

Treball de Fi de Màster

## **Màster en Enginyeria en Tecnologies Industrials**

### **Millora del disseny mecànic d'un centre de mecanitzat**

#### **MEMÒRIA**

**Autor:** Marc Garcia Lleixà  
**Director:** Carles Domenèch Mestres  
**Convocatòria:** Abril 2017



Escola Tècnica Superior  
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



## Resum

El present projecte s'ha realitzat a fi de modificar el disseny defectuós d'un centre de mecanitzat de cinc eixos. En concret, els sistemes que treballen en els eixos Y i Z. L'objectiu principal és concebre un disseny que permeti reduir l'error de mecanització fins a l'ordre de centèsimes de mil·límetre (0,1 mil·límetres com a màxim). Aquest error és originat pel desplaçament de l'extrem del carro de l'eix Y, degut a la flexió al que és sotmès. Aquest desplaçament es pot definir com la diferència d'altura entre la posició que té la secció de l'extrem del carro amb una rigidesa teòricament infinita i la posició que té amb la rigidesa real del carro. Addicionalment, es desitja canviar el sistema de desplaçament del carro de l'eix Y per un sistema més precís i que redueixi el joc axial existent.

Per tal de portar a terme aquesta modificació, inicialment ha sigut necessari realitzar un estudi de rigidesa del carro de l'eix Y original. Aquest estudi consisteix, bàsicament, en l'avaluació del màxim desplaçament sofert per l'extrem del carro. El càlcul s'ha realitzat utilitzant coneixements de resistència de materials (mètode de les seccions i aplicació del Teorema de Castigliano) i s'ha comparat el resultat obtingut amb el resultat extret d'un anàlisi estàtic del carro mitjançant el programa *Soldiworks* (simulació elements finits). Seguidament, s'ha procedit a plantejar alternatives de disseny de la secció del carro. S'ha seleccionat una alternativa i s'ha optimitzat la seva secció per tal d'obtenir el menor error de mecanització possible, sense comprometre el pes total de l'estructura. Seguidament, determinada la configuració de la secció, s'ha procedit a dissenyar la resta del sistema mecànic de l'eix Y i Z de la màquina. El disseny mecànic s'ha efectuat, bàsicament, mitjançant el programa *Solidworks* però han sigut necessaris uns esquemes i càlculs previs, a més de moltes iteracions, per arribar al disseny final. A continuació, s'expliquen les característiques més rellevants del disseny realitzat i es justifiquen les decisions preses. En especial, es justifica que el servomotor que comanda l'eix Y és adequat, s'estudia la cinemàtica i dinàmica del sistema de desplaçament del carro i es comprova que és adient per la seva aplicació en màquines-eina. També s'efectuen una sèrie de càlculs de resistència per comprovar que la vida estimada dels components mecànics susceptibles de fallada és suficient. En concret, es realitzen els càlculs sobre el cargol de boles que es desplaça juntament amb el carro, els rodaments del sistema i el sistema de guiatge lineal de l'eix Y. Als annexos es presenten els plànols de conjunt del disseny final.

El disseny mecànic efectuat compleix els objectius del projecte. En primer lloc, s'aconsegueix que l'error de mecanització sigui inferior a 0,1 mil·límetres. En segon lloc, s'ha substituït el sistema de desplaçament del carro de l'eix Y original per un sistema basat en un cargol de boles que s'acciona indirectament per un servomotor a través d'un sistema de politges, configuració que és més precisa i pràcticament sense joc axial.



# Sumari

<b>RESUM</b>	<b>1</b>
<b>SUMARI</b>	<b>3</b>
<b>1. GLOSSARI</b>	<b>5</b>
<b>2. PREFACI</b>	<b>9</b>
2.2. Origen del projecte .....	9
2.3. Motivació .....	9
2.4. Requeriments previs .....	10
<b>3. INTRODUCCIÓ</b>	<b>11</b>
3.1. Objectius del projecte.....	11
3.2. Abast del projecte .....	11
<b>4. FRESADORES DE CONTROL NUMÈRIC</b>	<b>13</b>
4.1. Introducció.....	13
4.2. Elements bàsics de la fresadora vertical convencional .....	13
4.3. Fresadores CNC .....	14
<b>5. DESCRIPCIÓ GENERAL DEL DISSENY MECÀNIC DE LA MÀQUINA ORIGINAL</b>	<b>16</b>
5.1. Eixos de la màquina.....	16
5.2. Desplaçament dels carros .....	17
5.3. Problemes de rigidesa en el carro de l'eix Y.....	20
<b>6. ANÀLISI RIGIDESA DEL CARRO Y</b>	<b>21</b>
6.1. Càlcul de la fletxa a l'extrem del carro .....	21
6.1.1. Hipòtesis i suposicions.....	21
6.1.2. Càlcul de la fletxa.....	22
6.1.3. Comprovació per simulació amb elements finits.....	26
6.1.4. Consideració de la rigidesa dels patins .....	29
6.1.5. Resultats i conclusions .....	30
6.2. Determinació de les característiques de la secció del carro.....	30
6.2.1. Objectius i dificultats del càlcul .....	30
6.2.2. Establiment de la fletxa desitjada .....	31
6.2.3. Proposta de solució 1 .....	32
6.2.4. Proposta de solució 2 .....	40

<b>7. CARACTERÍSTIQUES DEL NOU DISSENY</b>	<b>48</b>
7.1. Descripció general .....	48
7.2. Carro eix Y .....	49
7.2.1. Descripció dels components en l'eix Y .....	49
7.2.2. Alineació de les guies .....	49
7.2.3. Sistema de captadors de posicions fixes.....	50
7.2.4. Sistema de desplaçament del carro .....	50
7.3. Sistema de transmissió .....	52
7.3.1. Decisions de disseny segons especificacions requerides .....	52
7.3.2. Determinació de la distància entre centres.....	56
7.4. Carro eix Z .....	57
<b>8. CÀLCULS FUNCIONAMENT I DE RESISTÈNCIA</b>	<b>58</b>
8.1. Massa del sistema.....	58
8.2. Cicle de funcionament.....	59
8.3. Comprovació del servomotor de l'eix Y .....	61
8.3.1. Dinàmica i cinemàtica del carro Y .....	62
8.3.2. Comprovació del parell motor .....	65
8.4. Càlcul força de reacció en l'eix de les polítes.....	67
8.5. Càlcul resistència del cargol de boles .....	69
8.6. Càlcul resistència dels rodaments.....	72
8.6.1. Rodaments de contacte angular dels suports del cargol de boles .....	72
8.6.2. Rodament rígid de boles de la transmissió.....	77
8.7. Càlcul resistència sistema de guiatge lineal eix Y.....	79
<b>9. PRESSUPOST</b>	<b>84</b>
<b>10. IMPACTE AMBIENTAL</b>	<b>86</b>
<b>CONCLUSIONS</b>	<b>89</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	<b>91</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>93</b>
Referències bibliogràfiques.....	93
Bibliografia complementària.....	96

# 1. Glossari

<b>a</b>	Acceleració del carro	$E_{ac\_1020}$	Mòdul d'elasticitat longitudinal de l'acer AISI 1020
<b>a<sub>+</sub></b>	Acceleració positiva del carro quan s'aplica el parell motor màxim	$E_{ac\_eq}$	Mòdul d'elasticitat longitudinal equivalent de la secció del carro original
<b>a<sub>-</sub></b>	Acceleració negativa del carro (frenada) quan s'aplica el parell motor màxim	$E_{al}$	Mòdul d'elasticitat longitudinal de l'alumini (valor estàndard)
<b>A</b>	Àrea d'una secció qualsevol	$E_{tot}$	Mòdul d'elasticitat longitudinal equivalent de la secció de la proposta de solució 2
<b>A<sub>c</sub></b>	Àrea de la secció de la estructura del carro original	$E_c$	Energia cinètica del sistema carro horitzontal més sistema de transmissió
<b>A<sub>c+g</sub></b>	Àrea de la secció estructura carro original més les guies lineals de l'eix Y	$f$	Força fictícia de valor 1 N
<b>A<sub>g</sub></b>	Àrea de la secció de les guies lineals que incorpora el carro original	$f_{CD}$	Factor de proporcionalitat entre la fletxa a l'extrem del carro i a l'extrem de l'eina
<b>A<sub>g45</sub></b>	Àrea de la secció de les guies lineals que incorpora el carro del disseny final	$f_z$	Factor de seguretat per a les càrregues que suporten els rodaments
<b>A<sub>HEB</sub></b>	Àrea de la secció del perfil HEB escollit	$F$	Paràmetre que representa una força qualsevol
<b>A<sub>pA</sub></b>	Àrea de la secció de la barra plana amb marca $pA$	$F_{cr}$	Força centrífuga que experimenta la corretja del sistema de politges
<b>A<sub>pB</sub></b>	Àrea de la secció de la barra plana amb marca $pB$	$F_h$	Força axial aplicada sobre el cargol de boles
<b>A<sub>p1</sub></b>	Àrea de la secció de la platina d'alumini n°1	$F_{h\ add}$	Força axial màxima addicional que pot aplicar-se sobre el cargol de boles
<b>A<sub>p2</sub></b>	Àrea de la secció de la platina d'alumini n°2	$F_{h\ eq}$	Força axial equivalent en el cicle de funcionament
<b>b<sub>pA</sub></b>	Amplada de la barra plana amb marca $pA$	$F_{h\ Fi}$	Força axial aplicada sobre el cargol de boles en fase $i$ del cicle de funcionament
<b>b<sub>pB</sub></b>	Amplada de la barra plana amb marca $pB$	$F_{h\ max}$	Força axial màxima aplicada sobre el cargol de boles
<b>b<sub>p1</sub></b>	Amplada de la platina d'alumini n°1	$F_{rod\ add}$	Força radial màxima addicional que pot aplicar-se sobre el rodament
<b>b<sub>p2</sub></b>	Amplada de la platina d'alumini n°2	$F_{obj}$	Funció objectiu, utilitzada per optimitzar el disseny de la secció del carro horitzontal
<b>C<sub>0a</sub></b>	Capacitat de càrrega estàtica del cargol de boles	$F_t$	Diferència entre les forces de tensió de la corretja
<b>C<sub>a</sub></b>	Capacitat de càrrega dinàmica del cargol de boles	$F_x$	Esforç de mecanització que rep l'eina en direcció $x$ (segons eixos locals)
<b>C<sub>0r</sub></b>	Capacitat de càrrega estàtica del rodament	$F_y$	Esforç de mecanització que rep l'eina en direcció $y$ (segons eixos locals)
<b>C<sub>r</sub></b>	Capacitat de càrrega dinàmica del rodament	$F_0$	Força de tibat inicial de la corretja
<b>C<sub>0g</sub></b>	Capacitat de càrrega estàtica de les guies lineals	$F_1$	Força de tensió a la branca descarregada de la corretja
<b>C<sub>g</sub></b>	Capacitat de càrrega dinàmica de les guies lineals	$F_2$	Força de tensió a la branca carregada de la corretja
<b>d<sub>h</sub></b>	Distància recorreguda pel cargol de boles per cada volta del motor	$F_z$	Esforç de mecanització que rep l'eina en direcció $z$ (segons eixos locals)
<b>D<sub>h</sub></b>	Diàmetre nominal del cargol de boles	$g$	Acceleració corresponent a la gravetat
<b>D<sub>1</sub></b>	Diàmetre de funcionament de la politja n°1 (politja gran)	$G$	Mòdul d'elasticitat transversal d'un conjunt qualsevol
<b>D<sub>2</sub></b>	Diàmetre de funcionament de la politja n°2 (politja petita)	$G_{ac}$	Mòdul d'elasticitat transversal de l'acer (valor estàndard)
<b>e</b>	Distància entre centres del sistema de politges	$G_{ac\_1020}$	Mòdul d'elasticitat transversal de l'acer AISI 1020
<b>E</b>	Mòdul d'elasticitat longitudinal d'un conjunt qualsevol	$G_{ac\_eq}$	Mòdul d'elasticitat transversal equivalent de la secció del carro original
<b>E<sub>ac</sub></b>	Mòdul d'elasticitat longitudinal de l'acer (valor estàndard)	$G_{al}$	Mòdul d'elasticitat transversal de l'alumini (valor estàndard)

$G_{tot}$	Mòdul d'elasticitat transversal equivalent de la secció de la proposta de solució 2	$L_{Fi}$	Longitud recorreguda pel carro en la fase $i$ del cicle de funcionament
$h$	Altura de les platines	$L_{FM}$	Distància entre la secció mitja del rodament $F$ i el rodament $M$
$h_{pHEB}$	Altura perfil HEB escollit	$L_{h rod}$	Vida estimada del rodament en hores de funcionament
$h_{pA}$	Altura barra plana amb marca $pA$	$L_{hg}$	Vida estimada del sistema de guiatge lineal en hores de funcionament
$h_{pB}$	Altura barra plana amb marca $pB$	$L_{polE}$	Distància entre la secció mitja de la politja petita i el punt d'aplicació del rodament $E$
$I$	Moment d'inèrcia al voltant de l'eix $z$ d'una secció qualsevol	$L_{polM}$	Distància entre la politja gran i la secció mitja del rodament $M$
$I_{c+g}$	Moment d'inèrcia en $z$ del carro original més les guies lineals de l'eix $Y$	$L_{10 h}$	Vida estimada del cargol de boles en milions de revolucions
$I_{CGtot}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció del carro de la proposta de solució 1	$L_{10 rod}$	Vida estimada del rodament en milions de revolucions
$I_{CGtot2}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció del carro de la proposta de solució 2	$m_{cor}$	Massa de la corretja
$I_{g45}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció de les guies lineals del carro del disseny final	$m_h$	Massa del cargol de boles
$I_{HEB}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció perfil HEB escollit	$M$	Expressió del moment flector en $Z$
$I_{pA}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció de la barra plana amb marca $pA$	$M_{Az}$	Moment flector al voltant de l'eix $z$ que pateix la secció on s'ubica el conjunt de patins $A$
$I_{pB}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció de la barra plana amb marca $pB$	$M_{By}$	Moment flector al voltant de l'eix $y$ que pateix la secció on s'ubica el conjunt de patins $A$
$I_{p1}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció de la platina d'alumini n°1	$M_{Bz}$	Moment flector al voltant de l'eix $z$ que pateix la secció on s'ubica el conjunt de patins $A$
$I_{p2}$	Moment d'inèrcia en $z$ de la secció de la platina d'alumini n°2	$M_{car}$	Massa del carro horitzontal segons la secció dissenyada en la proposta de solució 2
$I_z'$	Moment d'inèrcia teòric requerit per obtenir una determinada fletxa a l'extrem del carro	$M_{cp}$	Moment flector que provoca el pes del capçal sobre la secció de l'extrem final del carro
$J_{jacob}$	Moment d'inèrcia de l'acoblament del motor reduït al el seu eix de rotació	$M_{Fy}$	Moment flector que provoca $F_y$ sobre la secció de l'extrem final del carro
$J_h$	Moment d'inèrcia del cargol de boles reduït al seu eix de rotació	$M_{g45}$	Massa de les guies lineals que incorpora el carro del disseny final
$J_{enc}$	Moment d'inèrcia de l'encoder reduït al seu eix de rotació	$M_{HEB}$	Massa del perfil HEB seleccionat
$J_{pol2}$	Moment d'inèrcia de la politja n°2 (politja petita) reduït al seu eix de rotació	$M_{TR}$	Moment flector que provoca el pes de la transmissió sobre la secció inicial del carro
$J_m$	Moment d'inèrcia del motor reduït al seu eix de rotació	$M_{tot Y}$	Massa de tot el sistema de l'eix $Y$ : estructura del carro més el sistema de transmissió
$J_{red}$	Moment d'inèrcia total del sistema reduït a l'eix del motor	$M'$	Derivada de l'expressió del moment flector respecte de la força fictícia $f$
$J_{pol1}$	Moment d'inèrcia de la politja n°1 (politja gran) reduït al seu eix de rotació	$n_h$	Revolucions per minut del cargol de boles
$J_{pol2}$	Moment d'inèrcia de la politja n°2 (politja petita) reduït al seu eix de rotació	$n_m$	Revolucions per minut del motor
$L$	Longitud total del carro de l'eix $Y$ i de les guies lineals	$n_h Fi$	Revolucions per minut del cargol de boles en la fase $i$
$L_A$	Distància entre l'extrem del carro oposat al capçal i la secció mitja del conjunt de patins $A$	$n_m Fi$	Revolucions per minut del motor en la fase $i$
$L_B$	Distància entre l'extrem del carro oposat al capçal i la secció mitja del conjunt de patins $B$	$n_h mitj$	Valor mitjà de les revolucions per minut del cargol de boles en el cicle de funcionament
$L_{BC}$	Distància entre la secció mitja del conjunt de patins $B$ i l'extrem final del carro	$n_m mitj$	Valor mitjà de les revolucions per minut del motor en el cicle de funcionament
$L_{Bcg}$	Distància entre el punt d'aplicació del rodament $B$ i el "cg" del cargol de boles	$p_h$	Pas del cargol de boles
$L_{CD}$	Distància entre l'extrem final del carro i el centre de gravetat del capçal	$P_{TR}$	Pes de la transmissió
$L_{cor}$	Longitud de la corretja	$P_{og max}$	Màxima càrrega estàtica aplicada en un patí del sistema de guiatge lineal
$L_{Ecg}$	Distància entre el punt d'aplicació del rodament $E$ i el "cg" del cargol de boles	$P_{0rod max}$	Màxima càrrega estàtica aplicada en el rodament

$P_{cp}$	Pes del capçal	$t_a$	Temps d'acceleració negativa (frenada) del carro Y (duració fase 3 del cicle)
$P_{dis}$	Potència dissipada en el sistema	$t_R$	Temps en que el carro es desplaça d'extrem a extrem (del primer a l'últim final de carrera)
$P_{g eq}$	Càrrega dinàmica equivalent aplicada en un patí del sistema de guiatge lineal	$t_{v max}$	Temps en que el carro es desplaça a màxima velocitat
$P_{g Fi}$	Càrrega dinàmica combinada en la fase $i$ del cicle de funcionament aplicada en un patí	$t_{cicle}$	Duració total del cicle de funcionament
$P_h$	Potència útil del cargol de boles	$t_{Fi}$	Duració de la fase $i$ del cicle de funcionament
$P_m$	Potència que entrega el motor	$T$	Expressió de l'esforç tallant en $y$
$P_{rod eq}$	Càrrega dinàmica equivalent en el cicle de funcionament aplicada en el rodament	$T'$	Derivada de l'expressió de l'esforç tallant respecte a la força fictícia $f$
$P_{rod Fi}$	Càrrega dinàmica combinada aplicada en el rodament en la fase $i$ del cicle de func.	$T_{0A}$	Tram des de la secció inicial del carro fins a la secció mitja del primer conjunt de patins
$q$	Càrrega per unitat de longitud (pes dividit entre longitud total)	$T_{AB}$	Tram entre els dos conjunts de patins del carro
$q_{c+g}$	Càrrega per unitat de longitud aplicada sobre el carro horitzontal original	$T_{BC}$	Tram des de la secció mitja del segon conjunt de patins fins a l'extrem final del carro
$R$	Recorregut del carro horitzontal (d'extrem a extrem)	$v$	Velocitat del carro horitzontal
$R_A$	Reacció en el conjunt de patins $A$ sense tindre en compte esforços de mecanització	$v_{max}$	Velocitat màxima del carro horitzontal
$R_B$	Reacció en el conjunt de patins $B$ sense tindre en compte esforços de mecanització	$v_{cor}$	Velocitat de la corretja
$R_A'$	Reacció en el conjunt de patins $A$ amb només l'aplicació de la força fictícia $f$	$v_{mitj}$	Velocitat mitjana en el cicle de funcionament
$R_B'$	Reacció en el conjunt de patins $B$ amb només l'aplicació de la força fictícia $f$	$V_{ac}$	Fracció volumètrica de l'acer aliat de les guies lineals en relació al volum total del carro Y.
$R_{Ay}$	Reacció en el conjunt de patins $A$ en direcció $y$ (disseny final)	$V_{ac\_1020}$	Fracció volumètrica de l'acer del carro Y sense guies en relació al volum total del carro
$R_{Az}$	Reacció en el conjunt de patins $A$ en direcció $z$ (disseny final)	$V_{ac\_eq}$	Fracció volumètrica de l'acer en relació al volum total del carro Y (amb les platines)
$R_{By}$	Reacció en el conjunt de patins $B$ en direcció $y$ (disseny final)	$V_{al}$	Fracció volumètrica de l'alumini en relació al volum total del carro Y (amb les platines)
$R_{Bz}$	Reacció en el conjunt de patins $B$ en direcció $z$ (disseny final)	$Y_{p1}$	Altura del centre de gravetat de la platina nº1 respecte a un origen
$R_{pol}$	Força de reacció total a l'eix de les politges	$Y_{p2}$	Altura del centre de gravetat de la platina nº2 respecte a un origen
$R_{pol X}$	Component de la força de reacció a l'eix de les politges en direcció $X$	$Y_{c+g}$	Altura del centre de gravetat del conjunt del carro i les guies respecte a un origen
$R_{pol Z}$	Component de la força de reacció a l'eix de les politges en direcció $Z$	$Y_{CGtot}$	Altura del centre de gravetat del conjunt de la secció de la proposta de solució 1
$R_{X ABC}$	Component de la reacció total en el conjunt de rodaments $A, B i C$ en direcció $X$	$Y_{pA}$	Altura del centre de gravetat de la barra plana amb marca $pA$ respecte a un origen
$R_{Z ABC}$	Component de la reacció total en el conjunt de rodaments $A, B i C$ en direcció $Z$	$Y_{pB}$	Altura del centre de gravetat de la barra plana amb marca $pB$ respecte a un origen
$R_{r ABC}$	Reacció total en direcció radial en el conjunt de rodaments $A, B i C$	$Y_{HEB}$	Altura del centre de gravetat del perfil HEB escollit respecte a un origen
$R_{r AB}$	Reacció en direcció radial total en el conjunt de rodaments $A i B$	$Y_{g45}$	Altura del centre de gravetat de les guies lineals respecte a un origen
$R_{r C}$	Reacció en direcció radial total en el conjunt de rodaments $C$	$Y_{CGtot2}$	Altura del centre de gravetat del conjunt de la secció de la proposta de solució 2
$R_{X F}$	Component de la reacció en el rodament $F$ en direcció $X$	$Z_1$	Nombre de dents de la politja nº1 (politja gran)
$R_{Z F}$	Component de la reacció en el rodament $F$ en direcció $Z$	$Z_2$	Nombre de dents de la politja nº2 (politja petita)
$R_{r F}$	Reacció en direcció radial total en el rodament $F$ en direcció $Z$	$\alpha$	Angle de la corretja respecte l'eix que passa entre els centres de les politges
$t_a$	Temps d'acceleració (positiva o negativa) del carro Y	$Y_{sh}$	Coefficient de seguretat en el cargol de boles respecte a la carga estàtica màxima
$t_{a+}$	Temps d'acceleració positiva del carro Y (duració de la fase 1 del cicle)	$Y_{cor 0}$	Coefficient de seguretat a la pèrdua de tensió en la corretja



$Y_{s rod}$	Coeficient de seguretat en el rodament respecte a la carga estàtica màxima	$\Delta_p \delta_C$	Variació percentual de la fletxa a l'extrem del carro respecte al valor màxim desitjat
$\Gamma_m$	Parell motor	$\Delta_p M_{car}$	Variació percentual de la massa total del nou carro respecte a la massa del carro original
$\Gamma_{m max}$	Parell motor màxim	$\Delta L_{mA}$	Deformació del conjunt de patins situats en la secció <i>A</i>
$\Gamma_{m N}$	Parell motor nominal	$\Delta L_{mB}$	Deformació del conjunt de patins situats en la secció <i>B</i>
$\Gamma_{m Fi}$	Parell que aplica el motor en la fase <i>i</i> del cicle de funcionament	$\Delta \delta_C$	Increment del valor de la fletxa a l'extrem del carro a causa de la rigidesa dels patins
$\Gamma_h$	Parell del cargol de boles	$\eta$	Rendiment del sistema de transmissió total (sist. politges + cargol de boles)
$\Gamma_{ph}$	Parell de precàrrega de la femella	$\eta_h$	Rendiment del cargol de boles directe (rotació → translació)
$\Gamma_{red}$	Parell resistent reduït a l'eix del motor	$\eta_{pol}$	Rendiment del sistema de politges
$\delta$	Fletxa en una secció determinada de la peça plana (desplaçament de la secció)	$\mu$	Coeficient de fregament total en el desplaçament del carro
$\delta_C$	Fletxa a l'extrem del carro horitzontal, en la secció amb marca <i>C</i>	$\mu_g$	Coeficient de fregament en desplaçament relatiu entre guies lineals i patins
$\delta_{Cd}$	Especificació de la fletxa a l'extrem del carro horitzontal (valor màxim desitjat)	$\mu_h$	Coeficient de fregament entre cargol de boles i femella (resistència a la translació)
$\delta_D$	Valor aproximat del desplaçament a l'extrem del capçal (extrem de l'eina)	$\rho_{ac}$	Densitat de l'acer estàndard
$\delta_1$	Contribució total de l'esforç tallant en el càlcul de la fletxa	$\rho_{al}$	Densitat de l'alumini estàndard
$\delta_{1 BC}$	Contribució de l'esforç tallant en el càlcul de la fletxa segons distribució d'esforços en $T_{BC}$	$\tau$	Relació de transmissió del sistema de politges
$\delta_{1 AB}$	Contribució de l'esforç tallant en el càlcul de la fletxa segons distribució d'esforços en $T_{AB}$	$\omega_h$	Velocitat angular del cargol de boles
$\delta_2$	Contribució total del moment flector en el càlcul de la fletxa	$\omega_m$	Velocitat angular del motor
$\delta_{2 BC}$	Contribució del moment flector en el càlcul de la fletxa segons distribució d'esforços en $T_{BC}$	$\% \delta$	Pes del valor de $\Delta_p \delta_C$ en la funció objectiu
$\delta_{2 AB}$	Contribució del moment flector en el càlcul de la fletxa segons distribució d'esforços en $T_{AB}$	$\% M$	Pes del valor de $\Delta_p M_{car}$ en la funció objectiu

## 2. Prefaci

### 2.2. Origen del projecte

L'origen del projecte prové, essencialment, de l'observació d'unes característiques de funcionament inadequades i inesperades en un centre de mecanitzat de cinc eixos que va comprar una determinada empresa. Aquesta empresa amb competència en l'estil i disseny de models de vehicles forma part d'un grup especialitzat en la indústria automobilística i vehicles comercials. En definitiva, es dedica, entre d'altres àrees, a mecanitzar grans blocs de resina per formar models de vehicles.

Cap al juny del 2016 la companyia va incorporar al seu immobilitzat material una màquina-eina alemanya per realitzar la funció descrita, cosa que va comportar una gran inversió (al voltant de 700.000 €). Una vegada instal·lada a la fàbrica, es va detectar immediatament un mal funcionament de la màquina per mitjà de l'acabat que deixava aquesta sobre els models dels vehicles, amb una rugositat excessiva i amb petits ressalts en algunes zones; unes condicions d'acabat que eren inacceptables per a l'empresa. Amb la finalitat de solucionar aquest problema, van contractar una empresa especialitzada en reparació de màquines-eina per a que realitzes una avaluació de l'estat de la màquina i informés si s'havia de realitzar una reparació o modificació de la mateixa. Es va descobrir, però, que la màquina no presentava cap defecte en els seus components ni en la funció que havien de portar a terme; el problema residia en el disseny de la mateixa. L'empresa de reparació va oferir-se llavors a liderar un projecte de millora de disseny del centre de mecanitzat, va elaborar un informe detallant els problemes de disseny principals així com les accions a portar a terme per millorar-lo amb l'objectiu d'obtenir un bon acabat dels models i va elaborar un pressupost estimat. En espera de que aquesta empresa valori la situació i decideixi si acceptar o no la proposta, es realitza el present projecte amb la finalitat de servir com a base sòlida al projecte complet de millora del centre de mecanitzat si finalment s'accepta.

### 2.3. Motivació

La motivació del present projecte sorgeix de la possibilitat d'aplicar els coneixements adquirits durant el grau i el màster d'enginyeria en tecnologies industrials a un projecte desenvolupat no només per a ús acadèmic si no que, molt probablement, es portarà a terme. Per altra banda, també hi ha el fet d'adquirir nous coneixements sobre l'àrea del disseny mecànic i aprendre a seleccionar i calcular components mecànics que no s'han

estudiat amb detall a la universitat, com són per exemple les guies i patins lineals o el cargol de boles.

## 2.4. Requeriments previs

En primer lloc, és necessari disposar d'informació detallada sobre les característiques i especificacions usuals de la màquina així com del disseny mecànic que tenen alguns centres de mecanitzat amb aplicacions semblants a la màquina d'estudi, per tal d'avaluar l'estat de la mateixa i tenir una base per millorar el seu disseny.

En segon lloc, es requereix disposar de catàlegs amb informació tècnica i bibliografia relacionada amb el disseny mecànic per obtenir recomanacions, mides de components, fórmules, etc.

Finalment, es requereix un software que treballi amb arxius CAD i que, no només permeti dissenyar components mecànics, si no que també incorpori un complement de simulació, mitjançant el mètode d'elements finits, a fi d'efectuar anàlisis estàtics. En aquest cas el programa escollit ha sigut el *Solidworks*.

## 3. Introducció

### 3.1. Objectius del projecte

La finalitat d'aquest projecte és modificar el disseny del conjunt de components que treballen en l'eix Y i en l'eix Z d'una fresadora de control numèric per tal d'eliminar els defectes del disseny original, millorant el funcionament del conjunt.

L'objectiu principal del nou disseny és modificar el carro que es desplaça per l'eix Y de tal forma que l'error de mecanització es redueixi fins a l'ordre de centèsimes de mil·límetre (com a màxim una dècima tenint només en compte el pes de l'estructura). D'aquesta manera, s'aconseguiria deixar un acabat acceptable quan la màquina mecanitzi, situació que amb el disseny original no s'aconsegueix. En resum, es busca una solució constructiva que minimitzi l'error de mecanització, de valor de centèsimes de mil·límetre, però que no es vegin compromesos el cost i el pes totals de la nova estructura.

L'objectiu secundari és canviar el sistema de desplaçament del carro de l'eix Y per un de més precisió i que redueixi el joc axial existent en el sistema original.

### 3.2. Abast del projecte

S'efectua l'anàlisi mecànic previ a la màquina i es realitza un estudi de rigidesa del carro que es desplaça en l'eix Y. Paral·lelament es dissenya el sistema mecànic del carro horitzontal de la màquina així com la seva unió amb el carro vertical. En la memòria del projecte també es comenta breument el disseny d'aquest últim component però, a diferència del carro horitzontal, sense una justificació extensa del seu disseny.

En concret, es tindran en compte les guies i els patins lineals d'ambdós carros, el sistema de guiatge del carro horitzontal i els seus suports, el motor i el seu acoblament, realitzant tot el disseny de materialització (plànols de conjunt) sense entrar en el disseny de detall (plànols de peça, amb la incorporació de toleràncies). Queda fora de l'abast del projecte l'anàlisi modal del nou disseny.



## 4. Fresadores de control numèric

### 4.1. Introducció

En els següents apartats s'introdueixen les màquines de control numèric, en concret les fresadores CNC, com la màquina d'estudi, i les seves característiques de funcionament i de disseny més rellevants per poder entendre determinades accions i decisions portades a terme en el projecte.

Les fresadores convencionals són aquelles màquines-eina que permeten realitzar treballs de mecanitzat per arrencament de ferritja mitjançant la rotació d'una eina que conté varis filets de tall, anomenada fresa. La mecanització es realitza mitjançant el desplaçament de la peça a mecanitzar en un dels eixos de la màquina alhora que l'eina es troba en rotació. [1]

El control numèric (CN) és un sistema d'automatització que utilitzen algunes de les màquines-eina per portar a terme el procés de fabricació per arrencament de ferritja mitjançant ordres programades guardades en un mitjà d'emmagatzematge de dades. Una extensió d'aquest concepte és el control numèric computeritzat (CNC), amb la diferència que incorpora un ordinador a la màquina. [3]

### 4.2. Elements bàsics de la fresadora vertical convencional

La fresadora vertical és aquella en que l'eix porta-freses és el vertical. Totes les fresadores les conformen, en general, els mateixos elements bàsics. La següent llista s'ha realitzat segons l'experiència pròpia adquirida en la reparació de màquines-eina i mitjançant referències per descriure millor alguns conceptes [3] [4]:

- **Bancada.** Suporta tota la màquina i és fixa al terra.
- **Capçal.** És aquella part de la màquina que disposa d'un sistema de fixació d'eina i d'un motor que acciona la rotació de la fresa.
- **Carros mòbils.** Les fresadores convencionals disposen de carros mòbils que es mouen a través dels eixos de la màquina. La taula de treball on es fixa la peça a mecanitzar es mou en direcció X i Y i el capçal es pot desplaçar en Z. S'anomena eix Z a l'eix de rotació de l'eina, eix X a la direcció horitzontal respecte a l'operari i eix Y a la perpendicular dels altres dos eixos. Els carros es desplacen a través d'unes guies lineals i ho fan a través de l'accionament d'un servomotor de manera

directa o indirecta sobre un cargol de boles, que al girar sobre una femella fixa fora de la referència del carro, permet el desplaçament d'aquest.

- **Accionaments.** Motors que comanden els eixos.
- **Caixes de velocitats.** Sistemes d'engranatges i politges que permeten obtenir diferents velocitats en l'avanç dels carros i de la rotació de l'eina.
- **Captadors de posició i de velocitat.** Elements que transformen una magnitud mecànica (desplaçament o rotació) en una senyal elèctrica proporcional (magnitud elèctrica) que permet obtenir informació de la posició o velocitat que porta un element de la màquina (Sobretot desplaçament del carro, rotació del motor i velocitat del motor).
- **Altres:** sistema elèctric, circuit de lubricació, sistema d'aire comprimit, etc.

### 4.3. Fresadores CNC

Les fresadores convencionals necessiten d'un operari que controli contínuament l'avanç dels carros, la velocitat de rotació de l'eina, l'eina a utilitzar, el desgast d'aquesta, etc. En canvi, en una fresadora CNC tot el sistema està automatitzat; la mecanització i el control es realitza a partir d'unes instruccions de programa introduïdes per l'operari. El control numèric interpreta les instruccions de programa, fent els càlculs necessaris i enviant senyals als accionaments de la màquina corresponents, comprovant els resultats mitjançant captadors de posició i velocitat (normalment sistema realimentat). [3]

L'estructura bàsica de la màquina és la mateixa que una convencional però amb la principal diferència que pot incorporar més eixos a la màquina (normalment incorpora la rotació en una o dues direccions de l'eix del capçal de la màquina). També sol incorporar sistemes automatitzats com el canvi d'eina, l'extracció de ferritja, la lubricació de la màquina, etc.



Fig. 4.1. Exemple fresadora CNC de pont, model GRANDER. Font: [4]

Hi ha un tipus de fresadores CNC, anomenades comunament fresadores de pont (veure Fig. 4.1), que en comptes de tenir una sola columna vertical que subjecti la taula de treball i el capçal, disposen de dues columnes i una estructura horitzontal que permet al capçal desplaçar-se horitzontalment (eix Y) a part de verticalment (eix Z). S'escullen fresadores amb aquesta configuració constructiva quan es requereixen 5 eixos de màquina o un ampli espai de treball. Amb aquest sistema s'aconsegueix que l'estructura horitzontal que suporta el capçal no tingui pràcticament flexió quan el capçal es desplaça per les guies de l'estructura, ja que disposa de dues columnes verticals a banda i banda.



## 5. Descripció general del disseny mecànic de la màquina original

La màquina en que s'aplica el projecte de modificació és una fresadora de control numèric que l'empresa propietària utilitza, únicament, per mecanitzar grans blocs de resina a fi d'obtenir representacions a escala real de nous dissenys d'automòbils. Seguidament es presenta una descripció general de les característiques de la fresadora CNC i dels defectes de disseny més destacats.

### 5.1. Eixos de la màquina

La fresadora de control numèric és de cinc eixos; és a dir, pot mecanitzar utilitzant cinc moviments de translació i rotació a la vegada, independents entre ells. Tres eixos corresponen als desplaçaments horitzontal, vertical i transversal (Y, Z i X respectivament) i els dos eixos restants corresponen als dos girs que pot efectuar el capçal en funcionament (B i C). A la següent figura Fig. 5.1 es mostra gràficament la posició dels eixos a la màquina.

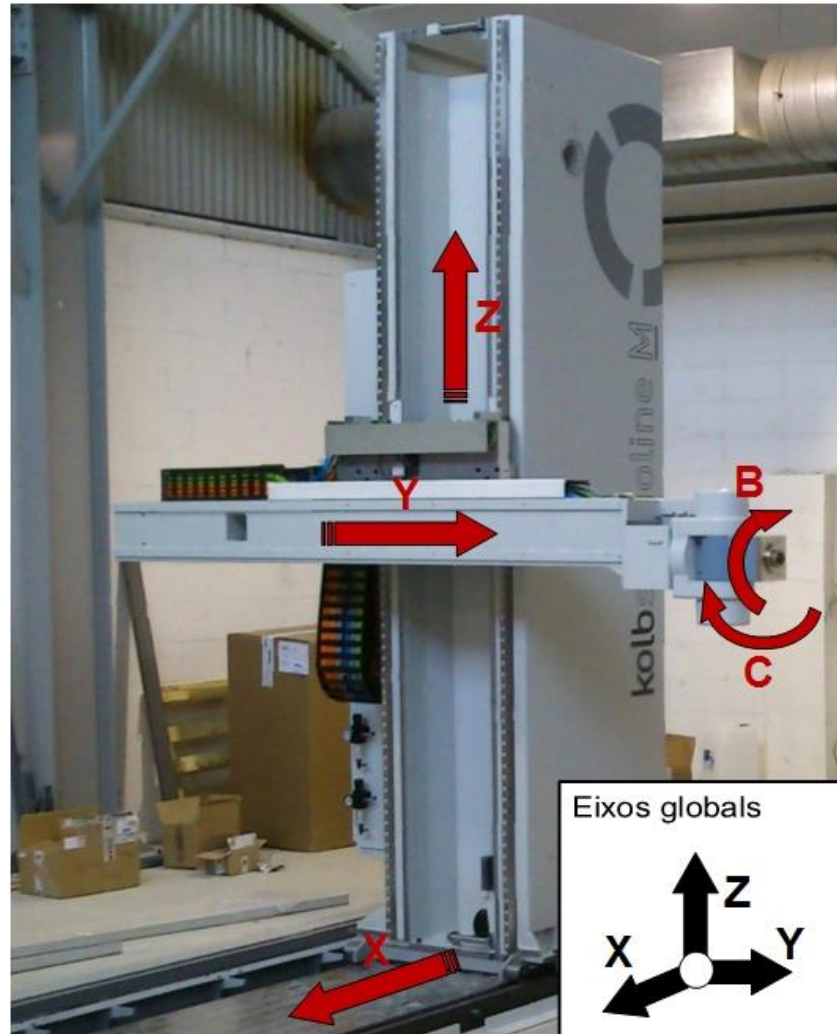


Fig. 5.1 Eixos de mecanització de la fresadora CNC

## 5.2. Desplaçament dels carros

La bancada de la màquina és fixa al terra i s'hi pot desplaçar el carro transversal, on hi està collada la columna vertical de la màquina. Al llarg de la seva longitud, s'hi desplaça el carro vertical d'alumini i sobre aquest, el carro horitzontal d'acer.

El desplaçament dels tres carros està comandat per tres servomotors CNC, un a cada eix. Cada motor porta en el seu eix corresponent un pinyó que interactua amb una cremallera, fent que es desplaci el carro. Aquest sistema de desplaçament no s'utilitza en les aplicacions on s'efectua mecanització de components ja que es perd precisió en la posició de l'eina degut al joc existent entre pinyó i cremallera, fet que es posa de manifest quan s'inverteix el sentit del moviment en qualsevol dels tres eixos. A més, aquests errors de

posició augmenten quan s'interpolen els eixos. Tot i així, és possible que el joc dels eixos no s'observi en l'eix Z degut a que el mateix pes del carro Z i Y provoquin que es venci sempre el joc de la cremallera amb el pinyó.

Els servomotors de la màquina poden bloquejar el moviment dels seus carros respectius mitjançant una senyal elèctrica. En el cas del carro vertical, es disposa de dos frens pneumàtics que bloquegen el carro mitjançant una injecció d'aire a pressió en cas de que el sistema elèctric falli.

El moviment dels carros és possible gràcies a un sistema de guiatge lineal basat en guies i patins de corrons (veure Fig. 5.2). Respecte a l'eix Y, hi ha dues guies que estan collades al carro horitzontal que es desplacen a través de quatre patins, fixats al carro vertical de la màquina. Aquesta situació és inusual en el disseny de màquines-eina, on normalment són els patins que es desplacen sobre unes guies fixes i no a la inversa. El sistema de guiatge està dissenyat de manera que les guies estan sotmeses a una flexió contínua i en conseqüència no es manté la seva alineació. A més, el sistema de guiatge lineal de l'eix Y es situa al lateral del carro, en comptes d'estar en la part inferior. Aquest fet provoca una flexió addicional en el carro i que els patins, ubicats verticalment, pateixin més esforços. En el cas de l'eix Z, hi ha dues guies fixades a la columna vertical i són quatre patins els que es desplacen sobre aquestes, components que es collen al carro de l'eix Z, a la cara contrària on s'ubiquen els patins de l'eix Y.

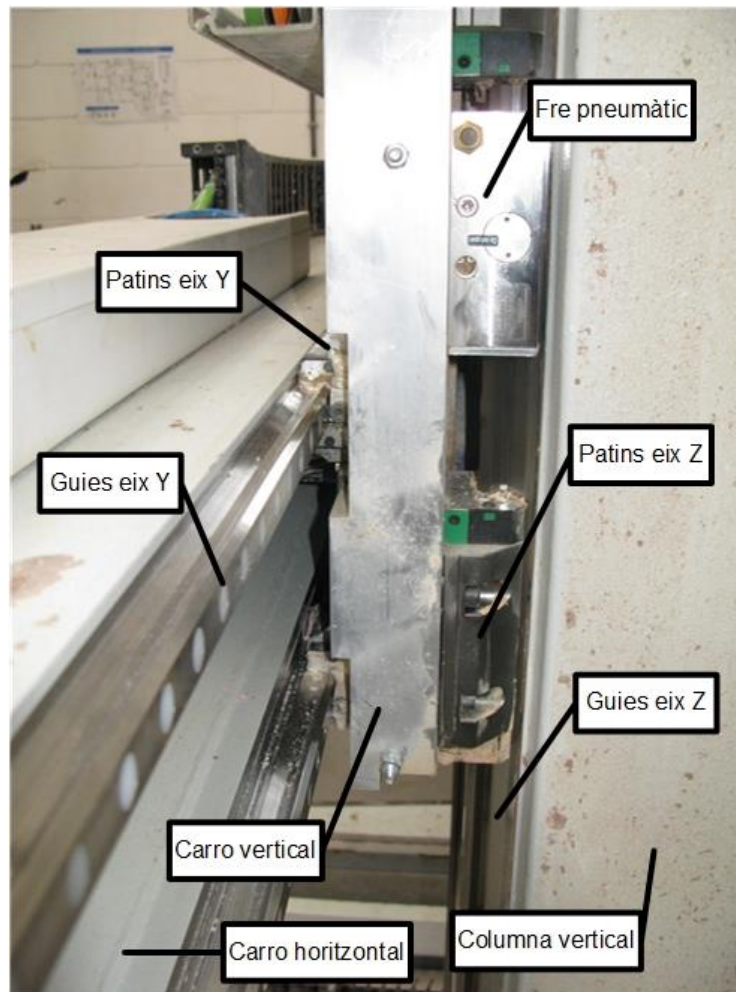


Fig. 5.2. Elements bàsics del carro horitzontal i vertical de la màquina d'estudi.

Es pot observar que les guies en els tres eixos no disposen de cap element d'alineació, components que recomana utilitzar el fabricant [14]. Amb la qual cosa no conformen una línia perfectament recta al llarg del seu recorregut, sobretot si la guia pateix grans esforços com és la de l'eix Y, que suporta tot el pes del carro. És absolutament necessari algun tipus d'alineació recomanat pel fabricant corresponent de sistemes de guiatge lineal per tal que la guia no pateixi deformacions.

Per altra banda, s'observa que els patins de l'eix Y i del Z es fixen al carro vertical de manera incorrecta. En primer lloc, cal notar que els patins es collen mitjançant uns cargols que són d'un mètric inferior als forats roscats dels patins, de manera que aquests actuen com a forats passants i els cargols collen sobre el carro. Aquesta configuració s'adoba si no hi ha més remei per restriccions de disseny però la solució més correcte és collar sobre els forats roscats dels carrils, realitzant forats passants en el bloc d'alumini que fa de carro

vertical. D'aquesta manera s'aconseguiria que els cargols tinguessin menys joc, ja que el fet de collar sobre alumini comporta un perill de deformació del forat sota grans càrregues i es facilitaria el muntatge en aquest cas.

En segon lloc, s'observa que el sistema de guiatge no està concebut de manera que hi hagi un conjunt de patins que actuïn com a referència (totalment fix) i un altre com a posicionat respecte a l'altre conjunt de patins (dotat d'un cert joc), tal i com estipula el fabricant sobre les instruccions de muntatge [14].

### 5.3. Problemes de rigidesa en el carro de l'eix Y

Hi ha una sèrie de problemes de rigidesa que provoquen la vibració del capçal i, per tant, el mal acabat dels blocs de resina que mecanitza la màquina. El més greu s'observa en la secció del carro Y en relació a la llargària total que pot sobresortir.

La configuració de l'eix Y en aquest centre de mecanitzat és del tot inusual respecte a altres fresadores CNC de mida semblant. Específicament, el carro de l'eix Y sobresurt considerablement respecte a la columna vertical de la màquina quan mecanitza, només recolzat per una banda mitjançant guies lineals (veure Fig. 5.3). El disseny habitual es duu a terme en forma de pont, en el que carro Y està recolzat per dues columnes i el component a mecanitzar es col·loca entre elles (tal i com s'explica a l'apartat 4.3). La segona configuració permet que el carro Y no tingui pràcticament deformació; en canvi, tenir el carro penjant per un costat provoca que hi hagi un error de mecanització considerable a l'extrem del carro degut a la flexió. No obstant, canviar de configuració per solucionar el problema de rigidesa no és una opció a considerar; caldria redissenyar per complet la màquina.



Fig. 5.3. Mecanització de prova una vegada instal·lada la màquina

## 6. Anàlisi rigidesa del carro Y

La finalitat del següent anàlisi és avaluar quin és l'error màxim de mecanització esperat tenint en compte només el pes de l'estructura que conforma l'eix Y de la màquina i quines accions cal portar a terme per augmentar la rigidesa del conjunt. Aquest error equivaldrà a calcular la fletxa a l'extrem del carro quan aquest es troba a la posició més llunyana del carro vertical, on la fletxa és màxima degut a la flexió que pateix el carro.

Només es té en compte el propi pes del bloc del carro, el de les guies i el del capçal de la màquina. S'ha negligit el pes dels patins així com el del cablejat del sistema elèctric, que passa per sobre del carro.

El càlcul de la fletxa s'ha realitzat a través d'un càlcul aproximat utilitzant coneixements de resistència de materials. En concret, mitjançant el mètode de les seccions i aplicant el teorema de Castigliano. Seguidament s'ha realitzat un anàlisi estàtic per simulació amb elements finits per validar el resultat obtingut.

### 6.1. Càlcul de la fletxa a l'extrem del carro

#### 6.1.1. Hipòtesis i suposicions

Per a poder realitzar un càlcul simplificat però del que es puguin obtenir resultats prou fiables, s'han realitzat una sèrie de suposicions i hipòtesis.

S'ha considerat un model de peça plana pel conjunt del carro i les guies. Aquest model té tres condicions d'aplicació [7]:

1. La generatriu de la peça pertany a un pla. (normalment es treballa amb el pla X-Y)
2. Totes les accions sobre la peça, així com les seves reaccions, també pertanyen a aquest pla.
3. La secció és simètrica respecte al pla de treball.

A part dels eixos globals de la màquina, també s'utilitzen uns eixos locals  $x$ ,  $y$  i  $z$ , en referència al carro horitzontal, per a l'estudi i modificació del disseny d'aquesta: eix  $x$  en la directriu del carro i  $y$  i  $z$  pertanyents a la secció, ortogonals dos a dos entre ells (veure Fig. 6.1.). Prenent com a referència aquests eixos, les condicions anteriorment esmentades fan que només dels sis tipus d'esforços de secció possibles ( $N_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$  i  $M_z$ ) només puguin ser diferents de zero l'esforç normal, el tallant en direcció  $y$  i el moment en  $z$ . Si hi



han esforços tallants en  $z$ , moments en  $x$  o moments en  $y$  llavors no es compleixen les condicions especificades anteriorment i, per tant, teòricament no es podria treballar amb un model de peça plana. En el cas d'estudi, el carro té les guies a un lateral i aquestes estan subjectes a quatre patins (dos a d'alt i dos a baix). En principi no es podria treballar amb un model de peça plana ja que els patins impedeixen la rotació en l'eix  $x$  i, per tant, la secció té un moment de reacció en l'eix  $x$ . Tot i així, s'ha considerat el model de peça plana suposant que l'error en els resultat serà acceptable (prenent com a referència els resultats de la simulació estàtica).

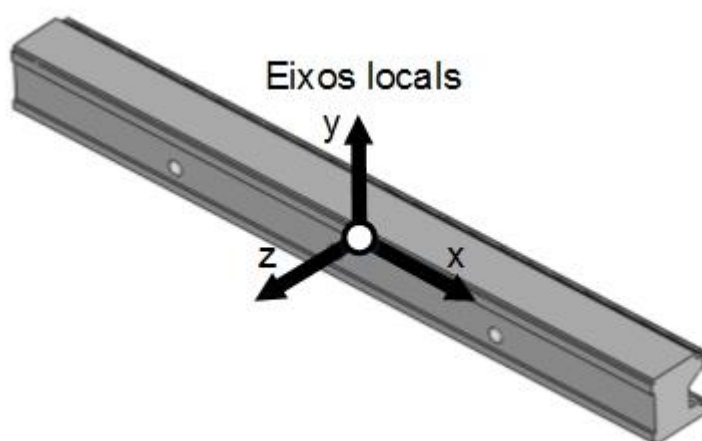


Fig. 6.1. Eixos locals del carro horitzontal

Pel que fa als materials, per al carro s'ha suposat que ha sigut fabricat a partir d'un acer de baix contingut en carboni (AISI 1020), que entre els seus usos habituals es troba el dels eixos estructurals amb seccions grans i que no suportin esforços elevats [5]. El fabricant especifica que les guies son d'un aliatge d'acer temperat, tot i que no mostren la seva composició química.

Per últim, cal comentar que s'ha exclòs el capçal del model de peça plana (només s'estudia el desplaçament del conjunt del carro i les guies). Com que la massa del capçal s'estima en 30 kg i el centre de gravetat està desplaçat de la secció de l'extrem del carro, s'ha imposat en el model una càrrega vertical igual al pes i un moment en  $z$  (igual a el pes multiplicat per la distància del centre de gravetat del capçal a la secció del carro). El pes del capçal i de les guies s'ha representat en el model segons una càrrega lineal i uniforme.

### 6.1.2. Càlcul de la fletxa

En primer lloc, es calcula la fletxa a l'extrem sense considerar la rigidesa dels patins (suposant rigidesa infinita), a fi de simplificar l'esquema de càlcul. Seguidament, amb

l'ajuda de les dades de rigidesa que aporta el fabricant, es calcula l'augment de la fletxa a l'extrem degut a la variació d'altura que experimenten les seccions on es situen els patins (rigidesa finita) . Finalment, s'utilitza el principi de superposició.

Per al càlcul és necessari, en primer lloc, conèixer els mòduls d'elasticitat longitudinal i transversal de la peça d'estudi però aquesta està formada pel carro de l'eix Y i es guies lineals, que no són del mateix tipus d'acer i, per tant, es cometria un cert error de càlcul si s'imposés unes propietats d'un determinat acer. No obstant, és possible considerar uns mòduls d'elasticitat equivalents sota el supòsit d'igual deformació ( $E_{ac\_eq}$  i  $G_{ac\_eq}$ ) [10].

$$E_{ac\_eq} = \frac{E_{ac\_1020}E_{ac}}{E_{ac\_1020}V_{ac} + E_{ac}V_{ac\_1020}} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

$$G_{ac\_eq} = \frac{G_{ac\_1020}G_{ac}}{G_{ac\_1020}V_{ac} + G_{ac}V_{ac\_1020}} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Els paràmetres  $V_{ac}$  i  $V_{ac\_1020}$  són, respectivament, les fraccions volumètriques de les guies lineals i del carro. Les guies i el carro tenen la mateixa longitud, per tant, aquestes fraccions es poden calcular dividint l'àrea corresponent entre l'àrea total de la secció.

$$V_{ac\_1020} = \frac{A_c}{A_c + 2A_g} = \frac{A_c}{A_{c+g}} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

$$V_{ac} = \frac{2A_g}{A_c + 2A_g} = \frac{2A_g}{A_{c+g}} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

A la següent Fig. 6.2 es representa l'esquema del problema.



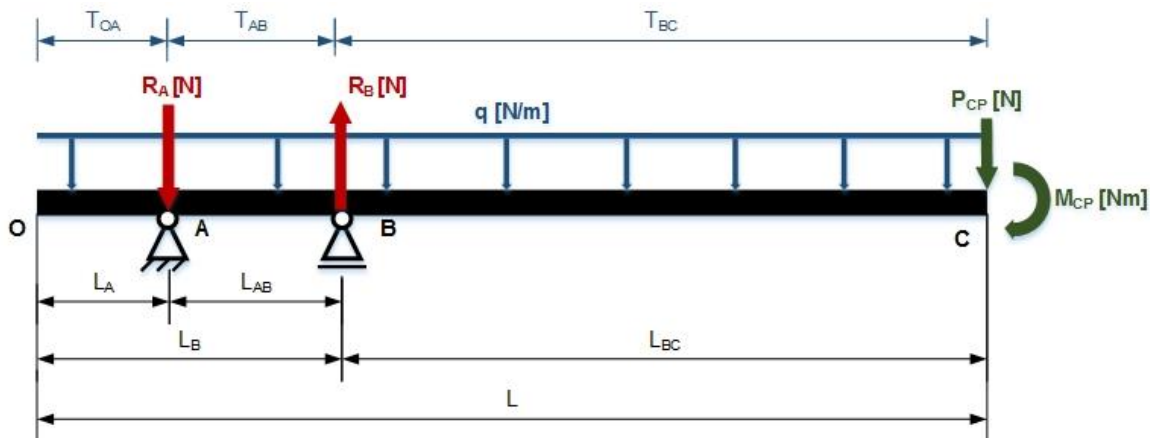


Fig. 6.2. Diagrama del sòlid lliure del carro horitzontal – disseny original

A la següent Taula 6.1 es mostren les dades necessàries per realitzar els càlculs.

Distàncies		
$L$	2500	mm
$L_A$	115	
$L_B$	727	
$L_{AB}$	612	
$L_{CD}$	255	
Càrregues		
$P_{c+g}$	7674	N
$q_{c+g}$	3069	N/m
$P_{cp}$	294	N
$M_{cp}$	75	Nm
Secció del carro i les guies		
$A_c$	39101	mm <sup>2</sup>
$A_g$	389	
$A_{c+g}$	39880	
$I_{c+g}$	12439	cm <sup>4</sup>
Material: Acer AISI 1020 i Acer aliat		
Mòdul elasticitat longitudinal		
$E_{ac\_1020}$	200000 [11]	N/mm <sup>2</sup>
$E_{ac}$	210000 [11]	
$E_{ac\_eq}$	200186	
Mòdul elasticitat transversal		
$G_{ac\_1020}$	77000 [11]	N/mm <sup>2</sup>
$G_{ac}$	79000 [11]	
$G_{ac\_eq}$	77038	

Taula 6.1. Dades requerides per realitzar el càlcul de la fletxa

El model del carro de l'eix Y s'ha dividit en tres trams  $T_{OA}$ ,  $T_{AB}$  i  $T_{BC}$ . La secció O és la secció inicial del carro (l'extrem oposat d'on s'ubica el capçal de la màquina), A i B són les seccions que passen pel punt mig dels patins i C la secció última del carro (on seguidament hi és el capçal). El punt D, no representat a la Fig. 6.2, representa la ubicació del centre de gravetat del capçal.

En primer lloc, s'ha aplicat el teorema de la quantitat de moviment i del moment cinètic al sistema de la Fig. 6.2 per trobar les reaccions  $R_A$  i  $R_B$ . Seguidament, aplicant el mètode de les seccions, es pot trobar la distribució de moments i esforç tallant al llarg del carro. Amb aquesta informació, finalment s'ha aplicat el teorema de Castigliano per trobar la fletxa a l'extrem del carro (secció C). L'aplicació particular del teorema de Castigliano per a peces planes es duu a terme mitjançant la següent expressió, que permet calcular la fletxa en la direcció d'una força [12]:

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial F} = \int_0^l \left( \frac{N}{EA} \frac{\partial N}{\partial F} + \frac{T}{GA} \frac{\partial T}{\partial F} + \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial F} \right) dx \quad (\text{Ec. 6.5})$$

En el problema d'estudi, l'esforç és pràcticament nul. Per tant, és possible simplificar l'expressió anterior (veure (Ec. 6.6)) de manera que el valor de la fletxa, obtingut en el punt d'aplicació teòric de la força  $F$ , és degut només a la contribució de l'esforç tallant i la del moment ( $\delta_1$  i  $\delta_2$  respectivament).

$$\delta = \frac{\partial W}{\partial F} = \int_0^l \left( \frac{T}{GA} \frac{\partial T}{\partial F} + \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial F} \right) dx = \delta_1 + \delta_2 \quad (\text{Ec. 6.6})$$

El primer valor  $\delta_1$  és funció del mòdul de rigidesa del material, de l'àrea de la secció i de la distribució d'esforços tallants al llarg de la peça. En canvi, el segon valor  $\delta_2$  depèn del mòdul d'elasticitat del material, del moment d'inèrcia en l'eix z de la secció i de la distribució de moments en z. Per tant, una vegada es coneix el material de la peça i les característiques de la seva secció, ambdós valors de fletxa es poden calcular independentment.

Tot el procediment de càlcul està descrit a l'Annex B. Els resultats obtinguts es mostren a la següent Taula 6.2:

<b>Reaccions</b>		
$R_A$	-7533	N
$R_B$	15501	
<b>Contribució de l'esforç tallant</b>		
$\delta_1$	0,007	mm
% $\delta_1$	2,60 %	-
<b>Contribució del moment</b>		
$\delta_2$	0,256	mm
% $\delta_2$	97,40 %	-
<b>Fletxa a l'extrem del carro</b>		
$\delta_C$	0,263	mm

Taula 6.2. Resultats dels càlculs efectuats en el carro horitzontal original

### 6.1.3. Comprovació per simulació amb elements finits

#### Objectius

Determinar el valor de la fletxa a l'extrem del carro, situat en el seu màxim desplaçament, mitjançant el dibuix en CAD i efectuant una simulació estàtica per elements finits per, seguidament, comparar-lo amb el valor calculat anteriorment.

#### Material dels components

A la següent Taula 6.3 es mostren els components CAD que s'han incorporat a l'anàlisi estàtic.

<b>Nom</b>	<b>Q</b>	<b>Ref. comercial</b>	<b>Material</b>	<b>Pes [N]</b>
Carro eix Y	1	-	AISI 1020 [5]	7512
Guies eix Y	2	RWU25-E-H [14]	Aliatge d'acer temperat [6]	162

Taula 6.3. Característiques dels components utilitzats en l'anàlisi estàtic.

Del capçal de la màquina només es disposa de les dimensions generals i la massa aproximada. Per tal de considerar l'acció del pes del capçal sobre el carro, s'ha incorporat a l'anàlisi una massa remota amb connexió rígida a la superfície de l'extrem on es colla el

capçal, a una distància de 255 mm d'aquesta, que és aproximadament on es troba el centre de gravetat del capçal.

### Connexions entre components i subjeccions

S'ha suposat que la unió entre els elements és totalment rígida; així, no s'ha incorporat cargoleria per tal de simplificar el model i no tindre problemes de capacitat de càlcul a l'hora d'executar la simulació. Per altra banda, s'ha imposat que les cares de contacte de les guies amb els seus corresponents patins (amb el carro desplaçat completament) estableixin una geometria fixa; és a dir, que aquestes superfícies mantinguin la seva geometria sota l'acció de la càrrega del pes. Per tant, no es considera la rigidesa dels patins.

### Càrregues externes

Només s'ha imposat l'acció de la gravetat.

### Mallat

S'ha aplicat una malla al model de manera automàtica, només especificant una sèrie de paràmetres dels elements finits (veure Taula 6.4); no s'ha refinat la malla en cap zona ja que s'ha observat que pràcticament no influïa en els resultats.

<b>Tipus de malla</b>	Malla basada en curvatura
<b>Mida màxima element</b>	50 mm
<b>Mida mínima element</b>	10 mm
<b>Núm. mínim d'elements en un cercle</b>	10
<b>Coefficient de creixement de la mida de l'element</b>	1,5

Taula 6.4 Paràmetres del mallat de l'anàlisi estàtic del carro Y

### Resultats

A la Fig. 6.3 s'hi representen els resultats de desplaçament una vegada executada la simulació. Tal i com es pot observar, el desplaçament màxim és d'uns **0,289 mm** a la secció última del carro. El valor de la fletxa calculat s'aproxima considerablement al valor calculat anteriorment (**0,263 mm**) ja que difereixen en **0,026 mm**. Un error d'unes 3 centèsimes de mil·límetre és acceptable tenint en compte les suposicions i hipòtesis que s'han realitzat.

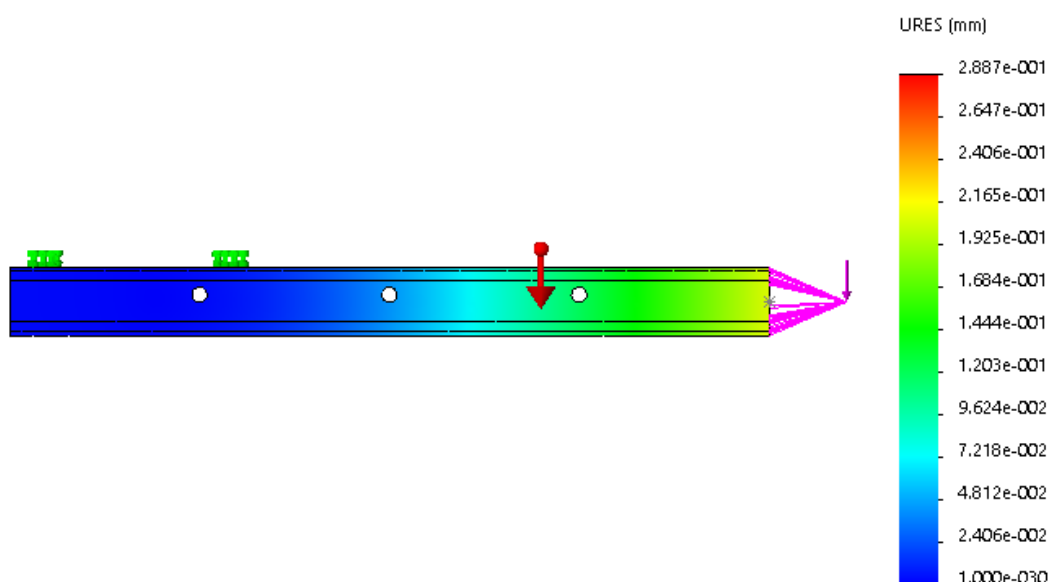


Fig. 6.3. Resultats de desplaçament de l'anàlisi estàtic del carro horitzontal original

#### 6.1.4. Consideració de la rigidesa dels patins

En aquest apartat es calcula l'augment del desplaçament de la secció de l'extrem a causa de la rigidesa que tenen els patins del sistema de guiatge. A la Fig. 6.4 es mostra l'esquema de càlcul tenint en compte només la deformació en els patins a causa de les reaccions en les seccions A i B.



Fig. 6.4. Contribució de la rigidesa dels patins al càlcul de la fletxa

La línia discontinua marca l'eix central del carro. L'extensió de la primera molla representa la deformació soferta pels elements rodants dels patins situats en A. De la mateixa manera, la compressió de la segona molla correspon als patins situats en B. L'extensió o la compressió de les molles són causa del sentit de les reaccions en cada conjunt de patins.

Aplicant coneixements de geometria, es possible trobar una relació entre la variació de llargària de les molles ( $\Delta L_{mA}$  i  $\Delta L_{mB}$ ) i l'augment de fletxa a l'extrem ( $\Delta \delta_C$ ):

$$\Delta \delta_C = \frac{\Delta L_{mA} + \Delta L_{mB}}{L_{AB}} (L - L_A) - \Delta L_{mA} \quad (\text{Ec. 6.7})$$

La deformació soferta pel sistema de guiatge lineal s'obté mitjançant uns gràfics de rigidesa que proporciona el fabricant (referència [14]) i sabent la reacció en els patins (veure Taula 6.2). Els valor d'aquestes deformacions són, d'aproximadament, **5 i 12  $\mu\text{m}$**  per a les seccions A i B respectivament. Incorporant aquests valors en l'expressió (Ec. 6.7, l'augment del valor de la fletxa resulta ser de **0,061 mm**.

### 6.1.5. Resultats i conclusions

La fletxa a l'extrem del carro es calcula sumant els valors de fletxa calculats segons si es considera o no la rigidesa dels patins (principi de superposició). La fletxa a l'extrem del carro actual de la màquina s'estima, per tant, en **0,324 mm**.

N'hi ha prou amb veure que l'error de mecanització és de l'ordre de dècimes de mil·límetre per concloure que el carro horitzontal no té prou rigidesa com per utilitzar-se en una màquina-eina, dedicada a la mecanització, encara que sigui de blocs de material de poca resistència (blocs de resina, bàsicament). Aquest error ja és inacceptable sense tenir en compte l'esforç que rep l'eina quan mecanitza; per tant, amb la l'eina treballant s'estima un error encara més elevat, fet que es corrobora pel mal acabat superficial que s'observa en els models de resina que la màquina mecanitza.

## 6.2. Determinació de les característiques de la secció del carro

### 6.2.1. Objectius i dificultats del càlcul

Aquest capítol pretén utilitzar a la inversa el mètode de càlcul realitzat a l'apartat 6.1, de manera que s'imposa un valor de fletxa i es busca quines han de ser les característiques de la secció del carro per complir amb l'especificació de la fletxa imposada i avaluar si la modificació és viable.

Com s'ha comentat anteriorment, els paràmetres  $\delta_1$  i  $\delta_2$  depenen, respectivament, de l'àrea i del moment d'inèrcia de la secció. Per tant, resulta ser que imposant un valor de fletxa i mantenint la resta de dades constants (les càrregues i les propietats dels materials) a excepció de les característiques de la secció, no s'aconsegueix trobar directament l'àrea i el moment d'inèrcia necessaris, ja que la relació entre ambdós característiques és incerta (depèn de les mides i de la forma que prendrà la secció); llavors l'expressió (Ec. 6.6) esdevé una equació amb dos incògnites.

Per altra banda, encara que es disposés dels valors d'àrea i de moment d'inèrcia que complissin l'equació plantejada, el valor de la fletxa obtingut del càlcul seria major que el valor desitjat, ja que modificar les característiques de la secció implica també alterar el pes del sistema, que suposa tenir unes reaccions i una distribució d'esforços diferents. A més, si s'afegeix un material diferent de l'acer al conjunt, els mòduls d'elasticitat equivalents poden variar considerablement.

En conclusió, modificar les propietats de la secció implica també modificar altres paràmetres necessaris pel càlcul de la fletxa. Per tant, a fi de saber com modificar el conjunt per complir amb els objectius del projecte, abans de realitzar cap càlcul és necessari establir una determinada proposta constructiva: Com modificar la secció i quin tipus de material afegir, si és el cas. D'aquesta manera, a partir del càlcul es pot trobar una certa configuració que compleixi amb els objectius de reducció de la fletxa. No obstant, cal també avaluar si és viable portar a terme la modificació.

### 6.2.2. Establiment de la fletxa desitjada

El sistema establert per realitzar els càlculs té en compte només el carro i les guies lineals de l'eix Y. Per tant, és necessari trobar una relació entre la fletxa a l'extrem del carro (paràmetre  $\delta_C$ , el qual és possible calcular amb el model de peça plana plantejat) i del capçal (paràmetre  $\delta_D$ , que resulta ser l'error de mecanització que tindrà la màquina i és difícil calcular directament el seu valor). D'aquesta manera, si s'imposa un valor de fletxa desitjat a l'extrem de l'eina és possible calcular una estimació de quin hauria de ser el desplaçament a la secció última del carro. Si es consideren desplaçaments petits, com és el cas, és possible trobar una relació entre ambdós valors de fletxa suposant que els desplaçaments de cada secció del carro són proporcionals segons la seva posició respecte a un origen (semblança de triangles); a la Fig. 6.5 es pot observar aquesta

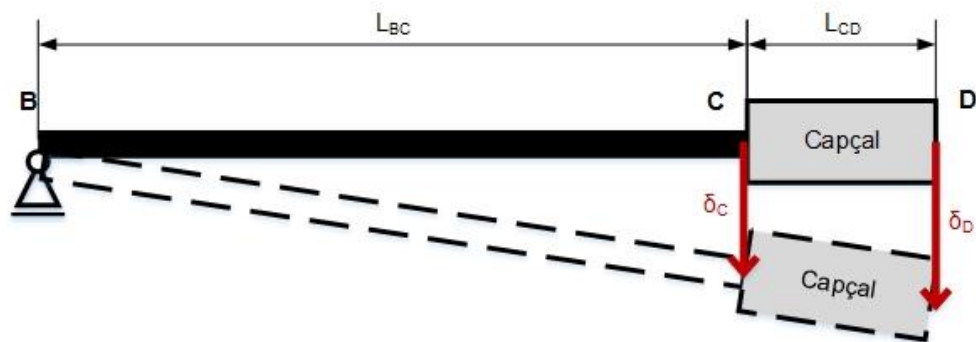


Fig. 6.5. Representació a gran escala de la deformació del carro horitzontal

proporcionalitat. No obstant, cal remarcar que en realitat aquesta relació no és proporcional ja que la deformada no és lineal, de manera que el valor trobat és una estimació.

Aplicant semblança de triangles, és possible trobar una relació entre els dos desplaçaments:



$$\delta_C = \delta_D \frac{L_{BC}}{L_{BC} + L_{CD}} = \delta_D f_{CD} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

El factor de proporcionalitat resulta ser de  $f_{CD}=0,907$ . Si s'imposa un valor desitjat de  $\delta_{D\_des} = 0,100 \text{ mm}$  (màxim a complir segons els objectius del projecte), la fletxa a l'extrem del carro hauria de ser, com a màxim, de  $\delta_{C\_des} = 0,091 \text{ mm}$ .

### 6.2.3. Proposta de solució 1

#### 6.2.3.1. Descripció de la configuració constructiva

Per tal d'obtenir una solució constructiva que permeti obtenir una fletxa de l'ordre de centèsimes de mil·límetre a l'extrem de capçal, es valorarà si és possible aconseguir una solució a partir de la següent configuració constructiva: s'incorporarà al carro unes platines d'un determinat material situades a les cares superior i inferior del carro, d'igual altura i d'amplada igual a les cares respectives. Representa que aquests blocs de material afegit anirien collats al carro, però no es tindrà en compte en el càlcul; s'ha suposat que la unió és completament rígida. La raó per la qual s'incorpora material als extrems superior i inferior del carro és poder augmentar el moment d'inèrcia en direcció z, sense modificar la secció actual del carro.

Cal destacar que el pes de l'estructura influeix considerablement en el valor de la fletxa a l'extrem del carro i que augmentar de manera considerable el pes de l'estructura implica un risc de fallada, ja sigui per trencament o per deformació, de certs components de la màquina que es van calcular tenint en compte les càrregues actuals. Si fos el cas, s'hauria de revisar la resistència de, sobretot, les guies lineals, els cargols que les uneixen amb els patins i l'assentament de la màquina amb el terra, tot i que aquest últim aspecte es troba fora de l'abast d'aquest projecte.

Per tant, es tracta d'escollir un material per a les platines que sigui lleuger, de cost moderat i de bona rigidesa. D'aquesta manera, s'ha escollit l'alumini per ser un material relativament fàcil d'obtenir i de poc pes, per tal que sigui possible augmentar el moment d'inèrcia de la secció sense comprometre el pes total del sistema.

Amb el present sistema es calcula, per mitjà d'un procés iteratiu, les mides de les platines per tal d'obtenir la fletxa que s'imposi. En la següent Fig. 6.6 es mostra la secció descrita, mostrant la posició dels centres de gravetat de cada component i del conjunt respecte a un origen comú ( $Y_{p1}$ ,  $Y_{p2}$ ,  $Y_{c+g}$ , i  $Y_{CGtot}$ ).

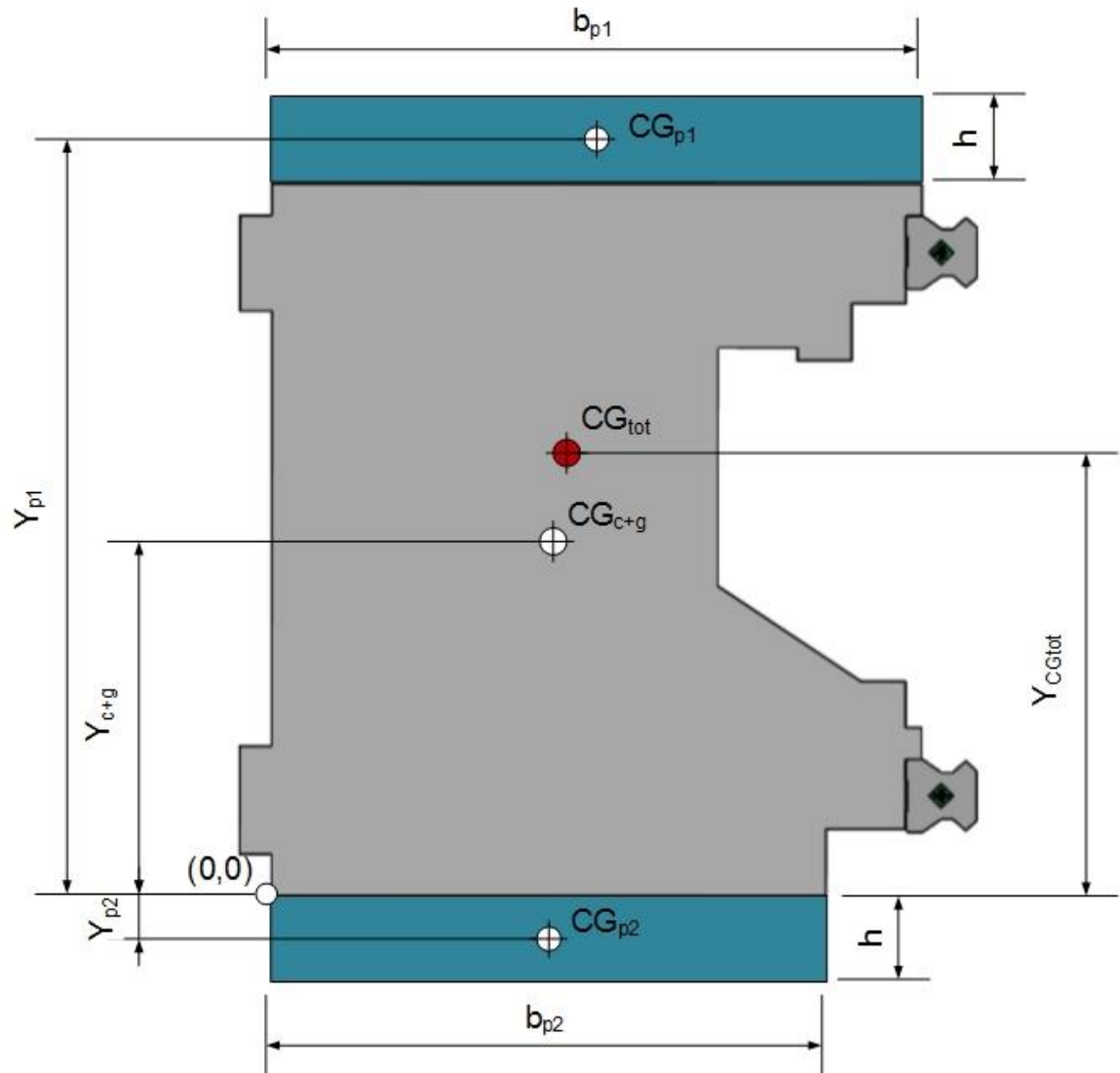


Fig. 6.6. Secció del carro horitzontal segons la proposta de solució 2

### 6.2.3.2. Càlcul altura platines requerida

El moment d'inèrcia de la secció del conjunt en l'eix  $z$  ( $I_{CGtot}$ ) es calcula mitjançant la posició relativa dels centres de gravetat de cada component així com les àrees i els moments d'inèrcia de cadascun d'ells. La posició del centre de gravetat del conjunt  $Y_{CGtot}$  es calcula mitjançant la següent expressió (Ec. 6.9 [7]).

$$Y_{CGtot} = \frac{\sum_i A_i Y_i}{\sum_i A_i} = \frac{A_{p1} Y_{p1} + A_{p2} Y_{p2} + A_{c+g} Y_{c+g}}{A_{p1} + A_{p2} + A_{c+g}} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

I el moment d'inèrcia segons (Ec. 6.10 [7]):

$$I_{CGtot} = \sum_i (I_i + A_i d_i^2) \quad (\text{Ec. 6.10})$$

$$= I_{p1} + A_{p1}(Y_{p1} - Y_{CGtot})^2 + I_{p2} + A_{p2}(Y_{p2} - Y_{CGtot})^2 + I_{c+g} + A_{c+g}(Y_{c+g} - Y_{CGtot})^2$$

Les expressions per calcular la posició del centre de gravetat, l'àrea i el moment d'inèrcia de les platines en funció de  $h$  es mostren a la següent Taula 6.5.

	Platina superior	Platina inferior
<b>Posició centre de gravetat</b>	$Y_{p1} = 224 \text{ mm} + \frac{h}{2}$ (Ec. 6.11)	$Y_{p2} = -\frac{h}{2}$ (Ec. 6.12)
<b>Àrea</b>	$A_{p1} = b_{p1} h$ (Ec. 6.13)	$A_{p2} = b_{p2} h$ (Ec. 6.14)
<b>Moment principal d'inèrcia en z</b> [7]	$I_{p1} = \frac{b_{p1} h^3}{12}$ (Ec. 6.15)	$I_{p2} = \frac{b_{p2} h^3}{12}$ (Ec. 6.16)

Taula 6.5. Expressions pel càlcul de les característiques de secció – proposta de solució 1

Mantenint la configuració descrita, l'única variable que es modifica entre totes les seccions del conjunt possibles és l'altura de les platines  $h$ . Per tant, conegut el moment d'inèrcia del conjunt que es requereix, es pot determinar  $h$ .

Cal recordar que, tant el mòdul d'elasticitat longitudinal com el transversal del conjunt, varien amb la incorporació de platines d'un altre material al carro. Pel càlcul dels nous valors del conjunt equivalents, s'han escollit valors estàndard pels mòduls d'elasticitat de l'alumini (veure Taula 6.6).

<b>Material: alumini</b>		
$E_{al}$	70000	N/mm <sup>2</sup>
$G_{al}$	26300	
$\rho_{al}$	2700	Kg/m <sup>3</sup>

Taula 6.6. Propietats estàndard de l'alumini [8]

De la mateixa manera que es va realitzar amb el conjunt del carro i les guies lineals en l'apartat 6.1.2, el càlcul dels mòduls d'elasticitat equivalents es pot realitzar mitjançant les següents expressions (Ec. 6.17) i (Ec. 6.18), sota la suposició d'igual deformació [10]:

$$E_{tot} = \frac{E_{ac\_sq} E_{al}}{E_{ac\_sq} V_{al} + E_{al} V_{ac\_sq}} \quad (\text{Ec. 6.17})$$

$$G_{tot} = \frac{G_{ac\_sq} G_{al}}{G_{ac\_sq} V_{al} + G_{al} V_{ac\_sq}} \quad (\text{Ec. 6.18})$$

Les fraccions volumètriques del conjunt es calculen segons:

$$V_{ac\_sq} = \frac{A_{c+g}}{A_{c+g} + A_{p1} + A_{p2}} \quad (\text{Ec. 6.19})$$

$$V_{al} = \frac{A_{p1} + A_{p2}}{A_{c+g} + A_{p1} + A_{p2}} \quad (\text{Ec. 6.20})$$

Davant d'aquest sistema complex es realitza un procés iteratiu per tal d'obtenir l'altura de les platines que fa complir amb l'especificació de la fletxa. En primer lloc, es calcula el moment d'inèrcia  $I_z'$  imposant el valor de la fletxa desitjat mitjançant l'equació (Ec. 6.21), que s'obté negligint la contribució de l'esforç tallant en el valor de la fletxa i mantenint la resta de dades constants. És raonable negligir la contribució d'aquest esforç ja que en el càlcul de la fletxa representa un 2,60 % del total (veure Taula 6.2).

$$I'_z = \frac{\int_0^l \left( M \frac{\partial M}{\partial F} \right) dx}{\delta_{Cd} E_{tot}} \quad (\text{Ec. 6.21})$$

El primer valor de  $h$  en el càlcul iteratiu s'obté mitjançant les expressions (Ec. 6.10) i (Ec. 6.21), imposant que  $I_{CGtot}$  prengui el valor de  $I'_z$  i prenent l'enter superior del resultat. Seguidament, es realitza el càlcul de la fletxa que s'obté amb aquest moment d'inèrcia i modificant la resta de dades: l'àrea de la secció, la càrrega lineal i els mòduls d'elasticitat. Seguidament es comprova si el resultat ( $\delta_c$ ) és menor o igual al valor desitjat ( $\delta_{Cd}$ ). Si no és el cas, es repeteix el càlcul del moment d'inèrcia  $I'_z$  mitjançant (Ec. 6.21) tenint en compte la variació de les dades en la iteració anterior. Es repeteix el procés successivament fins que es compleixi l'objectiu.

Les expressions per calcular les noves dades del problema, segons l'altura de les platines calculada, es mostren a la Taula 6.7.

<b>Càrrega lineal</b>	$q = q_{c+g} + (A_{p1} + A_{p2})\rho_{al}g$	(Ec. 6.22)
<b>Àrea</b>	$A = A_{c+g} + A_{p1} + A_{p2}$	(Ec. 6.23)
<b>Moment d'inèrcia</b>	$I = I_{CGtot}$	(Ec. 6.24)
<b>Mòdul d'elasticitat longitudinal</b>	$E = E_{tot}$	(Ec. 6.25)
<b>Mòdul d'elasticitat transversal</b>	$G = G_{tot}$	(Ec. 6.26)

Taula 6.7. Expressions per obtenir els paràmetres de càlcul de la fletxa – proposta de solució 1

Aquest procés iteratiu està representat en el diagrama de la Fig. 6.7:

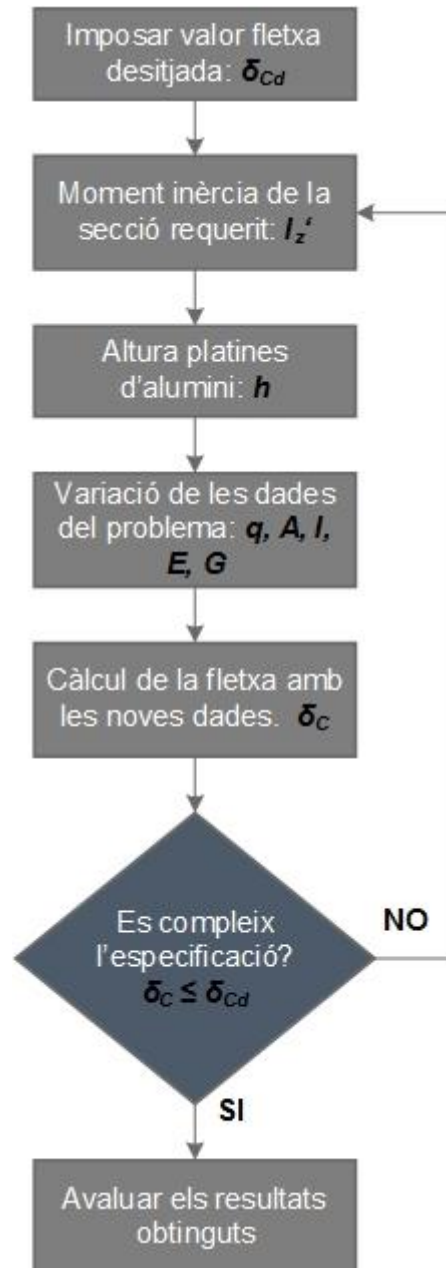


Fig. 6.7. Procés del càlcul iteratiu de la fletxa

### 6.2.3.3. Avaluació dels resultats i conclusions

El resultat del càlcul iteratiu mostra que és necessària una altura de les platines  $h=82 \text{ mm}$  per tal de complir amb l'especificació de la fletxa, sense tenir en compte la rigidesa dels patins. Per tant, l'altura de platines requerida seria encara més gran. Es tracta d'una mida molt elevada que augmentaria l'amplada de la secció del carro en 164 mm i afegiria 209 kg a l'estructura; no és una solució viable des d'un punt de vista econòmic i tecnològic.

Tot i que d'aquest càlcul no s'hagi aconseguit una bona solució constructiva, si que ha permès estudiar la variació de la fletxa obtinguda en funció dels diferents paràmetres. D'aquest estudi es conclou que la relació entre el valor de la fletxa a l'extrem i el moment d'inèrcia de la secció no és proporcional, si no que a mesura que s'augmenta el moment d'inèrcia de la secció cada vegada costa més obtenir un valor de fletxa més petit, degut principalment a l'augment del pes de l'estructura. Aquest fenomen es pot observar en els gràfics de Fig. 6.8 i Fig. 6.9 en que es representen els resultats obtinguts de la fletxa per diferents valors de  $h$ .

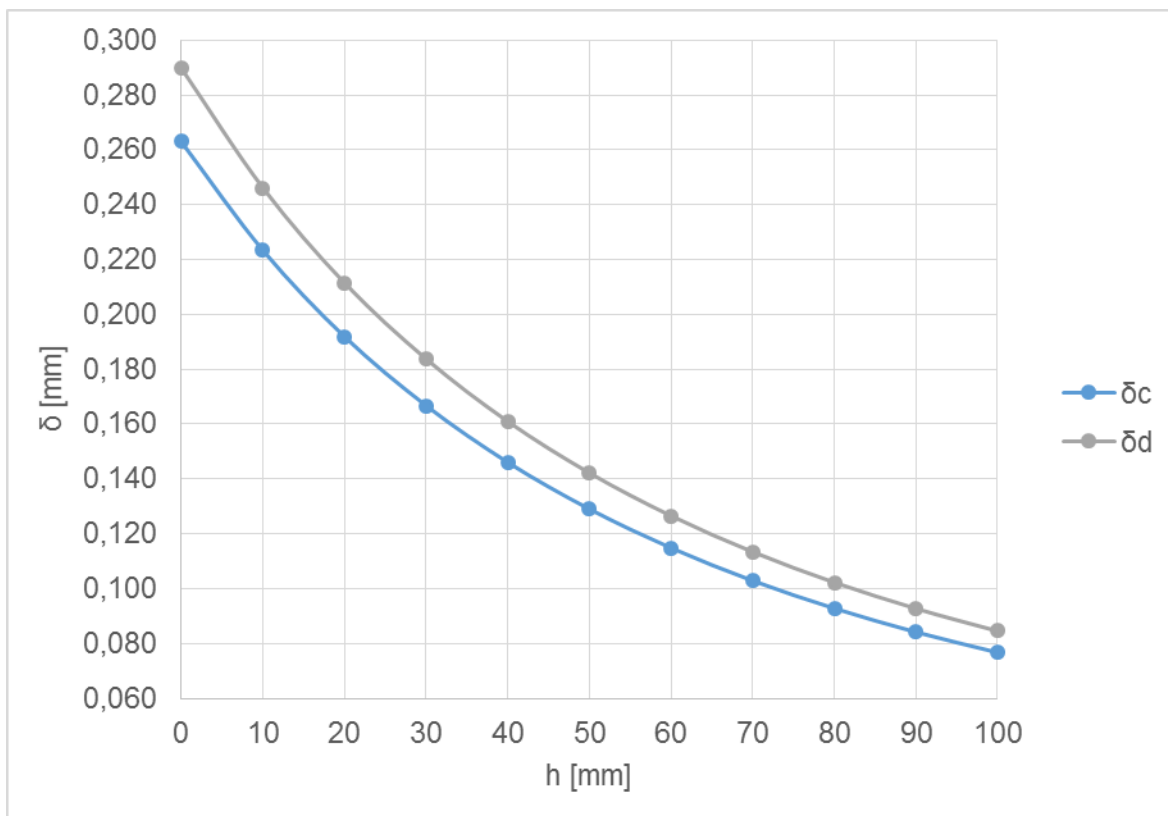


Fig. 6.8. Fletxa obtinguda en funció de l'altura de les platines

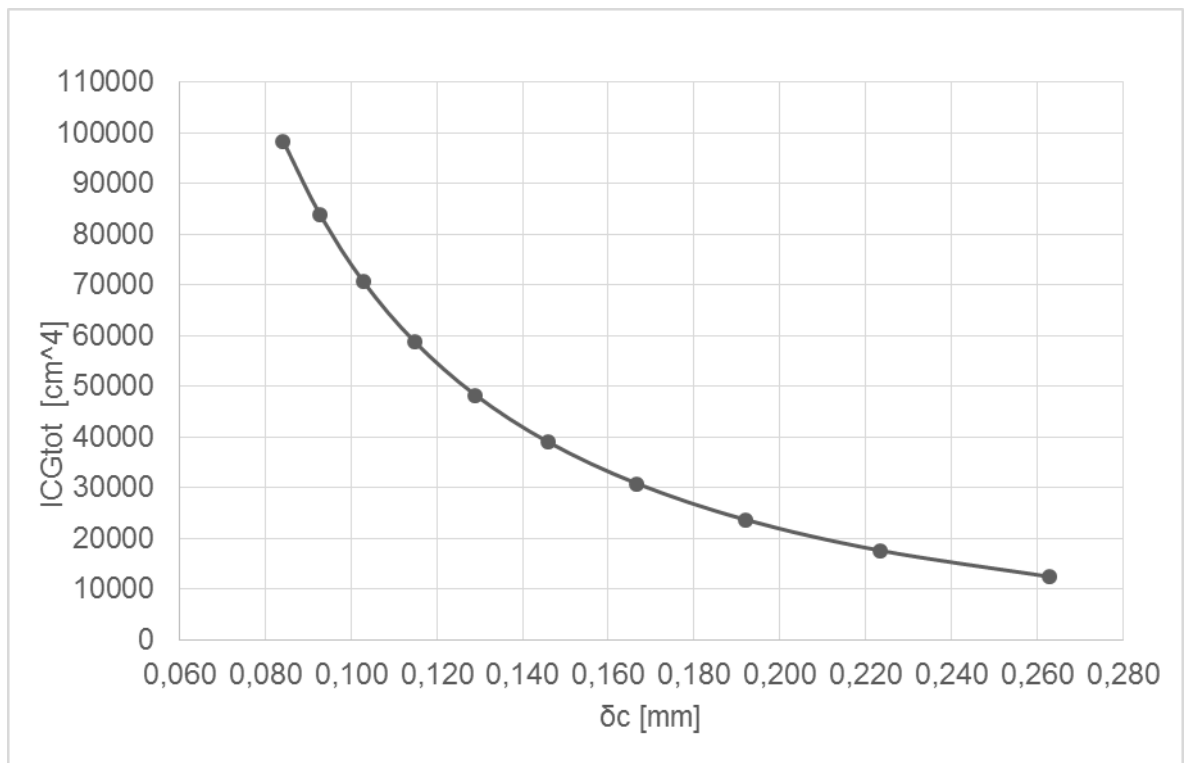


Fig. 6.9. Moment d'inèrcia requerit en funció de la fletxa desitjada a l'extrem del carro

Amb aquests càlculs s'ha pogut comprovar que el fet de distingir entre diferents tipus d'acer utilitzats en diferents zones d'una secció no constitueix una millora apreciable en la exactitud del càlcul si es calculen els mòduls d'elasticitat equivalents. És més ràpid i senzill considerar un mòdul d'elasticitat longitudinal i transversal estàndards per l'acer.

Si s'utilitzessin altres materials per a les platines que no fos l'alumini tampoc es troba una solució viable. Per una banda, si s'incorporessin platines d'acer s'afegiria molt més pes a l'estructura, en comparació amb l'alumini, a mesura que s'augmentés el moment d'inèrcia de la secció. Així, l'estructura d'acer que teòricament compleixi l'objectiu d'error de mecanització tindria un pes desorbitat. Es podria plantejar incorporar materials compostos com planxes de fibra de carboni, que és un material molt lleuger i d'alta rigidesa. Tot i així, són materials poc dúctils, cars i difícils d'obtenir amb les mides requerides. El gruix màxim de les planxes de fibra de carboni que s'ha trobat al mercat és de 10 mm i no és suficient per reduir la fletxa al valor desitjat; si es re-calcu la fletxa a l'extrem del carro per unes planxes de fibra de carboni d'aquest gruix, el resultat, tenint en compte el seu pes així com el valor dels seus mòduls d'elasticitat, és de 0,164 mm a l'extrem del carro.



En conclusió, és necessari buscar una altra solució constructiva per complir amb els objectius dels treball i l'única manera d'aconseguir-ho es redissenyant per complet el carro de l'eix Y actual.

## 6.2.4. Proposta de solució 2

### 6.2.4.1. Forma ideal de la secció per treballar a flexió

Si s'analitza l'expressió del moment d'inèrcia en z d'una secció qualsevol (Ec. 6.27), s'observa que si es desitja obtenir un moment d'inèrcia gran convé situar la major quantitat de material el més allunyat possible de l'eix z [7].

$$I_z = \iint_{\Sigma} y^2 dy dz \quad (\text{Ec. 6.27})$$

D'aquesta manera, una secció quasi rectangular com és la del carro actual no és optima des del punt de vista de la flexió. La secció òptima a flexió seria aquella en que tot el material es troba concentrat als extrems de la secció, configuració que òbviament no es pot portar a la pràctica. El tipus de seccions que s'aproximen més a aquesta configuració són les seccions dels perfils normalitzats tipus "I" o "H", idònies per treballar a flexió al voltant de l'eix z, però pèssimes per treballar al voltant de l'eix y. [7]

Per tant, seria ideal que el nou disseny del carro incorporés un perfil d'aquest tipus. Es requereixen, no obstant, més elements en la secció del carro, a part del perfil, per permetre posicionar les guies i canviar el sistema actual de pinyó-cremallera per un cargol de boles.

### 6.2.4.2. Descripció de la configuració constructiva

La configuració de la secció que s'explicarà a continuació ha sigut concebuda després de contrarestar diverses alternatives i realitzar alguns càlculs previs, informació que no es mostra en la memòria.

El disseny de la secció del nou carro es mostra a la Fig. 6.10. La secció principal la forma un perfil HEB, selecció del qual es justifica en el següent apartat. Les dos barres marcades com  $pA$  i  $pB$  constitueixen, en realitat, una sola peça en forma d'escaire que ha sigut prèviament mecanitzada. S'ha representat d'aquesta manera a fi de realitzar els càlculs com si fossin dos blocs per separat i optimitzar els seus gruixos. S'ha escollit aquesta alternativa vers la d'utilitzar dues barres soldades entre si per reduir els punts de soldadura en l'estructura i disminuir així les deformacions a l'hora de soldar el conjunt. La secció del carro també la formen les guies lineals, representades com  $g45$  a la Fig. 6.10 i

posicionades respecte a la peça mecanitzada en forma d'escaire. Mitjançant uns càlculs previs i recomanacions del fabricant, es va concloure que les guies haurien de ser del model TSX45. No obstant, no va ser fins que va finalitzar el disseny del carro que es va comprovar que aquesta mida de guies lineals era adequada. La seva selecció es justifica en l'apartat 8.7.

Cal notar que la posició de les guies s'ha canviat completament respecte a la configuració inicial: abans estaven collades a un lateral i ara a la part inferior. D'aquesta manera, els patins pateixen menys esforços i es facilita el muntatge.

El buit que hi ha entre les peces en forma d'escaire es dona per, posteriorment, deixar suficient marge per que pugui transcórrer un cargol de boles al llarg del carro i posicionar els seus respectius suports. La distància entre les peces en forma d'escaire que forma l'espai buit de la secció és un paràmetre de disseny que no influeix en la rigidesa a flexió del carro i que, per tant, no es defineix en aquest capítol.

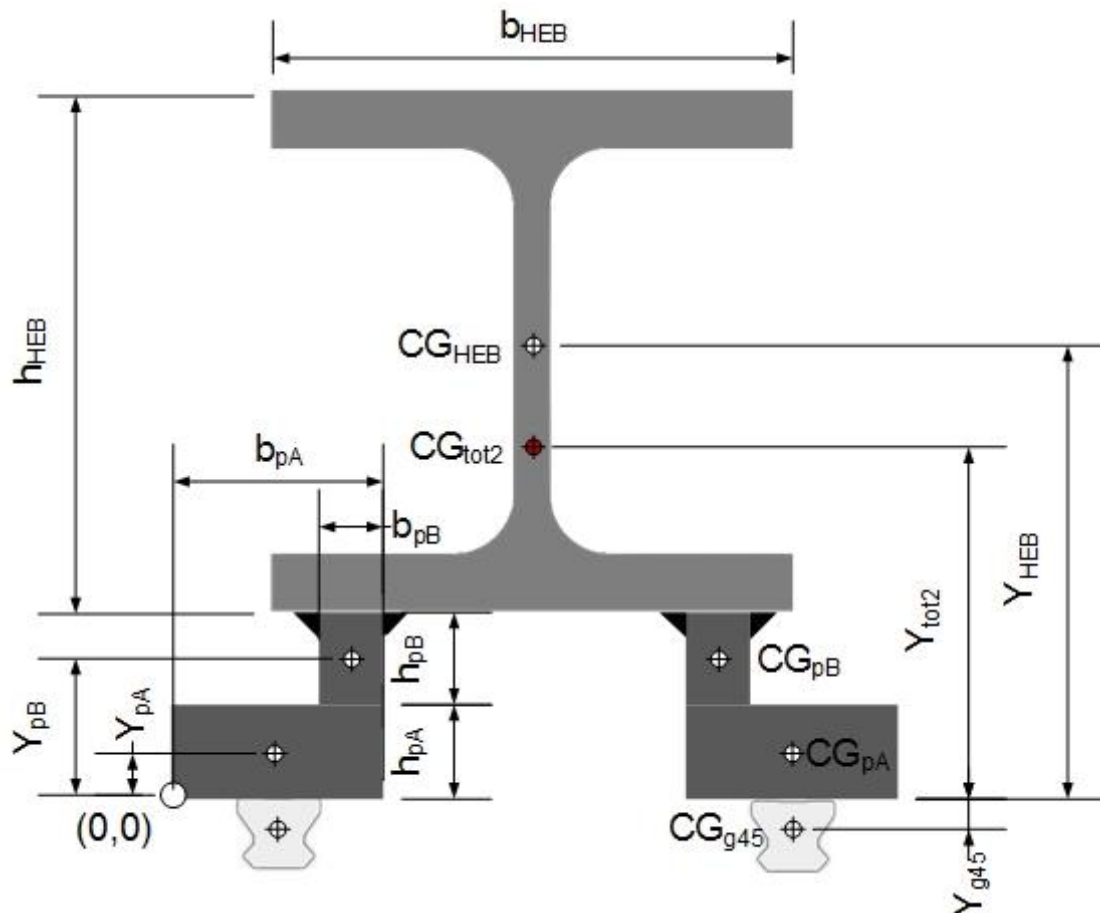


Fig. 6.10. Representació del nou disseny de la secció del carro horitzontal

Tot i que la configuració constructiva estigui descrita, la secció del carro està completament definida si es coneix el tipus de perfil HEB i la mida de les barres (amplada i altura). Per tant, aquests són els paràmetres de disseny dels que es disposa: tipus perfil HEB,  $b_{pA}$ ,  $h_{pA}$ ,  $b_{pB}$ ,  $h_{pB}$ .

Com a limitació de disseny s'ha imposat que la massa que constitueixi tot el disseny nou del carro de l'eix Y no superi la massa del sistema del carro original. Aquesta massa inclou no només l'estructura soldada del carro (en altres paraules, l'extrusió de la secció de la configuració descrita) si no també tots aquells elements que es desplacen junt amb aquest: el cargol de boles i els seus suports, el motor, el sistema de transmissió, etc. Elements que en aquest punt de la memòria no s'han descrit però que limiten en varis aspectes el disseny de l'estructura soldada del carro. Cal remarcar, per tant, que el procés de disseny ha sigut iteratiu; és necessària una visió global del projecte per justificar algunes de les decisions preses.

Per tal d'obtenir una secció que permeti reduir la fletxa a l'extrem al mínim sense comprometre excessivament el pes de l'estructura, s'ha definit una funció objectiu a maximitzar:

$$[MAX]F_{obj} = \% \delta \cdot \Delta_p \delta_C + \% M \cdot \Delta_p M_{car} \quad (\text{Ec. 6.28})$$

Si s'avalua aquesta funció sobre una secció determinada del nou disseny, el paràmetre  $\Delta_p \delta$  representa la variació percentual del valor de fletxa obtingut amb aquesta secció respecte al valor màxim desitjat (**0,091 mm**) i  $\Delta_p M$  representa la variació percentual de la massa de l'estructura amb aquesta secció respecte a la massa del carro actual (**782 kg**).

$$\Delta_p M_{car} = \frac{782 - M_{car}}{782} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 6.29})$$

$$\Delta_p \delta_C = \frac{0,091 - \delta_C}{0,091} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 6.30})$$

Per una banda, quan més petita sigui la fletxa obtinguda a l'extrem del carro respecte al valor màxim desitjat més gran serà la variació percentual de la fletxa en mòdul. Per altra banda, quan més s'aconsegueixi reduir el pes del disseny de la nova estructura respecte a l'actual més gran serà la variació percentual del pes en mòdul.

Si se sumen aquestes variacions percentuals es pot avaluar quant millor és una secció respecte a una altra, però s'estaria tractant per igual la disminució de la fletxa i la disminució

de la massa i s'ha de recordar que el principal objectiu és reduir l'error de mecanització. És aquí on prenen importància els factors  $\% \delta$  i  $\% M$ , que representen el pes relatiu en la funció objectiu de la disminució de la fletxa i del pes, respectivament. Per al paràmetre  $\% \delta$  s'ha decidit prendre el valor del 70%, per tant  $\% M$  esdevé el 30%.

Amb aquesta funció objectiu s'aconsegueix obtenir les mides de les barres  $pA$  i  $pB$  i el grau del perfil HEB òptimes, plantejant una sèrie d'alternatives mitjançant un full de càlcul. D'aquesta manera, s'automatitza el càlcul de la fletxa i de la massa de l'estructura i s'escull entre les alternatives aquella configuració que tingui el màxim valor de la funció objectiu. El mètode de càlcul de la fletxa és el mateix que en l'apartat 6.1.

#### 6.2.4.3. Justificació del tipus de perfil normalitzat seleccionat

L'objectiu és disposar d'un perfil estructural a la part superior de la secció del carro que proporcioni bona rigidesa respecte a flexió al voltant de l'eix  $z$  però sense comprometre excessivament la rigidesa en l'eix  $y$ , ja que el carro patirà flexions al voltant d'aquest eix degut als esforços de mecanització. Per tant, es descarten els perfils tipus "I" (IPN, IPE) a causa, d'entre altres aspectes, de tenir un moment d'inèrcia al voltant de l'eix  $Y$  menor que els perfils tipus "H". Les sèries de perfils "H" es poden classificar en [10]:

- Sèrie lleugera HEA. Són els perfils menys pesants de les sèries "H", amb el gruix de l'ànima i ales més petita d'entre els perfils i altura menors que l'amplada.
- Sèrie pesant HEM. Són els perfils més pesants de les sèries "H", amb gruix d'ànima i ales més gran d'entre els perfils i altura majors que l'amplada.
- Sèrie normal HEB. Tenen una amplada i altura iguals i constitueixen una solució intermèdia entre la sèrie lleugera i la pesant.

En primer lloc es descarta el perfil HEA per tenir l'altura del perfil menor que l'amplada (no optimitza el moment d'inèrcia en l'eix  $z$ ). Per altre banda, el perfil HEM constitueix un perfil que resisteix grans esforços degut a l'elevat gruix de les parets però s'ha observat que amb perfils HEB s'obtenen valors més elevats si s'avaluen en la funció objectiu. Aquest fet es mostra a la Taula 6.8, on es representen els resultats obtinguts de la funció objectiu per unes mateixes mides de les barres planes  $pA$  i  $pB$ , de 55x50 i 30x70 mm respectivament, però canviant el tipus de perfil emprat.

Perfil		$M_{car i}$	$\Delta_p M_{car i}$	$\delta_{C i}$	$\Delta_p \delta_{C i}$	$F_{obj}$
		[kg]	%	[mm]	%	
HEB	260	481	-38,4	0,060	-34,1	<b>35,4</b>
	280	507	-35,2	0,053	-41,8	<b>39,8</b>
	300	543	-30,6	0,048	-47,3	<b>42,3</b>
HEM	240	645	-17,5	0,055	-39,6	<b>32,9</b>
	260	684	-12,6	0,049	-46,2	<b>36,1</b>
	280	727	-7,0	0,045	-50,5	<b>37,5</b>

Taula 6.8. Resultats obtinguts de la funció objectiu en funció del perfil "H" utilitzat

#### 6.2.4.4. Càlcul característiques de la secció òptimes

Les distàncies especificades en la Taula 6.1, necessàries per realitzar el càlcul de la fletxa, han variat lleugerament en el nou disseny del carro respecte al disseny original. Les noves dades es mostren a la següent Taula 6.9:

Distàncies		
$L$	2500	mm
$L_A$	100	
$L_B$	645	
$L_{AB}$	545	

Taula 6.9. Variació del valor de les distàncies segons el nou disseny

L'altura del centre de gravetat de la secció del carro, segons la nomenclatura mostrada en la Fig. 6.10, es calcula segons [7]:

$$Y_{CGtot2} = \frac{\sum_i A_i Y_i}{\sum_i A_i} = \frac{2A_{pA}Y_{pA} + 2A_{pB}Y_{pB} + A_{HEB}Y_{HEB} + 2A_{g45}Y_{g45}}{2A_{pA} + 2A_{pB} + A_{HEB} + 2A_{g45}} \quad (\text{Ec. 6.31})$$

I el moment d'inèrcia al voltant de l'eix z [7]:

$$\begin{aligned}
 I_{CGtot2} &= \sum_i (I_i + A_i d_i^2) \\
 &= 2 \left[ I_{pA} + A_{pA} (Y_{pA} - Y_{CGtot2})^2 \right] + 2 \left[ I_{pB} + A_{pB} (Y_{pB} - Y_{CGtot2})^2 \right] + I_{HEB} \\
 &\quad + A_{HEB} (Y_{HEB} - Y_{CGtot2})^2 + 2 \left[ I_{g45} + A_{g45} (Y_{g45} - Y_{CGtot2})^2 \right]
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 6.32}$$

En la Taula 6.10 es mostren les expressions per calcular els paràmetres d'altura del centre de gravetat, d'àrea i de moment d'inèrcia de cada component.

	<b>Barra fictícia A</b>	<b>Barra fictícia B</b>	<b>Perfil HEB</b>	<b>Guia TSX45</b>
<b>Posició centre de gravetat</b>	$Y_{pA} = \frac{h_{pA}}{2}$ (Ec. 6.33)	$Y_{pB} = h_{pA} + \frac{h_{pB}}{2}$ (Ec. 6.34)	$Y_{HEB} = h_{pA} + h_{pB} + \frac{h_{HEB}}{2}$ (Ec. 6.35)	$Y_{g45} = -17,7 \text{ mm}$
<b>Àrea</b>	$A_{pA} = b_{pA} h_{pA}$ (Ec. 6.36)	$A_{pB} = b_{pB} h_{pB}$ (Ec. 6.37)	Segons grau del perfil	$A_{g45} = 1344 \text{ mm}^2$
<b>Moment principal d'inèrcia en z [7]</b>	$I_{pA} = \frac{b_{pA} h_{pA}^3}{12}$ (Ec. 6.38)	$I_{pB} = \frac{b_{pB} h_{pB}^3}{12}$ (Ec. 6.39)		$I_{g45} = 16,95 \text{ mm}^4$

Taula 6.10. Expressions per calcular les característiques de la secció – proposta de solució 2

Els paràmetres necessaris per realitzar el càlcul de la fletxa es troben a partir de les expressions de la Taula 6.11.

<b>Massa total del carro</b>	$M_{car} = 2L(A_{pA} + A_{pB})\rho_{ac} + M_{HEB,L}L + 2M_{g45,L}L$	(Ec. 6.40)
<b>Càrrega lineal</b>	$q = \frac{M_{car}g}{L}$	(Ec. 6.41)
<b>Àrea</b>	$A = 2A_{pA} + 2A_{pB} + A_{HEB} + 2A_{g45}$	(Ec. 6.42)
<b>Moment d'inèrcia</b>	$I = I_{CGtot2}$	(Ec. 6.43)
<b>Mòdul d'elasticitat longitudinal</b>	$E = E_{ac}$	(Ec. 6.44)
<b>Mòdul d'elasticitat transversal</b>	$G = G_{ac}$	(Ec. 6.45)

Taula 6.11. Expressions per obtenir els paràmetres pel càlcul de la fletxa - proposta de solució 2

#### 6.2.4.5. Avaluació dels resultats i conclusions

Després de plantejar diferents alternatives en un full de càlcul, s'ha comprovat que una bona opció (potser no l'òptima) és escollir com a valors dels paràmetres de disseny els de la Taula 6.12, on també s'hi mostren els resultats de la fletxa a l'extrem i el pes de l'estructura soldada. L'avaluació d'aquesta configuració en la funció objectiu ha sigut el valor més gran d'entre totes les alternatives plantejades.

Paràmetres de disseny				
Perfil	Barra fictícia A		Barra fictícia B	
	$b_{pA}$	$h_{pA}$	$b_{pB}$	$h_{pB}$
	[mm]			
HEB 300	55	50	30	70
Avaluació de la funció objectiu				
$M_{car}$	$\Delta p M_{car}$	$\delta_c$	$\Delta p \delta_c$	$F$
[kg]	%	[mm]	%	
543	-31	0,048	-47	42

Taula 6.12. Valors dels paràmetres del disseny final de la secció i avaluació de la funció objectiu

Com es pot observar, s'estima reduir la fletxa a l'extrem del carro fins a 48 mil·lèsimes de mil·límetre amb aquesta solució. No obstant, per obtenir un resultat més precís es requereix calcular l'augment de la fletxa que causa la rigidesa dels patins. Del catàleg del fabricant (referència [14]) s'obté que la deformació soferta és de **1,5 i 3  $\mu\text{m}$**  en la secció *A* i *B* respectivament. Substituint aquests valors en l'expressió (Ec. 6.7), s'obté un augment de fletxa de **0,018 mm**. Seguidament s'aplica el principi de superposició i s'obté que el valor de la fletxa total a l'extrem del carro és de **0,066 mm**; és a dir, 66 mil·lèsimes. El valor calculat es troba per sota del valor màxim desitjat (91 mil·lèsimes).

Aquest càlcul només té en compte la secció del nou disseny de l'estructura soldada del carro. No obstant, el disseny final també incorpora un cargol de boles que és desplaça junt amb el carro (unit per mitjà d'uns suports) i que, per tant, també contribueix a millorar la rigidesa del conjunt. Així mateix, en el disseny final també s'hi solden uns nervis en el perfil i en les barres que augmenten encara més la rigidesa del carro. En contraposició, altres components del disseny final aporten un pes addicional al carro que no s'ha tingut en compte i que poden perjudicar al càlcul de la fletxa (sobretot el sistema de transmissió). En conclusió, considerant tots aquests elements en el càlcul, s'estima que el valor de fletxa resultant sigui igual o menor que el trobat anteriorment.



## 7. Característiques del nou disseny

### 7.1. Descripció general

El re-disseny efectuat en l'estructura del carro horitzontal per complir amb l'error de mecanització desitjat ha provocat que s'hagi hagut de modificar per complet el disseny de la màquina en els eixos Y i Z. En resum, les modificacions respecte al disseny inicial són:

- Nova estructura soldada del carro horitzontal.
- Nova estructura soldada del carro vertical.
- Canvi mida dels patins de l'eix Y.
- Sistema de desplaçament del carro horitzontal basat en la rotació d'un cargol de boles sobre una femella fixa.
- Sistema de transmissió mitjançant politges dentades per transmetre la potència del motor al cargol de boles.
- Alineació de les guies de l'eix Y.

En els següents apartats d'aquest capítol es descriu el nou disseny i es justifica, en gran mesura, les decisions que s'han pres al llarg del projecte per portar-lo a terme. No obstant, alguns aspectes del disseny, sobretot la selecció de components comercials com rodaments o guies lineals, es justifiquen al següent capítol mitjançant una sèrie de càlculs.

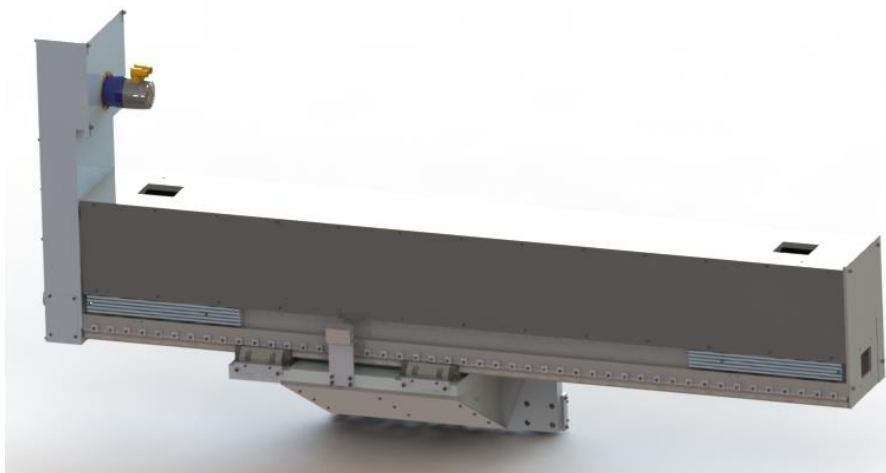


Fig. 7.1. Render del disseny final

Cal visualitzar els plànols del conjunt del nou disseny en l'Annex D per comprendre millor els aspectes i justificacions de disseny que s'expliquen en els següents apartats.

## 7.2. Carro eix Y

### 7.2.1. Descripció dels components en l'eix Y

El conjunt de components del carro horitzontal està definit bàsicament per la pròpia estructura soldada del carro, el cargol de boles amb els seus respectius suports, les guies lineals i les peces que permeten la seva alineació, les regates per posicionar les lleves, els finals de carrera i unes xapes metàl·liques que tapen el conjunt. Tots aquests elements, junt amb el sistema de transmissió, tenen un moviment relatiu respecte al carro Z en direcció Y comandat per un sol motor.

L'estructura soldada del carro la conformen no només el perfil HEB i les peces en forma d'escaire, si no que també una placa soldada al final del carro per poder collar-hi el capçal de la màquina i uns nervis soldats a l'estructura uniformement distribuïts. Alguns d'aquests components disposen de forats roscats per collar el conjunt abans de l'operació de soldadura i així facilitar la feina al soldador.



Fig. 7.2. Render de l'estructura soldada del carro horitzontal

### 7.2.2. Alineació de les guies

En ambdós laterals de les peces en forma d'escaire s'hi collen una sèrie de peces que, en quan se'ls hi aplica un parell de muntatge, estampen contra les guies, permetent així alinear-les. El fabricant de guies recomana alinear les guies en el muntatge i dóna a

conèixer varis sistemes per fer-ho (veure referència [14]), un dels quals és el que s'ha portat a terme (veure Fig. 7.3).

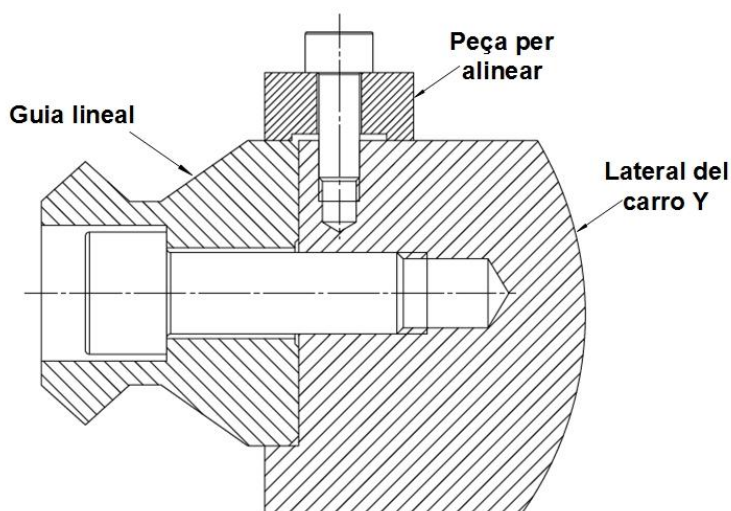


Fig. 7.3. Mètode d'alineació de les guies de l'eix Y

### 7.2.3. Sistema de captadors de posicions fixes

S'ha adaptat al nou disseny el sistema de captadors de posicions fixes [2] del que disposava el disseny original. Aquest sistema consisteix, bàsicament, en un captador de posició fixe al carro vertical i unes lleves ubicades en unes regates que es collen a un dels laterals del carro horitzontal. Hi ha dos conjunts de regates: un a l'inici del carro i un al final, amb dos lleves cada un. En els dos extrems, la primera lleva en que es troba el carro en el seu desplaçament permet que el captador de posició fixe detecti el final de carrera; just en aquest instant el captador envia una senyal elèctrica a la centraleta de la màquina per a que aturi el servomotor que comanda l'eix Y. La segona lleva es col·loca a pocs mil·límetres després de la primera si, per alguna raó, el captador no la detecta en el final de carrera. Donat aquest cas, el carro ha sobrepassat els límits de desplaçament establerts i la centraleta talla la corrent a tota la màquina per qüestions de seguretat. Si, a més, es dona que el captador tampoc detecta la segona lleva (fet molt poc probable) l'aturada del carro es realitza mecànicament: després de les lleves hi ha un bloc d'acer collat al carro horitzontal que xoca contra un element fix al carro vertical en cas de que el sistema elèctric falli completament en la detecció de les lleves.

### 7.2.4. Sistema de desplaçament del carro

El sistema de desplaçament del disseny inicial, en que el pinyó del motor accionava directament una cremallera solidària al carro, s'ha substituït per un sistema basat en un

cargol de boles de precisió per eliminar el joc existent entre pinyó i la cremallera existent i augmentar la precisió de desplaçament. L'elecció del cargol de boles del disseny final es justifica al següent apartat 7.3.

Aquest component es subjecta per mitjà de dos suports collats a sota del carro de l'eix Y. El disseny mecànic de l'interior dels suports no només està concebut per aguantar els esforços sobre el cargol de boles i permetre el seu gir per mitjà de rodaments, si no també per tensar el cargol de boles a fi de reduir la seva flexió, reduint així la fletxa a l'extrem del carro. Un dels suports conté un paquet de rodaments en disposició fixa, que suporta tant càrregues radials com axials, i l'altre un conjunt de rodaments en disposició lliure que suporta només càrregues radials, utilitzat per compensar les contraccions i dilatacions tèrmiques del cargol de boles [9].

Per una banda, el suport més proper al sistema de transmissió és el conjunt fix i conté una disposició en "X" de rodaments de contacte angular. En comptes d'haver-hi dos rodaments, n'hi ha tres, on la funció del tercer és suportar càrregues radials més fortes en una direcció; en concret, per suportar la càrrega axial que resulta de la mecanització dels blocs de resina en que treballa la màquina. La disposició d'aquests dos rodaments de contacte angular col·locats un al costat de l'altre i suportant càrregues axials en la mateixa direcció s'anomena en tàndem (DT), segons la nomenclatura del fabricant de rodaments [9]. La utilització de la disposició en "X" junt amb la disposició en tàndem de rodaments de contacte angular és usual en aplicacions de màquina-eina en la transmissió del moviment dels carros i així ho recomana el fabricant de rodaments per les condicions en que treballa el cargol de boles en tals aplicacions [9]. A aquesta combinació de disposicions de rodaments se l'anomena TFTL (veure Fig. 7.4).

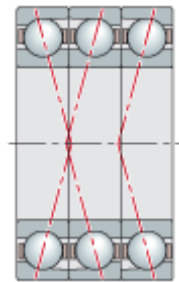


Fig. 7.4. Disposició TFTL dels rodaments de contacte angular [19]

Als rodaments de contacte angular se'ls hi ha d'aplicar una precàrrega interna que, de no portar-se a terme, el conjunt no funcionaria correctament per diverses raons. Les raons més importants per les quals s'ha d'aplicar una precàrrega són [9]:

- Per mantenir els rodaments en la posició exacta tant radial com axialment i mantenir la precisió en el funcionament de l'eix.
- Per incrementar la rigidesa del rodament.
- Per minimitzar el soroll degut a la vibració axial i ressonància.

Etc.

La precàrrega es realitza a la pista exterior d'un dels rodaments en disposició tàndem, per mitjà d'una peça que a la vegada fa de tapa per a que no entri brutícia o pols del mecanitzat. Abans, però, es fixa la pista interior dels rodaments per mitjà d'una femella de precisió que rosca sobre una de les extremitats del cargol de boles.

Per altra banda, el suport proper a on s'ubica el capçal també conté un conjunt de rodaments de contacte angular en disposició "X" però deixant la pista interior lliure. La precàrrega, com en l'anterior cas, es realitza a la pista exterior. Cal remarcar que si el conjunt de l'altre suport té suficient capacitat per suportar les càrregues axials, no hi ha necessitat de que aquest suport contingui rodaments de contacte angular; amb un o dos de rígids de boles n'hi hauria prou. No obstant, la configuració és la descrita per permetre tensar el cargol de boles mitjançant una femella de precisió, reduint així la seva flexió. Amb rodaments rígids de boles no seria possible tensar l'eix.

## 7.3. Sistema de transmissió

### 7.3.1. Decisions de disseny segons especificacions requerides

En la transmissió pinyó-cremallera del disseny inicial, **una volta de motor corresponia a un avanç del carro de 200 mm**. Per tant, al canviar el sistema a un cargol de boles, hi havia dues alternatives de disseny de partida. Per una banda, realitzar un accionament directe, en que el motor acciona directament el cargol de boles mitjançant un acoblament, cosa que implicava adaptar el control numèric de la màquina per mantenir la relació de transmissió inicial. Per altra banda, realitzar un accionament indirecte, en que el motor acciona el cargol de boles per mitjà d'un sistema de transmissió per engranatges o politges. Es va decantar per la segona alternativa degut, principalment, a la dificultat de trobar personal especialitzat en el control numèric d'aquest centre de mecanitzat en concret.

Seguidament el dubte residia en si realitzar la transmissió del motor al cargol de boles mitjançant engranatges o politges. En aquest últim cas, només era possible mitjançant una corretja dentada per tenir sincronisme entre les voltes efectuades pel motor i les voltes del cargol de boles. A la Taula 7.1 es mostra una comparativa de les dos alteratives.

	<b>Avantatges</b>	<b>Inconvenients</b>
<b>Politges amb corretja dentada</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Marxa silenciosa. Absorció de xocs i vibracions</li> <li>• Distància entre eixos pot ser elevada</li> <li>• Cost relatiu inferior</li> <li>• Manteniment reduït, no requereix lubricació</li> <li>• Rendiment alt però relativament inferior als engranatges</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Volum superior</li> <li>• Relacions de transmissió petites</li> <li>• Requereix tensió de muntatge</li> <li>• Càrregues transversals sobre els eixos</li> <li>• Variació de la longitud de la corretja en funció de les condicions ambientals</li> </ul>
<b>Engranatges</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Relació de transmissió constant i independent de la càrrega</li> <li>• Seguretat de funcionament i llarga durada</li> <li>• Dimensions reduïdes</li> <li>• Elevat rendiment</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cost relatiu major</li> <li>• Soroll en funcionament</li> <li>• Requereixen lubricació</li> <li>• Requereixen manteniment: control i canvi de lubricant</li> </ul>

Taula 7.1. Comparativa de les alternatives en sistemes de transmissió. [20] [21]

Es va escollir el sistema transmissió per corretja dentada, sobretot, per ser més econòmic, permetre una distància entre centres més elevada i no tindre necessitat de manteniment.

La distància recorreguda pel cargol de boles  $d_h$  en mm/volta<sub>motor</sub> es determina mitjançant l'expressió (Ec. 7.1) a partir del producte entre la relació de dents de les politges i el pas de rosca del cargol de boles  $p_h$  en mm.

$$d_h = \tau p_h = \frac{z_1}{z_2} p_h \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Analitzant l'expressió (Ec. 7.1) s'observa que, a fi d'establir 200 mm/volta<sub>motor</sub>, en el sistema de politges és necessària una relació de transmissió reductora per passos de rosca majors que 200 mm i una relació multiplicadora per a passos menors que 200 mm. Un cargol de boles d'un pas tant elevat només es podria obtenir realitzant una comanda especial a un fabricant de cargols de boles per a que realitzés una fabricació personalitzada del producte o bé amb cargols de boles de múltiples entrades. Donat el cas, l'import del component es

dispararia respecte altres components comercials. Per tant, l'opció més viable econòmicament va ser concebre un sistema de transmissió amb una relació multiplicadora.

A partir d'aquest punt el problema residia en decidir la relació multiplicadora i el pas de rosca. Per entendre la dinàmica i cinemàtica d'aquest sistema es determina el parell, la velocitat de rotació i la velocitat d'avanç del cargol de boles en funció dels paràmetres de funcionament del motor.

En règim permanent (velocitat constant), l'expressió del parell que rep el cargol de boles es pot calcular sabent que la potència en aquest component és igual a la potència del motor multiplicat pel rendiment del sistema de politges.

$$\Gamma_h = \frac{\Gamma_m}{\tau} \eta_{pol} \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Les dades de funcionament del servomotor es mostren a la Taula 7.2:

$\Gamma_{m,N}$	$\Gamma_{m,màx}$	Rang operació $n_m$
[Nm]		[min <sup>-1</sup> ]
28,67	80	0- 98

Taula 7.2. Dades de parell i velocitat del servomotor de l'eix Y [24]

La velocitat d'avanç es calcula segons l'expressió (Ec. 7.3) a partir de nocions bàsiques de cinemàtica. El valor s'obté en m/s tenint present que la velocitat de rotació del motor  $n_m$  té com a unitats min<sup>-1</sup> i el pas  $p_h$  en mm.

$$v_a = \frac{\tau n_m p_h}{60000} = \frac{d_h n_m}{60000} \quad (\text{Ec. 7.3})$$

$$n_h = \tau n_m \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Analitzant les anteriors expressions s'observa que establint un pas de rosca del cargol de boles, sabent les característiques del motor i imposant que el desplaçament sigui de 200 mm/volta<sub>motor</sub> es determina tota la resta de paràmetres. Suposant un rendiment del sistema de politges del 96 % (valor extret de la referència [20]) i realitzant una cerca dels passos de cargols de boles que ofereix el fabricant (veure referència [15]), es poden calcular les característiques de funcionament en funció de cada pas.

$\rho_h$	$\tau$	$\Gamma_{h\_max}$	$v_{a\_max}$
[mm]	-	[Nm]	[m/s]
10	20,0	3,84	0,327
12	16,7	4,61	
16	12,5	6,14	
20	10,0	7,68	
25	8,00	9,60	
32	6,25	12,3	
40	5,00	15,4	
50	4,00	19,2	
60	3,33	23,0	

Taula 7.3. Característiques de funcionament en funció del pas del cargol de boles

Els resultats en la Taula 7.3 permeten veure que, a major pas del cargol de boles, menor ha de ser la transmissió de les politges i major és el parell transmès. Una transmissió de politges relativament petita pot anar associada a uns diàmetres de politja menors, disminuint el volum i el pes total de la transmissió. Per tant, a priori es pensa que quan major sigui el pas del cargol de boles millor, però observant els catàlegs dels fabricants de cargols de boles es determina que l'increment del pas del cargol va associat, normalment, a un increment del diàmetre nominal d'aquest, amb la conseqüència d'augmentar el pes del disseny final. Tot i així, el fabricant si que pot obtenir aquests components amb pas elevat en comparació amb el diàmetre, però hauria de ser una comanda que s'escaparia de les demandes habituals, per la qual cosa l'import de compra s'incrementaria.

Després de comparar diverses alternatives i parlant amb els fabricants dels cargols de boles i amb els de politges, es va decidir disposar d'un cargol de boles 50x50. Les dades tècniques més rellevants d'aquest component mecànic es mostren a la Taula 7.4:

$\rho_h$	50	mm
$D_h$	50	
$C_{oh}$	92032	N
$C_h$	41428	
$\Gamma_{ph}$	1,2	Nm
$\eta_h$	88,33	%
$m_h$	32	kg

Taula 7.4. Dades tècniques del cargol de boles [25]



El rendiment del cargol de boles  $\eta_h$ , que es defineix com la relació entre la potència de rotació del cargol i la potència de translació, es calcula segons les instruccions del fabricant de cargols de boles SKF (referència [26]).

Respecte al sistema de politges, un pas de rosca de 50 mm implica disposar d'una relació de transmissió multiplicadora de 4 (veure Taula 7.5).

<b>Sistema politges <math>\eta_{pol}=0,96</math></b>			
<b>Politja gran</b>		<b>Politja petita</b>	
<b><math>z_1</math></b>	<b><math>D_1</math></b>	<b><math>z_2</math></b>	<b><math>D_2</math></b>
-	[mm]	-	[mm]
112	285,21	28	71,3

Taula 7.5. Dades tècniques sistema de politges [28]

Les politges estan fixades axialment en els seus eixos corresponents mitjançant uns casquets cònics anomenats tapers. Aquest component es col·loca entre politja i eix i mitjançant els presoners que incorpora s'aconsegueix augmentar de diàmetre l'exterior del taper a la vegada que es disminueix l'interior, fixant axialment la politja per interferència. [16]

A l'eix del cargol de boles, on s'ubica la politja, hi és acoblat un encoder rotatiu incremental que s'encarrega de mesurar el desplaçament del carro horitzontal de forma indirecta, a partir de la rotació que realitza el cargol de boles. Es manté el mateix sistema de control que disposava el disseny inicial.

### 7.3.2. Determinació de la distància entre centres

El sistema de transmissió per politges s'ubica en una cobertura d'alumini que fa de protecció i de suport al conjunt. Aquesta protecció està collada a un dels extrems del carro de l'eix Y (a la banda contrària on es situa el capçal). La politja gran i el motor es situen per sobre del carro per no limitar la carrera que té disponible el carro vertical. La distància entre centres de les politges ve determinada per salvar el conjunt de cables que passen per sobre del carro i per les longituds de corretja existents en el mercat. Una aproximació de la longitud de corretja es pot calcular per l'expressió (Ec. 7.5), determinada aplicant coneixements de geometria al sistema de politges [20].

$$L_{cor} \approx 2e + \frac{(D_1 + D_2)\pi}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4e} \quad (\text{Ec. 7.5})$$

Imposant una distància entre centres de 633 mm, que és el mínim per salvar el conjunt de cables, s'obté un desenvolupament de corretja de 1844 mm. La longitud de corretja superior disponible pel fabricant és de **2000 mm**. Efectuant el càlcul a la inversa s'obté que amb aquesta longitud, la distància entre centres hauria de ser de 697 mm. No obstant, la corretja s'ha de tibar en el muntatge i, per tant, la tapa on es suporta el motor s'ha dissenyat de tal manera que pugui pujar uns 25 mil·límetres respecte la seva posició més baixa (més avall de la distància entre centres calculada per facilitar el muntatge). D'aquesta manera, la distància entre centres pot variar entre **692 i 717 mm**, suficient per muntar el conjunt amb relativa facilitat i tibar la corretja.

## 7.4. Carro eix Z

El carro vertical, com en el disseny inicial, suporta el carro horitzontal i permet desplaçar-lo en la direcció de l'eix Z de la màquina. En el disseny inicial aquest carro era un bloc d'alumini col·locat verticalment que contenia tant els patins que es desplaçaven en l'eix Y com els que ho feien en l'eix Z (descripció detallada en l'apartat 5.2). En el nou disseny, aquest component té dos blocs soldats entre si a 90°, reforçats amb unes cartel·les. Ambdós blocs es collen mitjançant tres cargols per facilitar l'operació de soldadura. D'aquesta manera, el carro Z està concebut per a que els patins de l'eix Y es posicionin sobre la placa horitzontal del carro i els patins de l'eix Z sobre la placa vertical. Així, s'aconsegueix que els patins de l'eix Y pateixin menys esforços i es facilita el muntatge. La posició de la placa horitzontal no està centrada respecte a la vertical per tal que el capçal de la màquina pugui entrar en aquell espai resultant, ja que en algunes ocasions es requereix mecanitzar el bloc de resina des d'aquella posició.

Sobre la placa horitzontal, a més dels patins, també s'hi posiciona la femella del cargol de boles i el seu suport. Sota aquest suport s'incorporen dues plaques de reglatge, a fi que es puguin rectificar posteriorment després del primer muntatge del conjunt, per compensar errors de posicionament originats en el procés de fabricació dels components. En aquest bloc d'alumini també s'hi ubiquen el captador de posició de l'eix Y i el component que provoca el final de carrera de forma mecànica si el sistema elèctric falla.

Respecte a la placa vertical, dels elements que s'hi posicionen cal destacar un suport que conté el motor, el final de carrera i el captador de posició de l'eix Z. També conté dos forats per facilitar el muntatge del sistema de greixatge del sistema de guiatge lineal.

## 8. Càlculs funcionament i de resistència

Seguidament es realitzen una sèrie de càlculs per comprovar la resistència dels components del disseny susceptibles de fallada i per conèixer les característiques de funcionament que tindrà la màquina una vegada modificat el seu disseny.

Cal remarcar que aquests càlculs han sigut realitzats prenent dades del disseny final; les dades necessàries per al càlcul de comprovació de resistència d'un component qualsevol, que es va fer durant el procediment de disseny, difereixen lleugerament de les que es presenten en aquest capítol.

S'han realitzat un seguit de càlculs previs a la confecció de la memòria per determinar l'estat de tensió en els punts més crítics del sistema. En especial, en la posició més alta i més baixa de la secció del carro (punts pertanyents al perfil HEB i a les guies respectivament) i a una zona de l'acoblament del motor amb la politja on hi ha un canvi de secció. D'aquests càlculs es conclou que no hi ha perill de deformacions permanents o fallides per fatiga mecànica, ja que els valors de tensió obtinguts són molt menors a la tensió admissible de l'element corresponent (menys del 10%). És per això que aquests càlculs no es mostren a la memòria.

### 8.1. Massa del sistema

A la següent Taula 8.1 es mostra una llista de la massa i del pes de cada component del nou disseny, que engloba el carro horitzontal, la transmissió i el carro vertical.

	kg	N
<b>Conjunt Carro Y</b>	<b>640</b>	<b>6281</b>
<i>Estructura soldada carro Y</i>	523	5132
<i>Guies lineals</i>	47	461
<i>Peces alineació guies Y</i>	3	28
<i>Cargol de boles</i>	32	319
<i>Suports</i>	20	194
<i>Cablejat</i>	5	49
<i>Cargoleria eix Y</i>	10	98
<b>Transmissió</b>	<b>52</b>	<b>512</b>
<i>Motor eix Y</i>	4	42
<i>Politges i tapers</i>	12	113
<i>Acoblament motor - politja</i>	0,4	4
<i>Tapa i suport rodament</i>	1	5
<i>Estructura protecció transmissió</i>	35	347
<b>Capçal</b>	<b>30</b>	<b>294</b>
<b>TOTAL EIX Y</b>	<b>722</b>	<b>7087</b>
<b>Conjunt Carro Z</b>	<b>167</b>	<b>1635</b>
<i>Estructura soldada carro Z</i>	106	1040
<i>Patins eix Y</i>	16	159
<i>Patins eix Z</i>	9	90
<i>Femella + suport</i>	13	125
<i>Motor eix Z + suport</i>	20	193
<i>Final de carrera i captador + suports</i>	2	21
<i>Peces fixació patins</i>	1	7
<i>Cargoleria eix Z</i>	5	49
<b>TOTAL CONJUNT EIX Y + Z</b>	<b>894</b>	<b>8771</b>

---

Taula 8.1. Valors de massa i pes dels components del nou disseny

La massa total del sistema inicial s'estima en 932 kg. Amb aquesta modificació, s'estima que aquest valor serà de 894 kg. Per tant, es preveu una **reducció d'uns 38 kg** en total respecte al disseny inicial.

## 8.2. Cicle de funcionament

Per tal de realitzar un càlcul estimat de la vida del cargol de boles, dels rodaments i de les guies lineals, s'ha definit un cicle de funcionament que, conceptualment, la màquina repeteix contínuament durant tota la seva jornada de treball diària. Aquest cicle no correspon, òbviament, al cicle de treball real que la màquina efectuarà. Sobretot perquè és

totalment variable i no segueix un patró definit: depèn del disseny que es vulgui obtenir del bloc de resina a mecanitzar. No obstant, el cicle de càrrega plantejat és conservador en termes de càlcul de resistència i és suficient per comprovar si els components s'han seleccionat correctament.

Les condicions inicials del cicle de càrrega són les següents: el carro es troba desplaçat totalment cap a la banda contrària al bloc de resina, deixant el carro en flexió mínima pel costat del capçal. El bloc de resina es troba més enllà del carro, més o menys situat al màxim recorregut del carro horitzontal. L'eina que es munta en el capçal és la més gran disponible pel conjunt d'eines que s'utilitza en la màquina i és d'un tipus de fresa que permet entrar mecanitzant al bloc de manera perpendicular a la superfície del bloc.

**Fase 1. Acceleració des de posició inicial.** El carro parteix del repòs i la fase acaba en velocitat màxima, suposant una acceleració constant.

**Fase 2. Moviment uniforme endavant a velocitat màxima.** El carro es desplaça a velocitat constant i màxima, en direcció al bloc de resina.

**Fase 3. Frenada a velocitat d'avanç d'eina.** El carro frena des de la velocitat màxima a velocitat d'avanç de l'eina (200 mm/min), deixant un marge de 5 mm respecte a on es posiciona el bloc a mecanitzar.

**Fase 4. Moviment uniforme a velocitat d'avanç d'eina.** S'activa la rotació de l'eina. El carro es desplaça a una velocitat d'avanç constant i de valor 200 mm/min (dada proporcionada per un operari). La fase acaba quan l'eina està en contacte amb el bloc de resina.

**Fase 5. Tall al bloc de resina en profunditat.** Fase on entrenen joc els esforços que s'originen de la mecanització. L'eina entra perpendicular a la superfície del bloc i mecanitza 2 mm en profunditat, a la mateixa velocitat que a la fase 4.

**Fase 6. Tall al bloc de resina en profunditat.** El carro de l'eix X es desplaça en el seu eix uns 200 mm mentre que l'eina continua mecanitzant. La velocitat d'avanç del carro X es considera la mateixa que la velocitat d'avanç del carro Y quan entra mecanitzant. Durant aquesta fase el desplaçament en l'eix Y és nul.

**Fase 7. Acceleració des de posició final.** El moviment del carro X i la rotació de l'eina es desactiven. El carro parteix de la velocitat d'avanç d'eina fins a la velocitat màxima, suposant acceleració constant.

**Fase 8. Moviment uniforme enrere a velocitat màxima.** El carro es desplaça a velocitat constant i màxima en direcció contrària al bloc.

**Fase 9. Frenada fins al repòs.** El carro frena de velocitat màxima a velocitat nul·la, a acceleració constant. Conceptualment, a partir de l'instant en que acaba la fase 9 comença altre cop el cicle des de la fase 1.

Per simplificar els càlculs, es suposa que les forces i parells que actuen són constants dins del període en que es dona la fase del cicle.

No es disposa de dades precises de quins esforços i en quina direcció rep l'eina quan mecanitza. No obstant, gràcies a un estudi de mecanitzat de materials compostos es coneix l'ordre de magnitud aproximat d'aquests esforços (referència [23]). Encara que el material de resina a mecanitzar és relativament tou i de baix límit elàstic, en comparació a materials compostos i a materials durs com l'acer o l'alumini, els esforços de mecanització s'han majorat respecte a les dades que aporta l'estudi de referència, per adoptar una posició conservadora en el càlcul. D'aquesta manera, es considera que l'eina rep els següents esforços quan mecanitza en les fases 5 i 6 del cicle (criteri de direccions i signes segons eixos locals de la Fig. 6.1):

- En la **fase 5** la força de mecanització resultant és axial i de compressió, en direcció  $x$ , sentit negatiu (segons eixos locals) i de valor absolut **200 N**.
- En la **fase 6** la força de mecanització resultant es troba en el pla  $y$ - $z$ . Es considera que la component de la força en direcció  $y$  és en sentit negatiu i la component de la força en  $z$  en sentit positiu (segons eixos locals), ambdós de valors absoluts iguals a **200 N**.

Fase	Direcció força	Valor
5	$F_x$	-200 N
6	$F_y$	-200 N
	$F_z$	200 N

Taula 8.2. Forces aplicades sobre l'eina durant el procés de mecanització

### 8.3. Comprovació del servomotor de l'eix Y

En aquesta secció es justifica el fet de mantenir el mateix servomotor que comanda l'eix Y en el disseny original de la màquina.

En primer lloc, es troba quina acceleració del carro s'obté si el motor aplica el parell màxim i es valora si aquesta és suficient per l'aplicació en el desplaçament de carros de màquines de control numèric. Seguidament, es calcula el temps que tarda el carro en recórrer el seu màxim desplaçament (d'extrem a extrem) i es valora la seva magnitud. Finalment, es calcula el parell que aporta el motor per a cada fase del cicle i el parell equivalent en el cicle, a fi de comparar la seva magnitud amb el parell nominal del motor.

### 8.3.1. Dinàmica i cinemàtica del carro Y

Amb l'objectiu d'obtenir la cinemàtica del carro així com el parell motor aplicat en cada fase, resulta necessari trobar, en primer lloc, la relació dinàmica entre el motor i el cargol de boles. Per fer-ho, s'aplica la versió diferencial del teorema de l'energia cinètica al sistema de l'eix Y (conjunt del carro més el sistema de transmissió), que especifica que la potència de totes les forces (conservatives i no conservatives) ha de ser igual a la derivada de l'energia cinètica del sistema respecte al temps [17]. A partir de l'aplicació d'aquest teorema s'obté, en última instància, una equació que descriu la dinàmica del motor (demostració en referència [22]).

$$\Gamma_m \eta_{pol} - \Gamma_{red} = J_{red} \frac{d\omega_m}{dt} \quad (\text{Ec. 8.1})$$

A la Taula 8.3 es mostren els valors dels moments d'inèrcia de cada component, que s'obtenen, o bé del catàleg del fabricant si es tracta d'un component comercial (servomotor, cargol de boles i encoder segons les referències [24], [25] i [27] respectivament) o mitjançant el programa *Solidworks* mitjançant l'arxiu CAD del component (veure Taula 8.3).

<b>Moments d'inèrcia dels diferents components del sistema reduïts al seu eix de rotació</b>	$J_m$ [24]	1,91E-05	kg·m <sup>2</sup>
	$J_{p1}$	1,12E-01	
	$J_{p2}$	6,64E-04	
	$J_h$ [25]	6,06E-03	
	$J_{acob}$	7,26E-05	
	$J_{enc}$ [27]	1,60E-06	
<b>Moment d'inèrcia total del sistema reduït a l'eix de rotació del motor.</b>	$J_{red}$	4,57E-02	

Taula 8.3. Moments d'inèrcia del sistema carro horitzontal + transmissió

A la següent Taula 8.4 es mostren els valors estimats del coeficient de fregament dinàmic entre patins i guies  $\mu_{g45}$  i entre el rodament de boles i femella  $\mu_h$  (aquest últim calculat pel fabricant segons la resistència que suposa el desplaçament longitudinal del cargol a través de la femella).

$\mu_{g45}$ [18]	0,05
$\mu_h$ [26]	0,006
$\mu_{tot}$	0,056

Taula 8.4. Coeficients de fregament del sistema

Seguidament es presenten les expressions de l'acceleració (Ec. 8.2 i la frenada del carro (Ec. 8.3 en funció dels paràmetres del sistema, la demostració de les quals es mostra en l'Annex B.

$$a_+ = \frac{\frac{2000\pi}{p_h} \left( \frac{\Gamma_{m\max}\eta}{\tau} - \Gamma_{ph}\eta_h \right) - M_{tot}g\mu_{tot}}{M_{tot} + J_{red} \left( \frac{2000\pi}{\tau p_h} \right)^2 \eta_h} \quad (\text{Ec. 8.2})$$



$$a_- = \frac{-\frac{2000\pi \Gamma_{m\max} \eta}{p_h \tau} - M_{tot} \gamma g \mu_{tot}}{M_{tot} \gamma + J_{rsd} \left(\frac{2000\pi}{\tau p_h}\right)^2 \eta_h} \quad (\text{Ec. 8.3})$$

Cal notar que l'acceleració en frenada té valor absolut més gran que l'acceleració positiva, ja que la força resultant de la fricció ajuda en la frenada i per tant, per a un mateix parell motor màxim, l'acceleració en frenada que es pot obtenir és major.

Si se substitueixen tots els paràmetres pels seus respectius valors en les expressions (Ec. 8.2) i (Ec. 8.3) i es calcula el temps d'acceleració i frenada (aplicant coneixements de cinemàtica bàsica), resulten els valors de la Taula 8.5:

<b>Fase 1</b>	<b>a<sub>+</sub></b>	1,03	m/s <sup>2</sup>
	<b>t<sub>a+</sub></b>	0,316	s
<b>Fase 9</b>	<b>a<sub>-</sub></b>	-1,63	m/s <sup>2</sup>
	<b>t<sub>a-</sub></b>	0,200	s

Taula 8.5. Resultats d'acceleració i frenada del carro horitzontal

Resulta ser que el motor no té problemes per accelerar i frenar el carro horitzontal, arribant a velocitat màxima en unes 3 dècimes de segon i frenant en unes 2 dècimes de segon, quan el motor aplica el parell màxim. Aquests valors són correctes per l'aplicació del desplaçament d'un dels carros d'una màquina de control numèric (valoració efectuada en base a l'experiència laboral pròpia obtinguda en la reparació de màquines-eina).

Respecte al temps que tarda a desplaçar-se per complet el carro, aquest es determina sumant els temps d'acceleració i frenada obtinguts en la Taula 8.5 així com el temps en que el carro es desplaça a velocitat màxima.

$$t_R = t_{a+} + t_{v_{max}} + t_{a-} \quad (\text{Ec. 8.4})$$

Si es té en compte que el recorregut de la màquina  $R$  és de **1730 mm** aproximadament, amb una velocitat màxima constant de 0,327 m/s, el temps a velocitat màxima es calcula segons:

$$t_{v_{max}} = \frac{R - \frac{1}{2}a_+t_{a_+}^2 - v_{max}t_{a_-} - \frac{1}{2}a_-t_{a_-}^2}{v_{max}} \quad (\text{Ec. 8.5})$$

Introduint els valors corresponents als paràmetres de les expressions (Ec. 8.4 i (Ec. 8.5, s'obté un temps de recorregut de **5,6 segons** aproximadament. El temps de desplaçament dels carros, en funció de la seva capacitat d'acceleració i de frenada així com la velocitat màxima en que poden anar, és molt important en màquines-eina de control numèric ja que és un factor determinant en la rapidesa que es fan els mecanitzats (possibilitat de reduir costos de fabricació). Un temps de 5,6 segons per a un recorregut de 1730 mm no és elevat però és acceptable per aquesta aplicació (justificació per experiència pròpia en l'observació del funcionament de les màquines-eina).

### 8.3.2. Comprovació del parell motor

Seguidament es procedeix a calcular el parell equivalent del motor en el cicle de funcionament i es compara amb el parell nominal del motor. Per fer-ho, es calcula el parell que entrega el motor per a cada fase (aplicant en cada cas l'equació dinàmica del motor) i el temps que dura cadascuna. Un parell motor negatiu indica que està aplicat en sentit contrari al parell aplicat per avançar el carro en direcció al bloc de resina.

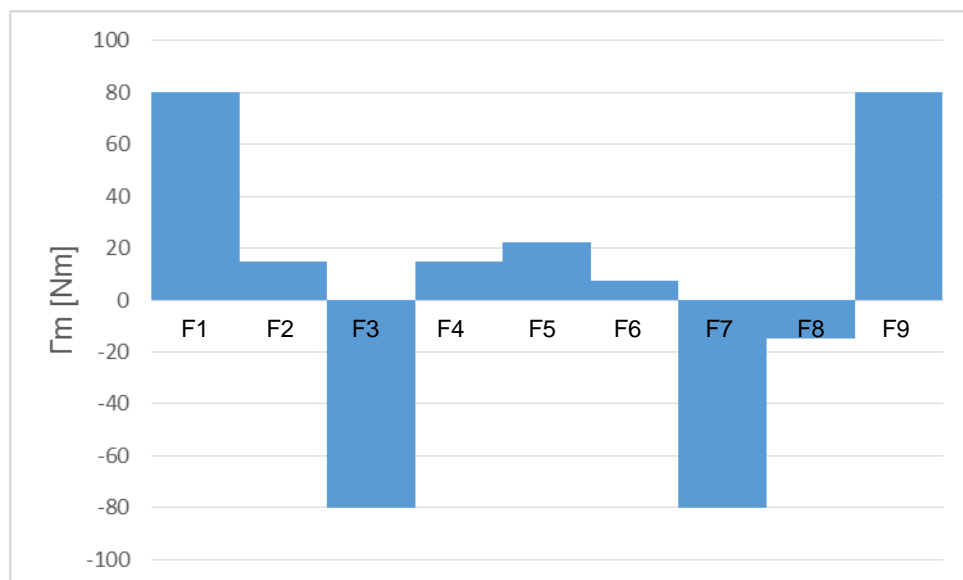


Fig. 8.1. Evolució del parell motor durant el cicle de funcionament

Fase	Temps	Parell motor
	[s]	[Nm]
1	0,3	80,0
2	5,5	14,9
3	0,2	-80,0
4	1,5	14,9
5	0,6	22,4
6	60,0	7,5
7	0,2	-80,0
8	5,6	-14,9
9	0,2	80,0

Taula 8.6. Resultats de parell motor i temps per cada fase del cicle

El parell equivalent del cicle es calcula segons l'expressió (Ec. 8.6).

$$\Gamma_{eq} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^9 \Gamma_{mFi}^2 t_{Fi}}{t_{cicle}}} \quad (\text{Ec. 8.6})$$

On  $t_{cicle}$  és la suma del temps de cada fase:

$$t_{cicle} = \sum_{i=1}^9 t_{Fi} \quad (\text{Ec. 8.7})$$

Substituint els valors de temps i parell per a cada fase, s'obté un temps de cicle total de **74 segons** i un parell equivalent de **12,91 Nm**, que és inferior al parell nominal (veure Taula 7.2). A més, el temps d'acceleració i de frenada, quan el parell motor pren valor màxim, són de l'ordre del 0,4 % i 0,3 % del total, respectivament. Per tant, no hi ha perill de que hi hagi fallida del motor per sobreescalfament treballant amb aquest cicle de funcionament.

En conclusió, les característiques del servomotor que hi havia instal·lat en l'anterior disseny permeten obtenir unes especificacions acceptables en el nou disseny. No obstant, hauria sigut millor un motor amb règim de revolucions més alt per tal d'obtenir una velocitat màxima major.

## 8.4. Càlcul força de reacció en l'eix de les politges

La força de reacció existent en l'eix de les politges s'origina tant per causa de la tensió en repòs de la corretja com pel parell que transmet. Aquesta força és purament radial però té component en X i Z, segons eixos globals. Aplicant el diagrama del sòlid lliure a qualsevol de les dues politges i aplicant el teorema de la quantitat de moviment es pot obtenir la força de reacció (en X i en Z) en funció de les forces i parells que actuen sobre la politja [20]. En la Fig. 8.2 està representat el diagrama del sòlid lliure de la politja 1, accionada pel motor.

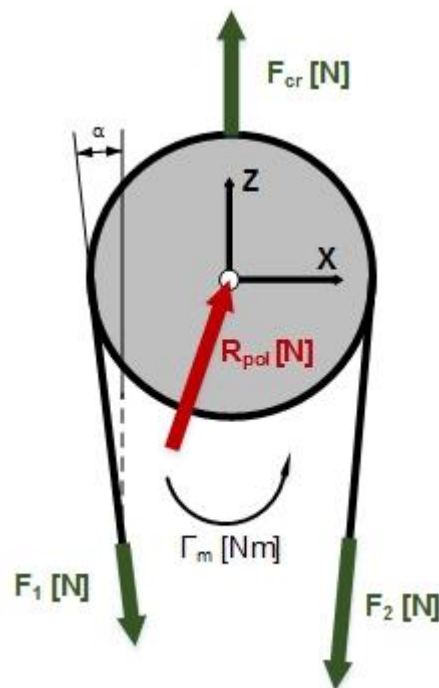


Fig. 8.2. Diagrama del sòlid lliure de la politja gran

Aplicant el teorema de la quantitat de moviment i el del moment cinètic, s'obté la reacció descomposta en direcció X i Z. [20]

$$R_{pol X} = (F_1 + F_2) \cos \alpha - F_{cr} \quad (\text{Ec. 8.8})$$

$$R_{pol Z} = (F_2 - F_1) \sin \alpha \quad (\text{Ec. 8.9})$$

$$R_{pol} = \sqrt{R_{polX}^2 + R_{polZ}^2} \quad (\text{Ec. 8.10})$$

L'angle  $\alpha$  s'obté aplicant coneixements de geometria [20]:

$$\alpha = \sin^{-1} \left( \frac{D_1 - D_2}{2e} \right) \quad (\text{Ec. 8.11})$$

Degut a que el parell resistent del cargol de boles aplicat a la politja petita té sentit contrari al parell motor, la tensió de la corretja no és constant al llarg de la seva longitud; hi ha una branca més carregada que l'altre. Els paràmetres  $F_1$  i  $F_2$  representen les forces de tensió en la corretja, a la branca descarregada i carregada respectivament [20].

Una vegada tensada la corretja en el muntatge, les forces de tensió variaran en funció de la potència que entregui el motor. Per tant, la força de reacció en l'eix de les politges és diferent en cada fase del cicle de funcionament. El procediment de càlcul de la força de reacció es mostra en l'Annex B.

Per altra banda, s'ha de tenir en compte que, tot i que la càrrega radial a l'eix de les politges s'hagi calculat matemàticament, la càrrega real sobre els rodaments del cargol de boles pot ser major que la calculada degut a vibracions i xocs que es produeixen durant el funcionament de la màquina. Per tant, s'ha aplicat un coeficient de seguretat  $f_z$  de valor 1,2 (recomanacions del fabricant NSK per aplicacions de màquina-eina [9]) en els resultats de les reaccions a fi de disposar d'un càlcul conservador. Els resultats del càlcul es mostren a la Taula 8.7:

Fase	Direcció Z		Direcció X		TOTAL	
	$R_{polZ}$	$R_{polZ} \cdot f_z$	$R_{polX}$	$R_{polX} \cdot f_z$	$R_{pol}$	$R_{pol} \cdot f_z$
[N]						
1	777	933	84	101	782	938
2	777	932	16	19	782	938
3	777	933	84	101	777	932
4	778	933	16	19	777	932
5	778	933	-6	-7	782	938
6	778	933	-6	-7	782	938
7	777	933	84	101	778	933
8	777	932	16	19	778	933
9	777	933	84	101	778	933

Taula 8.7. Resultats de la força de reacció a l'eix de les politges segons fase del cicle

Tal i com es pot observar en els resultats, només es percep una variació de força considerable en direcció X; en direcció Z es manté pràcticament constant ja que el seu valor depèn sobretot de la força de tibat inicial. La força en X és molt menor en relació a la força de reacció en Z (al voltant d'un 11%), de manera que la força de reacció resultant és manté pràcticament constant.

## 8.5. Càlcul resistència del cargol de boles

A l'apartat 7.2.4 es justifica la selecció del cargol de boles, que es va escollir segons el pas de rosca. En aquesta secció es comprova que, efectivament, la capacitat de suportar càrrega del cargol de boles és suficient per a la seva aplicació en aquesta màquina.

La resistència del cargol de boles es comprova a partir de la força axial que suporta. S'ha plantejat el diagrama de cos lliure a tot l'eix Y (conjunt del carro Y més el sistema de transmissió) per determinar la força axial que rep el cargol de boles en cada fase del cicle de funcionament. Aquest esforç axial prové, bàsicament, de l'acceleració o desacceleració del carro, de les forces dissipatives de fricció i de les forces que s'originen en la mecanització.

Les expressions de les forces aplicades al cargol de boles es mostren a la Taula 8.8, obtingudes al plantejar la segona llei de Newton al sistema. El valor de les forces aplicades sobre el cargol de boles s'obté de substituir els paràmetres de les expressions pels seus valors corresponents i canviant de signe (per obtenir la força de reacció). El criteri de signes es realitza segons els eixos locals definits en la Fig. 6.1.

Fase	Expressió força axial en l'eix Y	Valor força [N]	Distància recorreguda en Y [mm]
1	$F_{hF1} = F_{h_{m\grave{a}x}} = M_{totY}g\mu_{tot} + M_{totY}a_+$ (Ec. 8.12)	-1142	52
2	$F_{hF2} = M_{totY}g\mu_{tot}$ (Ec. 8.13)	-397	1809
3	$F_{hF3} = M_{totY}g\mu_{tot} + M_{totY}a_-$ (Ec. 8.14)	780	33
4	$F_{hF4} = M_{totY}g\mu_{tot}$ (Ec. 8.15)	-397	5
5	$F_{hF5} = F_x + M_{totY}g\mu_{tot}$ (Ec. 8.16)	-597	2
6	$F_{hF6} = F_x$ (Ec. 8.17)	-200	0
7	$F_{hF7} = -F_{hF1}$ (Ec. 8.18)	1142	52
8	$F_{hF8} = -F_{hF2}$ (Ec. 8.19)	397	1816
9	$F_{hF9} = -F_{hF3}$ (Ec. 8.20)	-780	33

Taula 8.8. Expressions matemàtiques i valor de les forces aplicades sobre el cargol de boles a cada fase i distància recorreguda

En primer lloc, s'observa que la força axial màxima que suporta el cargol de boles (1142 N tant a tracció com a compressió) està molt per sota de la capacitat de càrrega bàsica

(92032 N). Establint un coeficient de seguretat (un valor raonable seria de 1,5) es pot calcular una estimació de la força axial màxima addicional que pot suportar.

$$(F_{h_{add}} + F_{h_{màx}})Y_{sh} = C_{0a} \quad (\text{Ec. 8.21})$$

Aïllant la força axial addicional màxima de l'expressió (Ec. 8.21) s'obté un valor de **60213 N** aproximadament. Per tant, és clar que no hi ha perill de deformació permanent dels elements rodants o de la superfície roscada del cargol de boles a conseqüència d'una possible càrrega axial inesperada.

Seguidament es procedeix a calcular una estimació de la vida del component, suposant que realitza repetidament el cicle de funcionament descrit. Aquest càlcul es realitza segons la seva capacitat de càrrega dinàmica i de la força axial equivalent mitjançant l'expressió (Ec. 8.22). [26]

$$F_{h_{eq}} = \left( \frac{\sum_i F_{h_{Fi}}^3 L_{Fi}}{\sum_i L_{Fi}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 8.22})$$

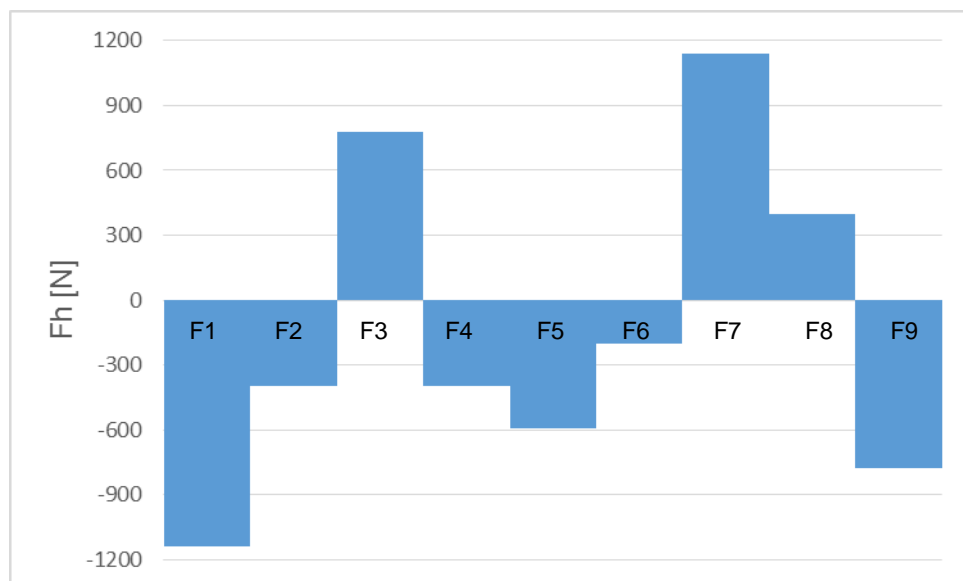


Fig. 8.3. Evolució de la força aplicada al cargol de boles durant el cicle de funcionament

Com es pot observar al gràfic de la Fig. 8.3, el cargol de boles suporta forces de tracció i de compressió al llarg del cicle. Si es calcula la força axial equivalent per forces de tracció i una força equivalent per forces de compressió, s'obté un valor pràcticament idèntic i igual a



**477 N.** Valor molt reduït en comparació a la capacitat de càrrega dinàmica (41428 N). La vida estimada del cargol de boles (en milions de revolucions) es pot obtenir, segons el fabricant, amb (Ec. 8.23: [26])

$$L_{10h} [10^6 \text{ rev.}] = \left( \frac{C_a}{F_{h_{eq}}} \right)^3 \quad (\text{Ec. 8.23})$$

Substituint valors, s'obté una vida de **6,56 · 10<sup>5</sup> milions de revolucions**. Suposant que el cargol de boles anés a màxima velocitat angular (392 min<sup>-1</sup>) de manera contínua durant 8 hores al dia, aquest valor equivaldria a **3.488.505 hores**; és a dir, una vida teòricament infinita. Per tant, no hi ha dubte que aquest cargol de boles està sobredimensionat respecte la seva capacitat de càrrega. No obstant, es remarca el fet que la seva selecció va ser donada pel pas de rosca necessari sense tenir en compte a priori la resistència del component.

## 8.6. Càlcul resistència dels rodaments

### 8.6.1. Rodaments de contacte angular dels suports del cargol de boles

Els rodaments de contacte angular que suporten el cargol de boles estan sotmesos a càrregues radials a causa del pes de la politja petita, de la força de reacció en el seu eix i del pes del cargol de boles, a més d'estar sotmès a càrrega radial a causa de la força axial en el cargol de boles. Es requereix, per tant, comprovar que els rodaments s'han seleccionat correctament i que la vida estimada sigui major o igual a la que recomana el fabricant de rodaments per aplicacions de màquines-eina.

Si es planteja rigorosament el diagrama del sòlid lliure del cargol de boles, s'observa que el sistema és indeterminat: no se sap amb exactitud la càrrega que suporta cada rodament. Per això, s'han realitzat les següents suposicions per a poder simplificar el càlcul (sempre amb un criteri conservador):

- El pes de la politja acoblada al cargol de boles (politja petita) es negligeix.
- Tota la força axial aplicada al cargol de boles en sentit positiu la suporta el rodament C.
- Tota la força axial aplicada al cargol de boles en sentit negatiu la suporta el conjunt de rodaments AB.

- La reacció en direcció radial del conjunt de rodaments en disposició TFTL ( $R_{r,ABC}$ ) es reparteix entre el conjunt AB i el rodament C segons 2/3 i 1/3 respectivament.

En direcció radial hi participen les forces en direcció Z i X. Per tal de simplificar les equacions i a fi de calcular les reaccions en ambdós eixos, s'han plantejat dos diagrames de sòlid lliure del sistema (un per a la contribució de forces en direcció Z i un altre en direcció X) i s'han resolt els sistemes d'equacions resultants d'aplicar el teorema de la quantitat de moviment i del moment cinètic. Seguidament s'ha aplicat el principi de superposició per trobar les reaccions radials resultants. A la Fig. 8.4 es mostra el diagrama del sòlid lliure per a forces en direcció Z:

