51825-ak arautzen ditu errodamenduen lubrikazio baldintzak.

-Azkoina eta bernoak-

Azkoina autoblokeantea, errodamendua desmuntatzen den bakoitzean berriztatuko da, behin askatu ondoren, gero ez baitu gehiago balioko.

Kontrazkoineri dagokienez, pintura plastiko gorritz, marka bat egingo zaie estuturik direnean, berno eta beraren arteko elkarguneari. Horrela, aldiro, berrikusketa egitean, berno eta azkoinaren pintura gorriaren markek alineaturik jarraitzen badute, estutze parek oraindik ondo ezarrita egongo da, baina horrela ez bada, azkoin hori aflojatuta dagoenaren adierazle da marka gorri hau.



5.1. Irudia

-Gainontzeko elementuak-

Balantzinean: Balantzina hegaldiko 30 orduro desmuntatu beharko da eta bere inspektzioa gauzatu. Ondo aztertu beharko da pala kokatzeko ezartzen diren zuloen egoera palak desmuntatzen diren aldiro. Ezingo dute, bernoaren zuloentzako diametroaren 0,2 mm baino handiagoko deformazioa izan.

Multzo errotorea: Multzoa hegaz eginda geroko 10 orduro aztertu beharko da, edozein bibrazio edota portaera anormalen aurrean arreta berezia jarriaz.

5.3. Baldintza ekonomiko administratiboak

Atal honek jabego eta kontratistaren arteko harreman ekonomikoak eta lan zuzendariak izango dituen ezaugarriak mugatuko ditu.

5.3.1. Proiektuaren zuzendaritza, agindu-liburua eta lanen erritmoa.

5.3.1.1. Saltzailearen zuzendari fakultatiboa tailerrean

1. Proiektatzaileak, proiektatzailearen lantegian lanak hasi baino lehen, proiektuaren zuzendari bat izendatuko du, derrigortuta egonik izendapena idatziz egitera, hala nola, egon daitekeen edozelako ordezkaketa, baina izendatutakoen oneritiz.

2. Proiektuaren zuzendariaren eginbeharrak ondorengoak dira:

- Agiriaren arabera, lanen burutzea.
- Lanen garapena eta aurrerakuntzak.
- Materialen eta ekipoen erabilpen egokia.
- Proiektu eremuko ordena/garbitasuna.
- Aurretik ikusi gabeko larrialdietarao neurrien hartzea.
- Inspekzioetan eroslearen pertsonalari harrera ona egitea.
- Erosleak eskatutako eta bi parteen artean akordiotutako informeen burutzea.
- Erosleak adierazitako ideiak bere pertsonalari helaraztea.
- Proiektatzailearen pertsonalaren eta bere subkontratista eta hornitzaileen diziplina.
- Segurtasun eta Higiene Normak betearaztea.
- Gertatutako istripuak erosleari esatea.
- Erosleari istripu aseguru etxeen dokumentu kreditatiboak eta asistentzia zentruen helbideak ematea.
- Saltzailearen eginbeharren betebeharra kreditatu pertsonalaren egoerari buruz “Legislación Laboral Vigente”-ari dagokionez.

Eta orokorrean, lanen garapenarekin erlazionaturik dagoen beharrezkoa egitea.

3. Proiektuaren zuzendariaren edo bere ordezkorena izango da baita ere erosleari proiektatzaile eta azpikontrata edo hornitzaileen arten ager daitezkeen lana arazozen berri ematea.

5.3.1.2. Eroslearen bitartekaria tailerrean

1. Erosleak bitartekari bat aukeratuko du, hauek izanik bere eginbeharrak:

- Proiektu, neurketa eta instalazioen eraiketa egokia zaintzea eta konprobatzea.
- Proiektuan zehar gerta daitezkeen arazo teknikoak konpontzea.

- Birplanteamenduetara joan eta dagozkien aktak sinatu.
- Eroslea proiektatzailearen aurrean errepresentatu, zeineri eroslearen aginduak adieraziko dizkion eta zeinen adierazpenak jasoko dituen.
- Hileroko lanen aurkezpen puntualak proiektatzaileari eskatu.
- Egindako proiektuaren hileroko egiaztapenak bisatu.
- Makinen eta ekipoen hornikuntza gainbegiratu.
- Funtzionamendu probak jarraitu.
- Segurtasun eta Higiene Normen betekizun zentzuduna eskatzea (Lantegiaren “ Jefatura de Seguridad e Higiene”-ren laguntzaz).
- Proiektatzailearen pertsonalaren eta bere Subkontratista eta Honitzaileen konportamendua zaindu.
- Azpikontrataturako enpresa ezberdinen pertsonalen arteko erlazioak koordinatu.

Eta orokorrean, proiektuak eta prestakuntzak ordenean burutzeko egin beharrekoa egin.

Eroslearen bitartekaria proiektuan, arestian aipaturako helburuei dagokionez, agiri honen klausula eta eskakizunen interpretatzailea izango da, proiektatzailea lanen garapenean agertutako arazoetarako berari zuzenduz.

5.3.2. Planifikazioa

1. Esleipendunak, 15 egunetako epe batetan, gutxienez, ondorengo etapetarako, erabakitako daten aipamena ageriko den eskurapenen plan zehaztu bat aurkeztu beharko du:

- Planifikazioa
- Pilaketa
- Eraikuntza
- Aurremuntia

- Probak
- Entrega

Plangintza honen entregaren atzerapenak, materialen entrega atzerapen bezala kontsideratuko dira.

2. Bezeroaren arabera, esleipendunak jarraituriko bide eta erritmoak, entregetako aurreikuspen atzerapenen bat gogorki zuzenesten badute, idatziz adieraziko da eta 15 egunetako epe batetan aipaturikoetan aldeko aldaketarik ez bada somatzen, adjudikazioa erabat edo partzialki deuzetu daiteke, bere kargura inolako ondorio ekonomikorik gabe.

3. Baimenduko diren burutapen epeak, adjudikzio eskutitzan adierazitakoak izango dira. Epe horiengan ondorengo kantitateko zigorak jarriko dira:

- Lehenengo astearen aurrerapen edo atzerapen osoarengatik.. balio osoren %0.5
- Bigarren astearengatik balio osoren %1.0
- Hirugarren astearengatik balio osoaren %2.0
- Laugarren astearengatik balio osoaren %3.0

Epe honetatik aurrera, zigor maximoa jarriko da, %7koa hain zuzen ere, bezeroak, lehenengo aukera ematen baldin bada, esleipendunaren tailerretik, beharrezko ikusten dituen elementuen zatia har dezake. Harturiko elementuen zati hori, eskaerari dagokiona izango da, prosezaturik, adjudikazioaren balio eta pisu totaletik ateratzen den kg-ko prezio unitariora ongarriz eta jarritako penalizazio totala deskontatuz.

4. Adjudikatariorarengatik eskatuak izan diren datetatik aurrera, bezeroak eman behar dituen elementuen entrega atzerapenak, entrega epeari gehituak bezala hartuko dira, erabakitako burutapen erritmoari kalte egiten diola egiaztatzen den bakoitzean.

Dena den, entregei baldintzatuta dauden ordainketa partzialak, atzerapen baliokideak jasango dituzte, zeinak esleipendunak eginiko haien bikoitza izango diren.

5. Elementuen errepikapena eta berposizioa, ezingo da atzerapen zuzenetsiaren zergatitzat hartu.

6. Esleipendunak, bezeroaren lantegian, bilketen etorrera eta zabalkuntza momentuan, bertan egongo den delegatu pertsona bat izendatu beharko du, aipaturiko hau betetzen ez bada, ulertzen da, bai funtzio eta erresponsabilitate guztiak bezeroaren esku geratzen direla.

7. Materialen kalitatea, mekanizatua, muntaia eta burutapen plana, aldian-aldian, bezeroaren delegatu pertsonalarengatik berrikusiak izango dira. Ikuskaritza hauek, normalean, aurretik abisatuak edo eraikuntzaren epearen barnean proposatuak izango dira, posiblea den denborarik laburrenean burutuak izan daitezken. Bestalde, aurretiko abisu gabe burutu daitezkeen baimen hauengatik esleipendunak ez du erreklamatzeko aukerarik izango.

5.3.3. Ordainketa

1. Ordinketa partzialak:

- 90 egunetako jiro batez, totalaren %10 eskaerari
- 90 egunetako jiro batez, totalaren %15 pilaketaren baieztapenari
- 90 egunetako jiro batez, totalaren %20 entrega eta probei
- 180 egunetako jiro batez, behin behineko harreratik totalaren %20
- 270 egunetako jiro batez, behin behineko harreratik totalaren %20
- Entregatik 9 hilabetetara 90 egunetako jiro batez, gainontzeko %15 berme bezala.

2. Ordainketa bakoitzerako onartua izan beharko den faktura egokia aurkeztu beharko da.

3. Azken bi urtetan banku negoziazioen bidez eta dagokion entitatearen bidean sorturiko gastu finantzieroak, bezeroaren esku egongo dira.

4. Jiroen onarpenak ez du behin betirako hornikuntzaren onarpena tartekatzen.

5. %15eko bermedun azken ordainketa, entregako 9 hilebeteetararte ezin daitekena onartua izan, aldagai gisa izan daiteke, onapena aurkeztuz eta balio berdineko bankuko fidantza batez ordezkatur.

6. Gainontzeko klausula komertzialentzako, ondorengo baldintza agirira joko da.

5.3.4. Harrera

1. Planu edo dokumentuetan adierazitakoa eta elementu errearen ezberdintasunak aurkituz gero, hau arbuiatua izango da, esleipendunak aldatu edo indartu behar izanez, aipaturiko hauek dakartzaten gastu guztiak ere bere kargu izango direlarik.

2. Esleipendunak, erabiliko diren materialen eta eraikiriko elementuen probak, entsailuak eta konprobaketak burutzeko aukera ezberdinak emango ditu, bezeroaren esku, izan ditzakeen beharrezko informazio eta aukera ezberdinak utziz.

3. Esleipenduna ezingo da kexatu bezeroak entsailuetarako aukeratu dituen ordezkarietatik, ezta persona aldaketarik eskatu ere.

4. Zehaztapenen baldintzen agirian aipaturikoarekin erlazioan dauden akatsak aurkituz gero, bezeroarentzako onargarriak izango direnak, azken honek, akatsdun material edo elementu hoi onarpena esleipendunari proposa diezaiokete, egoki ikus dezakeen beharpenarekin.

Esleipenduna ez badago ados, akatsdun elementu edo materialen berposizio edo bereraikuntza burutzera behartuta egongo da.

5. Esleipendunaren eskaeratik 10 egunen buruan egiten den konjuntuaren burutapena bukatzean, behin behineko harrera burutuko da, honetarako azken honen eta baita bezeroaren ordezkariak aurkeztu behar direlarik.

6. Eskuraturiko materialen akatsak aurkituz gero, babespen akatsak, estaldura edo bukaerak, bezeroak akats hoi zuzenketa bermearen barruan sar dezake.

5.3.5. Entrega

1. Behin, autojiro buruarekin burutu diren proba guztiak gaindituta, eramango da beharrezko garraio bidez nahi izan ezker, instalazioa gauzatu behar den lekura.
2. Errotore-burua beharrezko ikusi diren proba eta entsegu guztiak egin ondoren entregatuko da.
3. Errotore-buruaren instalazioa eta martxan jartzea, enpresa fabrikatzaileko pertsonalaren esku egongo da. Behin operazio hauek ongi burututa, bezeroak 30 egunetarako proba dezake. Behin epe hau bukatuta, errotore burua, bezeroaren esku geratuko da, azken hau, ematen zaion erabileraren arduraduna izango delarik.
4. Kamioi, kotxez edo trenez burutzen diren garraioak, arriskutsuak izango dira, kurbetan hartzen duten inklinazioarengatik. Eskuan eramaten bada ere, kontuz eduki beharko da kolpeak ematearekin.
5. Errotore-buruaren instalazioa eta martxan jartzea burututa daudenean bukatzen da enpresa egilearen betebeharra, makina jabegoaren ardura izatera pasatzen delarik. Hala ere bezeroak eskatuz gero edozein arazotarako zerbitzu teknikoa prest izango da.

5.3.6. Komertzializazioa

1. Kontrataturiko prezioez gain, administrazioaz fakturatu behar den edozein lan, aurretik bezeroarengatik onartua izan beharko da, azken honi idatziz proposatuko zaiolarik.
2. Behin eskaintza onartuta, zehaztapenaren totalari dagokiona dela ulertzen da eta esleipendunak ezingo du prezioaren aldaketarik eskatu neurketetako hutsegiteengatik, bakarrik, bezeroak berak eskatzen baldin badu.
3. Jiroen bidez burutzen diren kobroentzako, debekatuta egongo da hauen zirkulazioa, dagokion faktura onartua eta esleipendunari adostasuna heldu arte.
4. Adjudikazio hau burutzeko beharreko prezioak izango dira, errebizioa barne ez dagoelarik eta beraiengan Balio Erantsiaren gaineko Zerga (B.E.Z) bakarrik esle daiteke. Artikulu honen ezaguera, bezeroak gaindituriko aurrekontuez gain gastu gehiago ez edukitzea izango da.

5. Neurketen, entsailuen eta ikasketen gastuak, eskatzen duenaren kargu egongo dira, salbu bezero eta esleipendunaren arteko ezadostasunagatik sortua bada, kasu honetan, hutsegitea defenditu duenaren kargu izango da.

6. Esleipendunak ezingo du, gastuen gehikuntza bat suposatuko duen lan edo aldaketarik burutu, bezeroaren idatzizko baimenik gabe.

7. Adjudikazioaren prezioek, ondorengo hauek biltzen ditu:

- Pilaketa
- Eraikuntza
- Aurremuntak
- Probak
- Elementuen eta azalduko organuen bidalketarako desmuntak.

8. Hornituriko ekipoen bahitura epea, esleipendunaren tailerretan entrega datatik 12 hilabetetako izango da. Behin epe hau bukatuta, azken harrera egingo da, agiri egokia altxatuz eta beraz, bermearen atxikitzea ongarriz, edo bestela, bera eta zigor edo beherapenen arteko ezberdintasuna.

9. Aurreko puntuan aipatzen den bermeak, planu eta zehaztapenetan erabakita dagoen bezala, burutapeneko akatsak izan dituzte edozein pieza zein elementuren lana eta berposizioa barneratzen ditu.

Era berean, bermearen barnean doaineko aholkuak ere sartuko dira, bezeroak eskatzen duen muntai edo eraikuntzetan.

10. Esleipendunaren tailerretan burutuko diren entregaren aurretiko probak, adjudikazioaren barnean egongo dira.

Martxan jartzeko momenturako, bezeroak esleipendunaren etortzea eskatzen badu, dagokion pertsonala banandurik fakturatu beharko du, adjudikazioaren momentutik 30 egunetako epe batetan entregatu beharko dena eta esleipendunak ezingo du erreklamaziorik egin, pertsonalaren eskaera gutxienez 15 egunetako aurrerapenarekin burutzen denean.

11. Baldintzen agiri honetan sorturiko gauzatzeak, interpretazioak eta erabilpenen ezberdintasun guztiak, arbitraje erregimen batetatik pasatu beharko dira, ondoren likidazio espedientetik pasatuz, lanaren bukaera baino beranduagoko akta batetara ailegatuz, non bezeroak likidazioaren zifra proposatuko duen.

12. Arbitrajea gehiengo simplez burutuko da aukeraturiko 3 osagaien artean: bat esleipendunarengatik, beste bat bezeroarengatik eta hirugarren bat proposaturiko lauren artetik edo zati bakoitzeko bina harturik eta beraietatik aukeratuz.

13. Derrigorrezko sorburuak direla medio, parte biei, inbentariatu daitekeen material guztien abonoarekin, adjudikazioa deuzestatzera behartuko zaie (eskaeraren barnean), adjudikazioarengatik erabakitako prezio unitariora, erabakia bezeroarengatik hartua denean edo zenbatekoaren %80, erabakia esleipendunarengatik hartua denean.

14. Agiri honen klausularen bat askotan betetzen ez bada, bezeroari kalte egingo diona, azken honek, zenbateko osoaren %0.5 edo gehienbat %5eko zigorra jartzeko baimena izango du.

5.3.7. Agerkizunak eta kexak

1. Lanak hasten direnetik bukaerararte, kontratistak edo berak aukeratutako bitartekari bat, lanak egiten diren hurbileko puntu batean egon beharko du eta ezin izango du hortik alde egin proiektuaren zuzendariari adierazi gabe eta bere ordeztze zeinek eramango dituen bere funtzioak esanez.

2. Kontratarentzat derrigorrezkoa izango da instalazioaren eraiketa egokirako beharrezkoa dena egitea, nahiz eta baldintza teknikoen agirian ez adierazi. Hala ere, proiektuaren zuzendariak burutuko du eta proiektu eta egite motatarako aurrekontuak zehaztutako mugen barnean.

3. Proiektu zuzendariaren bidez emandako aginduen kontra, kontratistak egin nahi dituen agerkizunak Jabearen aurrean egin ditzake soilik, hauek ekonomikoak badira, eta dagokion baldintza teknikoen agirian adierazitako baldintzen arabera. Agerkizunak teknikoak edo fakultatiboak badira, ez dira onartuko.

5.3.8. Proiektuaren hasiera. Lanen garapenaren erritmoa

1. Kontratastak kontratuan adierazitako datan hasiko ditu lanak, markatutako mugaren barruan bukatzeko garatuko direlarik.

2. Derrigorrez eta idatziz, kontratastak zuzendari teknikoari lanen hasiera adieraziko dio, hasiera baino 24 ordu lehenago.

3. Orokorrean, lanen egitearen ordena kontrataren egin beharra izaten da, Zuzendari Teknikoaren edozein erabaki fakultatibo edo tekniko salbu.

4. Kontratastarena ez den arazo batengatik ezin baditu lanak erabakitako datan hasi eta proiektuaren zuzendariaren oniritziz, kontrataren buruketarako luzapen proportzionala eskainiko zaio. Honetarako kontratastak hasieraren atzerapenaren eta lanen ez gauzatzearen arrazoia idatziz adieraziko dizkio proiektuaren zuzendariari.

5.3.9. Lanak burutzeko baldintza orokorrak

Lan guztiak, kontratarentzako oinarri izan den proiektuari loturik egongo dira, aurretik aprobaturako aldaketen arabera eta bere erresponsabilitate eta idatziz proiektuaren zuzendaria kontratastari emandako aginduen arabera, burutuko dira.

5.3.10. Adjudikazioa eta instalazioaren abonua

1. Proiektuaren abonua neurketa kontrataren prezioekin egingo da. Hileroko egiaztapenak luzatuko dira prezioaren %90-a ordainduz eta %10-a garantia bezala gordez, proiektuaren behin-behineko ematea egiterakoan emango delarik. Denborahonetan zehar, gertatutako akatsak kontratastaren kargu izango dira. Kontratastak proiektuaren zuzendariari hileroko likidazioa xehetasunez aurkeztu behar izango dira.

2. Zuzendaritzak konkurtsoa desertu uzteko, edo prezioen arabera nahi duena aukeratzeko eskubidea izango du, kontraten prezioak aldatzen direlarik.

Kontratu honetan erabiltzen diren material guztiak kontratistaren esku egongo dira. Ez dira onartuko ez letra txikiak ezta oharrak proposamenean, hori dela eta, baldintza teknikoek agiri honek bakarrik balio izango du.

Kontrataren prezio unitarioetan, proiekturen bukaerarainoko eta lanen gastuak suposatzen dira.

3. Kontratatik bere proposamenean materialen hornikuntza baieztatuko du, horrela, materialak berandu heltzea eta materialen falta ez da arrazoia izango proiektuaren atzerapenerako.

4. Aurretik ez ikusitako prezio bereziren bat balego, idatzitako kontratu berezizat hartuko litzateke, bertan prezioa edo burutzeko prezioak adieraziz. Horrela egingo ez balitz, kontratista derrigortuta dago lan horiek proiektuaren zuzendariak finkatutako prezio unitateetan egitea.

5. Kontrataren prezio unitateetatik enkargatuaren parte proportzionala, edozelako zergak, karga sozialak, garraioak, eskulana, materialak, zergak, bizitza aseguruak, administrazioa, etab... kenduko dira.

6. Egindako eta kontratuzko prezioez neurtutako lanak bakarrik onartuko dira.

7. Benetako eskubideak, tinbre edo beste zergarik, guzti horiek, kontratistaren esku lirateke.

8. Goi mailako ofizialak soilik onartuko dira, baina honetarako eskubideak izateko, kontratatik argitasun osoz deskonposatutako prezioak aurkeztuko ditu. Proposamena egin aurretik baldintza hauek erne irakurtzea eskatzen da.

9. Muga elektrikoak baleude, kontratatik bere kabuz konponduko ditu, prezioen aldaketarik gabe eta proiektuaren atzerapenik gabe.

10. Eraiketan parte hartuko duten materialen kalitatea lehenengo mailakoa izango da. Horrela, proiektu zuzendariaren iritziz, eskatutako baldintza gutxienezko baldintzak betetzen ez duten materialak aldatuko dira.

11. Aurrekontua prezio unitatea eta batera doan neurri-orrialdea kontutan hartuz prestatuko da. Kontratatik aurrekontua eta baldintza teknikoek agiri sinatuko ditu, proposamenarekin batera emango dituelarik.

12. Proiektu zuzendariak, lanetan ager daitezkeen arazoak aurreikusirik, lan hauek proiektutik ken ditzake. Horretarako, kontratistari ez dio indemnitaziorako eskubiderik emango, lehen esan bezala, kontratistaren prezio unitateak mantenduko dira egingo den edozelako lanetarako; gainera, zuzendaritzek nahi dituen partidak ken ditzake.

Proiektu zuzendariak aurrekontuan nahi dituen zuzenketak gehi ditzake, kontratistak onartu behar dituelarik.

13. Kontribuzio industrialara ere kontratistari dagokio, kontsumo eta irizpideak, guzti hauek proposamen guztien barnean daudela suposatzen delarik.

14. Kontratistak lan istripuen legeetan ager daitezkeen prezeptu, puntu, sorospena... betetzera derrigortuta dago. Prezeptu bezala dauden egunetan ezin izango da lanik egin.

15. Kontratistaren esku egongo dira proiektua egiteko beharrezkoak diren laguntzak eskuratzea, jabea hauen erantzule izango ez delarik.

5.3.11. Zuzendari teknikoaren ahalmen orokorra.

Arestian aipatutako ahalmenaz gain, zuzendaritzaren erantzunkizuna eta lanen zaintza proiektu zuzendariarenak izango dira, edo bere bitartekariarena, aginte tekniko eta legal osoz, baldintza teknikoen agirian adierazten den moduan.

5.3.12. Bermearen baldintza orokorrak

1. Produktu honen probako 30 egunak pasa ondoren 6 hilabetetako epe barruan, enpresa fabrikatzaileak, fabrikazio arrazoiengatik akatsak dituzten piezak konpondu edo birjarriko ditu.

2. Kasu honetan teknikoen desplazamendua, ordezkioak eta eskulanak, bezeroarentzat guztiz doahinik izango dira.

3. Behin aipaturiko 6 hilabeteak igarotzean eta erosketa datatik urte beteko epea bukatu arte, doaintasuna, ordezkioentzako bakarrik izango da.

4. Berme honetatik kanpo edo profilagailua, enpresa fabrikatzailearengatik baimendurik ez den pertsonal tekniko batengatik manipulatua izan den kasuetan. Kasu hauetan kosto totala bezeroaren esku egongo da.

5. Proiektatzaileak instalazioaren funtzionamendu egokia eta materialen kalitatea garantizatuko du, instalazioa egunero 24 orduz funtzionatzen duenean, martxan jartzeko probak bukatu ondoren edo 18 hilabetez instalazioa lantegian eman ondoren, garantia epearen hasieraren atzerapena Proiektatzailearen errua ez da izango.

6. Proiektatzailearen erantzunkizun bakarra elementuen konponketa edo/eta hornikuntza izango da hau garantia epe barnean gertatzen denean, bai diseinu akatsagatik, bai eskulanagatik, bai materialengatik. proiektatzailea konponketak ahalik eta epe laburrenean egitera konprometitzen da.

7. Proiektatzaileak “Acta de Recepción Provisional”-a sinatzerakoan, erosleari, instalazioaren kontraktual totalaren %10-a balio duen abal bankarioa emango dio, behin-behineko jasotzea urte batean zehar. Epe hau igarotzerakoan behin-betiko jasotzea sinatuko du bere eginbeharretatik aske geratuz.

5.3.13. Patenteak, lizentziak eta markak

Proiektatzaileak ingenieria, lizentziak, patenteak, edo beste konpainia baten metodoak erabili ahal izateko, dagozkion baimenak edukitzea behar izango du eta erosleari erakutsi, honek beharrezkoa dela pentsatzen badu.

5.3.14. Sekretu profesionala

1. Proiektatzaileak eroslearen ustetan informazio konfidentziala jasoko balu azken honek horrela jakin eraziko dio.

2. Proiektatzaileak ezin izango du bere edukiera beste pertsoneri zabaldu eroslearen idatzizko baimenik gabe.

3. Berdin gertatzen da proiektatzaileak erosleari emango dion informazio tekniko konfidentzialekin.

5.3.15. Erantzunkizuna

-Extrakontraktualak-

Proiektatzaileak berak, sortutako kalte zuzenean edo pertsoneri egindako kalteen erantzunle izango da.

-Kontraktualak-

Kontratua ez betetzeagatik sortutako kalteek direla eta, instalazioaren prezio totalren %10-ren, gehienez, erantzunle izango da. Portzentai honetan, agiri honetan adierazitako zigorrak adierazten direlarik.

5.3.16. Lanen eta proiektuen zenbatekoa

1. "Baldintza Ekonomiko Orokor" hauek direla eta, kontratistak egindako lan guztien zenbatekoa jaso behar du hauek, instalazioa eta proiektua egiteko, proiektu eta baldintza orokor eta berezkoen arabera, burutu direnean.

2. Proiektu zuzendariak emandako agindu orriak, kontrataren baldintzen eta proiektuaren dokumentuaren arabera kontratistak egindako lan guztien zenbateko totala jasoko du prezioa aprobatutako aurrekontuaren barnean dagoenean.

3. Lanak lehiaketan eman badira, proiektuaren aurrekontuan agertzen diren prezioak oinarritzat erabiliko dira, lehen aipatu diren ofertarako baldintza berdinekin eta azkeneko emaitzari kontratarako portzentai proportzionala gehituko zaio.

5.3.17. Kontratuko prezioak

5.3.17.1. Kontraesanezko prezioak

1. Kontratuan agertzen ez diren proiektuaren prezio unitateak, lanen eskulana, materialeak... Proiektu zuzendariak eta kontratista edo bere bitartekariaren bidez

kontraesanekin finkatuko dira. Kontratistak deskonposatuta aurkeztuko ditu, beharrezko baldintza izanik hauek aurkeztea eta onartzea dagozkien lanak hasi aurretik.

2. Horrela erabakitako prezioak akordatu ondoren, aktak egingo dira eta hirurak sinatu: proiektu zuzendaria, jabea eta kontratista edo bere bitartekaria/k.

5.3.17.2. Erreklamazioak

1. Kontratua sinatu aurretik kontratistari dagokion erreklamazioa edo azalpenak egin ez baditu, ezin izango du ondoren inolako prezio igoerarik eskatu.

2. Proiektuaren gainean memorian egindako adierazpenetan ezin izango du inolako erreklamaziorik egin honek ez bait du kontratu izaerarik.

3. Material, aurrekontuetako kalkuluetan, proiektuaren unitateetan... agertutako akatsak direla eta, prezio aldaketa egon ezker, hauek proiektua irauten duen bitartean zuzen daitezke eta ez dira izango kontratua apurtzeko arrazoia.

5.3.17.3. Prezioen gainbegiratzea

1. Garai desberdinen aldakortasuna eta pisu soziala dela eta, eskulan eta materialaren prezioa alda daiteke. Hori dela eta, kontratatutako prezioen gainbegiratzea egin daiteke. Horrela, kontratistak jabeari, gorako gainbegiratzea denean, eska diezaioke. Biek batera prezio berriaren finkapena egingo dute lana hasi edo jarraitu baino lehenago.

2. Jabea edo proiektu zuzendaria ez badago ados kontratistak proposatutako prezioen proposamenarekin, lehenengoak eskubidea dauka eta bigarrena derrigorututa dago onartzera materialeak, garraioak... kontratistak eskatutako prezioak baino txikiagotan hartzera, Jabeak eskatutakoaren arabera.

5.3.17.4. Isunak

-Ekipoen hornikuntza-

Proiektatzailea instalazioa ematerakoan atzeratzen bada, honek erosleari instalazioaren prezio totalaren %0.5-a ordainduko dio izun bezala eta aste beteko atzerapen bakoitzarengatik izuna %5-era, gehienez, helduko da, hau ordainketari kenduko zaiolarik.

-Garantia teknikoak-

1. Proiektatzaileak garatia teknologikoak ez betetzeagatik, erosleari, gehienenez, prezio totalaren %7-a ordainduko dio, hau ordainketari kenduko zaiolarik.
2. Hala ere, akatsak direla eta proiektatzaileak egindako ordainketagatik erosleak instalazioa onartuko du eta behin-behineko harrera akta sinatuko du.
3. Proiektatzailearen aldetik gertatutako akatsak erosleari buruauste handiak ematen badizkio, honek Agiriaren erabakia aukera dezake.

-Isun maximoak-

1. Proiektatzaileak arestian aipatutako apartatuak ez betetzeagatik erosleak aplikatu diezaiokeen izun maximoa ez da prezio totalaren %10-a baino handiagoa izango.
2. Aipatutako indeminizazioek, proiektatzaileari gerta diezakiokeen kalteetaik aske utz diezaioke.
3. Klausula honetan aipatutako indeminizazioek ez dute baliorik izango erosleak ez baditu agirian aipatutako eginbeharrak betetzen.

5.3.17.5. Indeminizazioak

Kontratastak ez du galeren arrazoi, akats edo lanean gertatutako arazoengatik indeminizazioetarako eskubiderik izango, baizik indarreko arrazoiengatik, hala nola:

- elektrizitate atmosferikoengatik sortutako suteak

- lurrikarak edo itsasikaragatik gertatutako kalteak
- haize, marea edo ibaien igoragatik sortutakoak, herrialdean aurreikus daitezkeenak baino handiagoak eta kontratistaren aldetik ahal ziren neurri guztiak hartu dituenean, kalteak ez gertatzeko edo gutxiagotzeko.
- lanak egiten diren lurraldeko mugimenduak
- guda, mugimendu popularrak, armatuak, lapurretak... direla eta gertatutakoak.

5.3.17.6. Aseguruak

-Agiriko instalazioen kalteak-

Agiri honetako instalazioek jasan dezaketen kalteei estaldura erosleari garantizatzeko proiektatzaileak beharrezko aseguruak indarrean mantenduko ditu, lanen egitetik erosleari kalteen transmisiorarte.

-Ondasun kalteak-

Proiektatzailea lanak eta probak burutu bitartean eta erosleari kalteen transmisiorarte sor daitezkeen arriskuetatik salbu geratzeko dagokion aseguru indarrean mantenduko du, prezio totalagatik eta 3 mila euro bitarteko, gehienez, ordaindu arte.

-Aseguruen baldintza orokorrak-

1. Proiektatzailea Agiria egiteko beharrezko hornikuntza eta lanen erantzunle izango da, erantzunkizun hau, hornitzaile, laguntzaile eta subkontrata bakoitzarena

izango da, proiektatzaile banandua bezala, aseguru etxearen subragaziorako eskubiderik gabe.

2. Proiektatzaileak aurreko apartatuei dagozkien aseguruaren polizak dituela kreditatuko du beraien kopia bana emanaz eta primen ordainketaren ezaguera duela justifikatuko du ordainagiriaren kopiaren bidez.

3. Aseguru etheen aukeraketa erosle eta proiektatzailearen arteko akordioa izango da, azken honek agiriaren aurretiko dataz kaltea poliza batekin estalita baleuka salbu.

5.3.18. Baldintza legalak

5.3.18.1. Arbitraia

1. Parteen artean gertatutako kuestio eta ezberdintasunak, interpretazioz edo/eta Agiri honen ezbetetzeagatik arbitraiaz konponduko dira. “Ley de 22 de diciembre de 1953” legearen arabera eta Madrilen bi parteen derrigorrezko epaiaz.

2. Arbitraia ekonomikoa bada, arbitroen erabakiz, zordunak, zor duen kantitateaz aparte, urtero %12-ko interesak ordaindu beharko ditu, ordainketa egin beharreko datatik hasita. Erabaki arbitralak ordainketa egiteko baldintzak adieraziko ditu.

3. Klausula honetan adierazitako arbitraia agiri honen testuan izango da eta “Ex aequo et bon” sentzuan izango du oinarri.

5.3.18.2. Legeria eta foruak

Agiri honen kausaz sortutako erlazio juridikoak “Legislación Española común”ean aipatuko da.

5.3.18.3. Laboral eta segurtasun sozial arloko egin behar orokorrak

1. Proiektatzaileak “Seguridad Sociala”-ri egindako ordainketak justifikatuko ditu lanak hasi baino lehen.

2. “Circular nº 2/71 de la Subsecretaría del Ministerio de Industria”-n agertu bésala, Proiektatzailea bere pertsonalaren erantzunle zuzena izango da eta batez ere, hauek “Reglamentos de Seguridad” , “Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el trabajo” eta “Reglamento de Policía Minera y Metalurgia” ezbetetzearen erantzunle, hauek eragin dezaketen izunak edo zigorrak onartuz.

3. Proiektatzailea, “Delegaciones Provinciales de Trabajo, Industria y Energía” Osakidetza eta “Seguridad Social y Gabinete Técnico Provincial y de Seguridad e Higiene” bezalako erakundeekin zuzen erlazionaturik egon behar du.

5.3.18.4. Segurtasuna eta higiena lanean

1. “Ley de contratos de trabajo” legean adierazitakora, eta gainera “Accidentes de Trabajo” “Subsidio Familiar”, “Seguros Sociales”, “Seguridad e Higiene en el trabajo” eta segurtasun laborala izaerako dispozizioeara hertsiki derrigortuta dago kontratista.

2. Proiektatzailea legeak eskatutako neurriak hartzera derrigortuta dago, operarioek istripuak jasateko aukera izan ez dezaten.

3. Kontratista, legeak esandakoa ez betetzeagatik, gerta daitezkeen istripuen erantzunle izango da edo bere bitartekaria, zeinen dispozizio legalak betetzeko, hauek, kontratatutako prezioen barnean daude.

5.3.18.5. Kontrolatu ezineko kasuak

1. Gehiengo indarra Agiri honen parte ez diren gertakizunen multzo bezala ezagutzen da eta aurreikusi ez daitezkeenak edo aurreikusten badira, ezin direnak sahiestu eta kontratua bete ondoren gertatzen direnak eta eginbeharren kunplitzea galerazten dutenak. Adibidez: uholdeak, suteak, lurrikarak, gudak etab...

2. Bi parteek agiria balio gabe utz dezakete arestian aipatutako arazoren bat 6 hilabete baino gehiago irauten duenean.

5.3.18.6. Erosleak egindako lanen etenaldiak

1. Proiektatzailearen gain ez dauden arrazoi garrantzitsuek erosleari proiektua gelditzeko eskubidea emango diote. Etenaldiaren iraupena proiektatzaile eta Eroslearen artean akordatuko da.

2. Larrialdiko arrazoiez, etenaldi tenporalaren agindua erosleak edo bere bitartekariak proiektatzaileari hitzez esango dio. Hala ere, agindu hau 48 orduko baino

epe laburragoan idatziz baieztatuko da. Idazki honetan lanen etenaldiaren data eta ordua eta hauen hasieraren adierazpena agertuko da.

3. Proiektatzailearen arrazoiak direla eta, erosleak ezin izango du etenaldi tenporala agindu.

4. Eroslearen arrazoiak lanen etenaldi tenporala eragiten badute, honek Proiektatzaileari dagokion diru saria emango dio. Erosleak ez du proiektatzaileari diru saririk emango honek jasandako kalte ez zuzenengatik.

5. Apartatu honetan gehiengo Indarra bezala kontsideratzen ez diren arrazoiak sartuko dira.

5.3.18.7. Erabakia

1. Agiri honetan adierazten diren baldintzen ezbetetzeak, “Artículo 1.124 del Código Civil” aren arabera, dagokion erabakitako akzioa eragingo du bere eginbeharrak egin dituenari.

2. Proiektatzailearen aldeko akzioak, erosleari derrigortzen dio proiektatzaileak egindako inbertsioak ordaintzera. Bukatutako instalazioen parteak agiriaren prezioen arabera ordainduko dira.

3. Erosleak, leen aipatutako zenbatekoa ordaintzeaz gain, diru sari modura agiriaren balioaren %5-a ordainduko dio sortutako kalte eta interesen abono moduan.

4. Erosleak erabakitako akzioaren hartzaile denaren kasuan, kalteen ordainketarako eta interesen abonoagatik, klausula honen arabera, erosleari, erabakitako prezio totalaren %10, gehienez dagokio.

5. Agiri honetan, agertzen ez den arrazoi bati badagokio erabakitako akzioa, indemnizazio maximoak agiriaren prezio totalaren %5-a litzateke.

5.3.18.8. Efektibotasuna

Agiriak efektibotasuna hartuko du, hau sinatzerakoan, zeinen puntuetan parteak sinatzen duten eta berresten diren.

Bilbon, 2015ko Ekainaren 18an

Graduko Ingeniaria

Jon Odriozola Bilbao

72586477H

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

6. DOKUMENTUA: AURREKONTUA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIOZOLA BILBAO

SIN..:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

AURKIBIDEA

6.1. Prezio koadroa	4/6
6.2. Aurrekontu partzialak	10/6
6.2.1. Lehengaien eta fabrikazio aurrekontua	10/6
6.2.2. Egitearen aurrekontua.....	10/6
6.3. Aurrekontu guztira.....	12/6

6. DOKUMENTUA: AURREKONTUAK

6.1. Prezio koadroak

1. Kapituluak: Lehengaiak

Kodea	Izendapena	Materiala	Unit.	Kg	Prezioa	Guztira
1	Mekanizatu beharreko elementuen materiala	EN AW 7075 T6	1	25	6,2	155
2	Estrusiorako xafla	EN AW 6061 T6	1	50	6	300
3	Mekanizatu beharreko elementuen material	St 50	1	2,5	3,5	8,75
Guztira						463,75 €

LEHENGAIK: 463,75 €

Lehengaien balioa da:

.. Larehun eta hirurogeita hiru euro eta hirurogeita hamabost zentimo €

1. Kapituluua: Fabrikazioa

Kodea	Izendapena	Mekanizaketa	Denbora	Prezioa/ h	Guztira
4	Palak	Estrusioa	2h	30	200
		Borobilketa	4h	35	
5	Teeter Stand	Torneatzea	4h	30	195
		Zulaketa	3h	20	
		Azterketa	30'	30	
6	Teeter Block	Fresaketa	3h	30	145
		Zulaketa	2h	20	
		Azterketa	20'	30	
7	Kontrol barra	Fresaketa	3h	30	145
		Zulaketa	2h	20	
		Azterketa	30'	30	
8	Balantzina	Fresaketa	4h	30	190
		Zulaketa	2h	20	
		Azterketa	1h	30	
9	Beheko euskarria	Fresaketa	2h	30	106
		Zulaketa	2h	20	
		Azterketa	20'	30	
10	Kuboa	Fresaketa	1h	30	56
		Zulaketa	1h	20	
		Azterketa	20'	30	
11	Estalkia	Torneatzea	1h	30	45
		Zulaketa	30'	20	
		Azterketa	10'	30	
12		Torneatzea	1h	30	80

	Zorroa	Zulaketa Azterketa	1h 1h	20 30	
13	Zorro banatzaileak	Torneatzea Azterketa	1h 5'	30 30	32,5
14	Engranaia	Torneaketa Fresaketa	1h 1h	30 30	60
				Guztira	1194,5 €

FABRIKAZIOA: 1194,5 €

Fabrikazioaren balioa da:
Mila ehun eta larogeita lau euro eta bost zentimo €

1. Kapituluua: Osagai komertzialak

Kodea	Izendapena	Prezioa/ unit.	Unit.	Guztira
14	Ti6 Al 4V-zko Berno hexagonala M20 x 215 DIN 931	74	1	74
15	Ti6 Al 4V-zko Berno hexagonala M20 x 158 DIN 931	58	1	58
16	Titanio Gr.5 Berno hexagonala M20 x 185 DIN 931	62	1	62
17	Titanio Gr.5 Berno hexagonala M16 x 140 DIN 931	50	1	50
18	Titanio Gr. 5 Berno hexagonala M6 x 105 DIN 931	38	2	76
19	Titanio Gr. 5 Berno hexagonala M8 x 100 DIN 931	45	2	90
18	Titanio Gr. 5 azkoin autoblokeantea M 20 DIN 934	43,5	6	261
21	Titanio Gr. 5 azkoin autoblokeantea M8 DIN 934	20	4	80
22	Titanio Gr. 5 azkoin autoblokeantea M6 DIN 934	17	2	34
23	Azkoina autoblokeantea M16	10	1	10

	(Nylon) DIN 985			
24	Zirindola Alakatuak 20 DIN 125	1	4	4
25	Arrabola zilindrikodun errodamendua 20 x 52 x 21 FAG NUP 2304-E-TVP2	60	6	360
26	Arrabola konikodun errodamendua 45 x 100 x 54,5 FAG 31309-A- N11CA- A60-100	333,45	1	333,45
27	Finkapen eraztuna 47 x 2 DIN 472	7,6	6	45,6
28	Errodamenduentzako koipea Arcanol L186V 1 kg	11,99	1	11,99
29	Prerrotadorearen motorra CMO-308121-A	250	1	250
30	Bomba hidraulikoa eta embragea Model 1P4,5L	340	1	340
31	Errakorea 3/8-18 NPTF	9	2	18
32	Errakorea 3/4" BSP	8	1	8
33	Errakora 1/2" BSP	7	1	7
34	Entzufe rapidoa CEJN	15	4	60
35	Prezio handiko hodia	30	2	60
36	Polea 80mm	25	1	25
37	Polea 200mm	45	1	45
38	Korrea A sekzioduna	10	1	10
			Guztira	2293€

OSAGAI KOMERTZIALAK: 2293€

Osagai Komertzialen balioa da:
..... Bimila beherrehun eta larogeita hamahiru €

2. Kapituluua: Gastu osagarriak

Kodea	Izendapena	Prezioa
25	Babeserako tratamenduak	500
2	Multzoaren muntaia	50
Guztira		550€

GASTU OSAGARRIAK: 550 €

Gastu Osagarrien balioa da:.....
..... Bostehun eta berrogeita hamar €

6.2 Aurrekontu partzialak

6.2.1 Lehengaien eta Fabrikazio-Aurrekontua

1. Kapituluak: Lehengaiak	463,75€
2. Kapituluak: Fabrikazioa.....	1194,5€
3. Kapituluak: Osagai Komertzialak.....	2293€
4. Gastu Osagarriak.....	550€

Orotara: 4501,25€

LEHENGAIEN ETA FABRIKAZIO-AURREKONTUA:..... 4501,25€

Lehengaien eta Fabrikazioaren Aurrekontuaren balioa da:.....

..... Lau mila bostehun eta bat euro eta hogeita bost €

6.2.2 Egitearen Aurrekontua

Lehengaiak eta Fabrikazioa:	4501,25€
Diseinu Ingeniaritza:	700€
Kudeaketa:	200,75€
Berezko Ingeniaritza:	100€
Frogak eta Entseiuak:	800€

Guztira:	6302€
Etekin Industrialak (%16):	1008,32€
Gastu Orokorrak (%13):	819,26€
Guztira:	8129,58€
BEZ (%21):	1707,21€
OROTARA:	9836,79€

EGITEAREN AURREKONTUA: 9836,79€

Egitearen Aurrekontuaren balioa da:

Bederatzi mila zortziehun eta hogeita hamasei euro eta hirurogeita hemeretzi zentimo

6.3 Aurrekontu osoa

Egitearen Aurrekontua:..... 9836,79€
Proiektuaren Ordainsariak (EMA-ren %3,5+BEZ) 2051,49€

AURREKONTU OSOA:..... 11888,28€

Aurrekontu Osoaren balioa da:
Hamaika mila zortziehun eta zortziehun eta larogeita zortzi euro eta hogeita zortzi zentimo

Bilbon, 2015ko Ekainaren 18an

NAN: 72586477-H

Jon Odriozola Bilbao Gradu Ingeniaria

Sinatuak

eman ta zabal zazu



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko
Unibertsitate Eskola
Ingeniaritza Mekanikoko Gradua
Gradu Amaierako Lana
2014/2015



450 KG –KO AUTOJIROAREN DISEINUA

7. DOKUMENTUA: CE ZIURTAGIRIA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA: JON

ABIZENAK: ODRIUZOLA BILBAO

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ARSUAGA BERRUETA

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOA

SIN.:

DATA: 2015/06/18

ORIGINAL
 COPIA

AURKIBIDEA

7.1. Sarrera.....	5/7
7.1.1. Beste aplikazio arau garrantzitsuak.....	5/7
7.1.2. Orokortasunak.....	7/7
7.2. Definizioa.....	7/7
7.3. Definizioa.....	7/7
7.4. Parametroak.....	8/7
7.5. Arriskua.....	8/7
7.5.1. Arrisku mekanikoak.....	9/7
7.5.2. Arrisku elektrikoak.....	9/7
7.5.3. Zarata eta Bibrazio arriskuak.....	9/7
7.5.4. Materialen arriskuak.....	10/7
7.5.5. Makinaren diseinuan ergonomia printzipioak ez errespetatzearen arriskuak.....	10/7
7.5.6. Segurtasun neurrien ezegokitasuna edo faltagatiko arriskuak.....	10/7
7.6. Prebentzio neurriak.....	11/7
7.6.1. Istripu arriskua gutxitzeko jarraibideak.....	11/7
7.7. Arriskuen ebaluazio sistema.....	11/7
7.8. Segurtasun elementuak.....	12/7
7.8.1. Sarrera.....	12/7
7.8.2. Segurtasun baldintzak.....	12/7
7.9. Erabilerarako informazioa.....	13/7

7.9.1. Markaketa.....	13/7
7.10. Prestakuntza.....	13/7
7.11. Instalazioa eta mantenimendua.....	13/7
7.11.1. Instalazioa.....	13/7
7.11.2. Mantenimendua.....	14/7
7.12.CE ziurtagiria.....	15/7
7.12.1. Adostasunaren ebaluazioa.....	15/7
7.12.2.Adostasun deklarazioa.....	16/7
7.12.2.1CE Deklarazioaren azalpena.....	16/7
7.12.2.2.CE Deklarazioa.....	19/7

7.DOKUMENTUA: BEREZKO GARRANTZIA DUTEN IKERLANAK

7.1. SARRERA

Autojiroaren jabetza, fabrikazio edota hornikuntzan tartekatutako pertsona zein enpresek bete beharreko segurtasun baldintza teknikoak eta neurriak aztertzea da dokumentu honen helburua, era honetan bai langile zein instalakuntzarentzat izan ditzaketen arriskuak saihestuz.

Mota honetako makinek euren errendimendua eta operazio aldakortasuna dela eta, merkatuan dauden pieza askoren konformaketa bidea izango da. Beraz, gauza jakina da, bertan segurtasuna bermatzea garrantzizkoa gertatuko dela.

Makina hauek, ondoren azaltzen diren segurtasun baldintzak betetzeaz gain, EN ISO 12100-1 arauaren arabera diseinatu behar dira.

7.1.1 Beste aplikazio arau garrantzitsuak

Jarraian aplikatzen diren arauak kontutan hartzen dituzten edota oinarritzen diren lege eta arauen zerrenda aurkitzen da.

EN 294:1992 – Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas de peligrosidad con los miembros superiores.

EN 349:1993 – Seguridad de las máquinas. Distancias mínimas para evitar el aplastamiento de partes del cuerpo humano.

EN 418:1992 – Seguridad de las máquinas. Equipo de parada de emergencia. Aspectos funcionales. Principios para el diseño.

EN 563:1994 – Seguridad de las máquinas. Temperaturas de las superficies accesibles. Datos ergonómicos para establecer los valores de las temperaturas límites de las superficies calientes.

EN 574:1996 – Seguridad de las máquinas. Dispositivos de mando a dos manos. Aspectos funcionales. Principios para el diseño.

EN 626-1:1994 – Seguridad de las máquinas. Reducción de riesgos para la salud debido a sustancias peligrosas emitidas por las máquinas. Parte 1: Principios y especificaciones para los fabricantes de maquinaria.

EN 842:1996 – Seguridad de las máquinas. Señales visuales de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayos.

EN 953:1997 – Seguridad de las máquinas. Resguardos. Requisitos generales para el diseño y construcción de resguardos fijos y móviles.

EN 954-1:1996 – Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño.

EN 982:1996 – Seguridad de las máquinas. Requisitos de seguridad para sistemas y componentes para transmisiones hidráulicas y neumáticas. Hidráulica.

EN 983:1996 – Seguridad de las máquinas. Requisitos de seguridad para sistemas y componentes para transmisiones hidráulicas y neumáticas. Neumática.

EN 999:1996 – Seguridad de las máquinas. Posicionamiento de los dispositivos de protección en función de la velocidad de aproximación de partes del cuerpo humano.

EN 1005-2:2003 – *Seguridad de las máquinas. Comportamiento físico del ser humano. Parte 2: Manejo de máquinas y de sus partes componentes.*

EN 1037:1995 – *Seguridad de las máquinas. Prevención de una puesta en marcha intempestiva.*

EN 1050:1996 – *Seguridad de las máquinas. Principios para la evaluación del riesgo.*

EN 1088:1995 – *Seguridad de las máquinas. Dispositivos de enclavamiento asociados a resguardos. Principios para el diseño y selección.*

EN 1127-1:1997 – *Atmósferas explosivas. Prevención y protección contra la explosión. Parte 1: Conceptos básicos y metodología.*

EN 1299:1997 – *Vibraciones y choques mecánicos. Aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Información para la aplicación del aislamiento en la fuente.*

EN 60204-1:1997 – *Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales. (CEI 60204-1:1997).*

EN 61310-2:1995 – *Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para el marcado. (CEI 1310-2:1995).*

EN 61496-1:2004 – *Seguridad de las máquinas. Equipos de protección electrosensibles. Parte 1: Requisitos generales y ensayos. (CEI 61496-1:2004, modificada).*

CLC/TS 61496-2:2003 – *Seguridad de las máquinas. Equipos de protección electrosensibles. Parte 1: Requisitos particulares para equipos utilizando dispositivos de protección optoelectrónicos activos (AOPD) (CEI 61496-2:1997).*

EN ISO 3746:1995 – *Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica de fuentes de ruido a partir de la presión sonora. Método de control en una superficie de medida envolvente sobre un plano reflectante. (ISO 3746:1995).*

EN ISO 11202:1995 – *Acústica. Ruido emitido por máquinas y equipos. Medición de los niveles de presión acústica de emisión en el puesto de trabajo y en otras posiciones específicas. Método de control in situ. (ISO 11202:1995).*

EN ISO 12100-1:2003 – *Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos. Principios generales para el diseño. Parte 1: Terminología básica, metodología. (ISO 12100-1:2003).*

EN ISO 12100-2:2003 – *Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos. Principios generales para el diseño. Parte 2: Principios técnicos. (ISO 12100-2:2003).*

ISO 8540:1993 – *Prensas mecánicas con bastidor en cuello de cisne. Vocabulario.*

7.1.2. Orokortasunak

Autojiro batek, bai maiztasun zein larritasunari begira duen istripuak sortzeko gaitasun handia dela eta, segurtasun sistema bat aukeratzea oso garrantzitsua izango da. Horretarako, irizpide hauek izango dira kontuan:

- Teknikoki eta gizalegez posibleak bideragarriak izatea.
- Segurtasun eta higiene ikuspuntutik eraginkorrak izatea.
- Ekonomikoki errentagarriak izatea.

7.2. Definizioa

Dokumentuaren ulermenean laguntzeko eta segurtasun arauak ongi zehaztuta gera daitezen, jarraian definizio lagungarri batzuk aipatuko dira.

Autojiroa: Errotore buruaren palak mugitzen ditu airearen abiadura erlatiboari esker, hori gerta daitekeen aurrerantz bultzatzen dion motore bat du helize batekin; bere xedea autorrotazioa izatea autojiroa ez erortzeko.

7.3. Osagaiak

Azpiko irudian oinarrituta, jarraian autojiro baten osagai nagusiak deskribatuko dira.



7.1 Irudia

Partes:

- 1 – Palas de rotor.
- 2 – Balancín.
- 3 – Cabeza de rotor.
- 4 – Mástil.
- 5 – Quilla trasera.
- 6 – Tren de aterrizaje.
- 7 – Ruedas principales.
- 8 – Rueda de morro.
- 9 – Carenado.
- 10 – Luz de aterrizaje.
- 11 – Parabrisas.
- 12 – Motor.
- 13 – Empenaje de cola.

7.4. Parametroak

Makinaren funtzionamendua hobeto uler daiteken, ondorengo kontzeptuak definitu dira:

Autojiroak hegazkin bat bezala jokatu du, haizearen energiaren baliaturik, motorrak huts egin ezker aireari esker, autorrotazio fenomenoaz autojiroa lurreratzeko.

7.5. Arriskuak

Lan arriskua, langile batek bere lanarekin lotutako tresna, elementu eta egoerekin min hartzeko aukera moduan definitzen da.

Ondoren aztertuko diren arrisku moten zerrenda, EN 1050 arauaren arabera edozein autojiroan burututako arriskuen ebaluazioan oinarritzen da.

Arau honek, ondorengo ezaugarri orokorrak izango ditu:

Makinarekiko irispena edozein norabidean eman daitekeela kontuan izango du, baita gain-ibilbideak, espero ez diren zikloak ematea edo grabitatea dela eta egon daitezkeen erorketak.

Makinari hurbil dakioken edozein pertsonak izan dezakeen arriskuak identifikatu dira.

Azterketa autojiroaren bizitza erabilgarri osoan zehar burutuko da.

Eman daitezkeen arriskuek aginte sisteman izan dezaketen eragina zehazten saiatuko da.

Arreta berezia jarriko da, makinaren erabilera arruntean(honekin batera mantenua, garbiketa eta erregelaketa kontsideratzen dira) eta makinaren erabilpen ez-arrazonagarri edo ez-aurreikusian.

Autojiro baten kasuan eman daitezkeen arrisku mota garrantzitsuenak hurrengoak dira: mekanikoak, elektrikoak, zarata eta bibrazioak..

7.5.1. Arrisku mekanikoak

Arrisku mekaniko gehienak, profil aerodinamikoaren inguruan kontzentratuko dira eta hauek izan daitezke:

Zizailadura arriskua

Ebaketa edo sekzionamendu arriskua

Arraste edo atrapamendu arriskua

Beste arrisku mekaniko oso garrantzitsuak, inpaktuei dagokiena izango da, zeina funtzionamendu, mantentze, garbitze zein erregelaketa lanetan zehar eman daitekeen. Bere arrisku eremu aipagarrienak hurrengoak dira: sistema mekanikoen atal mugikorak, akzionamendu mekanismoak eta manipulatzeko elementu mekanikoak.

7.5.2 Arrisku elektrikoak

Talde elektrikoa osatzen duten elementuekin izan daitezkeen kontaktu zuzena edo ez-zuzena dela eta eman daitezke.

7.5.3. Zarata eta Bibrazio arriskuak

Zarata eta bibrazioak erlazioatutako arrisku fenomenoak egongo dira, biek ingurune batean zehar energia molekularren transmisioak aztertzen baitute.

Ingurune solido batetik (autojiro beretik eta zorutik kasu honetan) transmitituko diren zarata eta bibrazio arriskuak daude. Hauek makinaren elementuen higadura,

loturen hausketa, neke fenomenoak.. sor dezakete, azken batean autojiroaren bizitza erabilgarria zein lana (tolerantzia edo akaberak) kaltetuz.

Aipatzekoa da gainera, bi kasuetan maiztasunen azterketa burutzea oso garrantzitsua dela, makinan sor daitezkeen erresonantziak saihesteko, eta bi fenomenoak elkar eragina dutela, hau da, bibrazioek zrata sor dezaketela eta alderantziz.

7.5.4. Materialen arriskuak

Materialen arriskuek, makinak erabili edo kanporatutako material eta prozesatutako sustantzia ezberdinen ondorioz sor daitezkeen arriskuei egiten die erreferentzia.

Honen adibide, errodamenduen multzoko grasa; Azken batean lan material toxikoen erabilera.

7.5.5.Makinaren diseinuan ergonomia printzipioak ez errespetatzeagatik arriskuak

Makina baten, kasu honetan autojiroaren, diseinua burutzean ergonomia printzipioak ez errespetatu izanak sortzen dituen arriskuak dira, hau da, diseinuan makina pertsonen ezaugarri eta gaitasunei doitu ez izana.

7.5.6. Segurtasun neurrien ezegokitasuna edo faltagatiko arriskuak

Arrisku mota hauek, ondorengo puntuetan laburbil daitezke:

- Segurtasun ekipoen diseinu desegokia edo hauen falta izatea.
- Abio eta gelditze segurtasun ekipoen diseinu desegokia.
- Segurtasun irudi edo seinalerik ez egotea.
- Larrialdiko gelditzearen sistemarik ez egotea.
- Mantenimendu txarra egitea.

7.6. Prebentzio neurriak

Teknika prebentiboak, enpresa edota lan zehatz bat burutzeko orduan eman daitezkeen arriskuak detektatu, murriztu edota guztiz deuseztatzeko balio duten ekintza eta neurriak dira.

Orokorrean, arrisku baten aurrean prebentzio neurriak ezarri nahi direnean, hauek bi motatakoak izan daitezke: alde batetik, arrisku honen detekzioa egongo da, ondoren ezabatzen saiatuko dena-, eta bestetik, arrisku batek sor ditzakeen beste arrisku berriak ekiditen saiatzea.

7.6.1. Istripu arriskua gutxitzeko jarraibideak

Autojiro baten erabileran istripuak gerta daitezke, hori dela eta hauen gertatzea gutxitzeko prebentzio bide gomendatuak laburtuko dira jarraian.

Desmuntatutako babes dispositiboak, autojiroa abioa eman aurretik berriro instalatu egingo dira.

Babes elementuen mantenimendua autojiroaren gainontzeko mekanismoekin batera edo maizago dira.

Autojiroaren erabilera baino lehen tresna guztiak berrikusiko dira, periodikoki jasaten dituzten inspektzioak alde batera utzita.

Hilean behin autojiroari berrikuspen orokor bat egingo zaio. Bere jorratzea eta detektatutako anomalia guztien konponbidea pertsonal kualifikatuak egingo duelarik.

Autojiroa ez da haize gogorra dagoenean erabiliko, 45km/h baino haize handiagoa dagoenean ez da erabiliko.

7.7. Arriskuen ebaluazio sistema

Autojiroaren kasuan, arrisku desberdinen ebaluazioa dagokion arauaren arabera burutuko da, ondorengo pausuak emanda:

Begiz egindiko inspektzioa: honen bidez, instalatutako elementu desberdinen ezaugarriak eta ezarpen baldintzak egiaztatuko dira.

Prestazioen konprobaketa eta saiakuntzak: elementuek, baldintzak beteta, euren funtzioa era egokian eta euren ezaugarrien arabera betetzen dutela baieztatuko dute.

Neurketa: neurketa tresna ezberdinak erabilia, funtzionamendu baldintzak limite egokien artean betetzen direla ziurtatuko da.

Plano, eskema eta kalkuluak: diseinu ezaugarriak beharrezko baldintzak bete daitezen egokiak direla frogatzen dute.

7.8. Segurtasun elementuak

7.8.1. Sarrera

Autojiroaren arriskurik handiena palak biratzen daudela autojiroko beste elementu batekin kontaktua egitea da.

Era berean, ez zaio makinaren akzionamendua trebatu gabeko pertsonari utziko eta segurtasun arduradunak erabiltzaileek istripuen prebentsio jarraibideak betetzen dituela bermatu behar du.

Zerbitzu baldintzetan makinaren kontserbaketa ematea segurtasunarekiko faktore garrantzitsua izango da ere, horretarako instrukzio manuala makinarekin batera izatea beharrezkoa delarik.

Autojiroak gaineratzen dituen segurtasun sistemez aparte, erabiltzailearen erantzunkizuna izango da egin beharreko prozesutik ondoriozta daitekeen egoera arriskutsuak zuzentzea, beharrezko babes eta arreta bideak aplikatuz.

7.8.2. Segurtasun baldintzak

Autojiro baten diseinu eta erabileran zenbait segurtasun baldintza eta neurri kontuan izan beharra dago:

- Autojiroa finkatuko duten elementuak (torloju, azkoin, zirindola...) erabileran askatu eta zauriak sor ez ditzaten muntatu behar dira.
- Autojiroa martxan jartzeko sistemak berez eta ustekabeaz azionatu ez daitezen babestu beharra dago.
- Autojiroaren diseinua zauriak sor ditzaketen bibrazioak ekiditeko egingo da.
- Autojiroa eraikitzean ez dira sustantzia arriskutsu edo toxikoak erabiliko.

7.9. Erabilerarako informazioa

7.9.1. Markaketa

Autojiro honako datuak izan beharko ditu: fabrikatzailearen datuak, fabrikazio data, serie mota eta zenbakia, indar nominala eta lan ibilbide nominala, elementu osagarrien hornitze datuak, gelditze denbora eta segurtasun ezaugarriak, edozein osagaiaren limitazioak..

7.10. Prestakuntza

7.10.1 Langilearen prestakuntza

Jabego eta pertsonen segurtasuna uneoro bermatua gera dadin, behar bezalako egoera fisiko eta psikiko izateaz gain, prestakuntza egokia duten langileek soilik burutu ahal izango dituzte autojiroaren operazioak.

Prestakuntza honek, aurreko ezagutzei, teoriko zein praktikoak, eta eguneko formakuntza bati erreferentzia egiten dio.

Alde praktikoa:

- Elementu ezberdinen begizko ezagutza
- Maniobrak
- Prozedura orokorraren kontrola

7.11. Instalazioa eta mantenimendua

7.11.1. Instalazioa

Autogiro baten eraikuntza kontuz egin beharreko prozedura da, honek bere funtzionamendu desegokia ekar dezake. Horregaitik, makina mota hauetan bibrazioak esate baterako transmititzen ez dituen oinarria izatea oso garrantzitsua gerta daiteke.

7.11.2. Mantenimendua

Autojiroaren mantenimendua, legearen arabera maila onargarria lortu eta mantentzeko egin beharreko gainbegiraketa, ekintza, egiaztapen, aldaketa eta kalibraketa multzoa izango da.

Mantenimendu, aldaketa eta konponketa lan hauek horretarako prestatuta dagoen pertsona batek burutuko ditu, jarraitu beharreko prozedura orokorra enpresaren prebentzio planean bilduko delarik.

Bi mantenimendu mota burutu behar dira:

1- Mantenimendu prebentiboa

Mantenimendu prebentiboa, esperientziak adierazitako edo adostutako epeetan zenbat elementu ikuskatu edota aldatzean datza, nahiz eta hauek apurturik ez egon, horrela matxura probabilitateak murriztuz.

Alde batetik, lanean hasi baino lehen egunero ikuskatu beharreko elementuak eta egiaztapenak egongo dira; eta bestetik, epe luzeetan egingo diren, urtean behin adibidez, errebisio sakonagoak izango dira.

7.12.- CE ziurtagiria

7.12.1.- Adostasunaren ebaluazioa

Adostasunaren berrespena Zuzentarauaren aplikaziorako betebeharrak garrantzitsuena da. Halaber, adostasunaren berrespenean jorrotutakoak Zuzentarauaren 8. artikuluan zehaztutako prozedimenduak dira. Gainera, prozedimenduen kanpo zeinuak zehazten dira:

-Makina guztiek CE marka eraman behar dute CE adostasun deklarazio batekin batera.

-Segurtasun osagaiek ez dute CE marka eraman behar, baina CE adostasun deklarazio bat esleituta izan behar dute.

CE adostasunean ez da beharrezkoa makinaren funtzioen gaitasuna berrestea, baizik eta segurtasun eta osasun baldintza beharrezkoekin adostasuna. Kasu berezi bat gertatzen da segurtasun osagaiekin, hauek bai bere bizitza erabilgarri osoan zehar funtzioa betetzeko gai direla berrestu behar dute eta.

Adostasun ebaluazio prozedimenduak makina motaren arabera definitzen dira, hau da, makina arriskutsua kontsideratzen den o ez. Horretarako, Zuzentarauak, IV eranskinean makinaren lista zehatz bat dakar. Estatu Kide bakar batek ere ezin ditu makina edota segurtasun osagaiak batu, hori bakarrik posiblea baita modifikazio edota neurri legislatibo baliokide baten bitartez.

Fabrikatzaileak edota Komunitatean ezarritako ordezkioak erabakiko dute beren materialak Zuzentarauaren jarraibideak betetzen dituela frogatzeko medioa zein izango den. Hala ere, arau batzuk bete beharko dituzte, makina edo segurtasun osagaia IV eranskinean azaldutako arabera aldatzen direnak.

Garrantzitsua da azpimarratzea CE marka berresteak adostasuna dakarrela makinari aplikatu daitezkeen zuzentarau guztien berezko baldintzekin.

Horrek inplikatzeko du beharrezkoa izango dela aplikagarriak diren zuzentarau guztietako zertifikazio prozedimenduak jarraitzea.

7.12.2.- Adostasun deklarazioa

7.12.2.1.- CE Deklarazioaren azalpena

-“2006/42/CE Zuzentaraua” jarraituz, zeinek 2009ko abenduaren 29an 95/16/CE Zuzentaraua gaitzesten duen:

CE adostasun Deklarazioa prozedimendu bat da zeinen bidez fabrikatzaileak edota bere ordezkari baimenduak Komunitatean makina komertzializatuak segurtasun baldintza beharrezkoak betetzen dituela deklaratu duen.

CE adostasun Deklarazioak honakoa jasotzeko behar du:

- Arrazoi soziala eta fabrikatzaile edota ordezkari baimenduaren helbidea.
- Makinaren deskripzio eta identifikazioa: izendapen generikoa, funtzioa, modeloa, mota, serie zenbakia eta izendapen komertziala.

- Expediente teknikoa egiteko gai den pertsonaren izen eta helbidea, Komunitatean finkatuta egon behar delarik. (Azken hau 2006/42/CE Zuzentarauaren berri bat da).
- Parrafo bat zeinetan espreski esaten den makinak Zuzentaru honetako kondizio guztiak betetzen dituela eta, behar denean, antzeko parrafo bat makina beste direktiba komunitarioekin bat datorrela deklaratzeko. Erreferentziak Komunitate Europearren Egunkari Ofizialean plazaratutako testukoak izan beharko dira.
- Erabilitako arau tekniko armonizatuei erreferentzia.
- Deklarazioaren data eta lekua.
- Fabrikatzaile edota honen ordezeko baimenduarengatik deklarazioa erredaktatzeko pertsona eskudunaren identifikazio eta sinadura.

Kasuaren arabera, CE adostasun Deklarazioak gainera izan beharko du:

- Motako CE azterketa egin zuen organismo notifikatuaren izen, helbide eta identifikazio zenbakia, motako CE azterketaren identifikazio zenbakiarekin batera.
- Kalitate totalaren aseguramendu sistema gainditu zuen organismoaren izen, helbide eta identifikazio zenbakia.
- Erabili diren beste arau eta espezifikazio teknikoei erreferentzia.

CE adostasun Deklarazioa eta bere itzulpenak makinaren jarraibide manual originalaren kondizio berdinean erredaktatuko dira, idazteko makinan edota eskuz, letra maiuskulen bidez.

Fabrikatzaileak edo ordezeko baimenduak CE adostasun Deklarazioa makinari esleitzen zaiola ziurtatu beharko du.

Deklarazioa Komunitateko hizkuntza ofizial bat edo gehiagotan idatzia egongo da. “Deklarazio original” mentzioa agertu beharko da fabrikatzaile edo ordezkotzatuzatutak onartutako bertsio linguistikoetan.

“Deklarazio originala” existitu ezean erabilera estatuko hizkuntza ofizialean, fabrikatzailea edo ordezkot baimendua, edo makina zonalde linguistiko horretan sartzeko arduraduna, itzulpena hizkuntza horretan lortzeaz arduratu beharko da. Itzulpen horiek “Deklarazio originaleko itzulpena” mentzioa izan beharko dute.

7.12.2.2.- CE Deklarazioa

DECLARACIÓN CE DE CONFORMIDAD

La empresa _____

(razón social, dirección completa del fabricante, otra identificación)

declara bajo su única responsabilidad que la máquina,

(descripción e identificación: denominación genérica, función, modelo, tipo, nº de serie y denominación comercial)

Persona facultada para elaborar el expediente técnico establecida en la Comunidad:

(nombre y dirección)

se halla en conformidad con todas las disposiciones aplicables de la Directiva de Máquinas 2006/42/CE (DOUE L-157. 09-06-2006).
(Especificar en su caso otras directivas aplicables)

Normas técnicas armonizadas: _____

(Normas armonizadas y otras normas técnicas o especificaciones técnicas aplicadas)

Identificación de la persona apoderada para redactar la declaración en nombre del fabricante o su representante autorizado:

Nombre y apellidos, cargo _____

Lugar, fecha _____

Firma

Bilbon, 2015ko Ekainaren 18an

Jon Odriozola Bilbao Gradu Ingeniaria

Sinatua: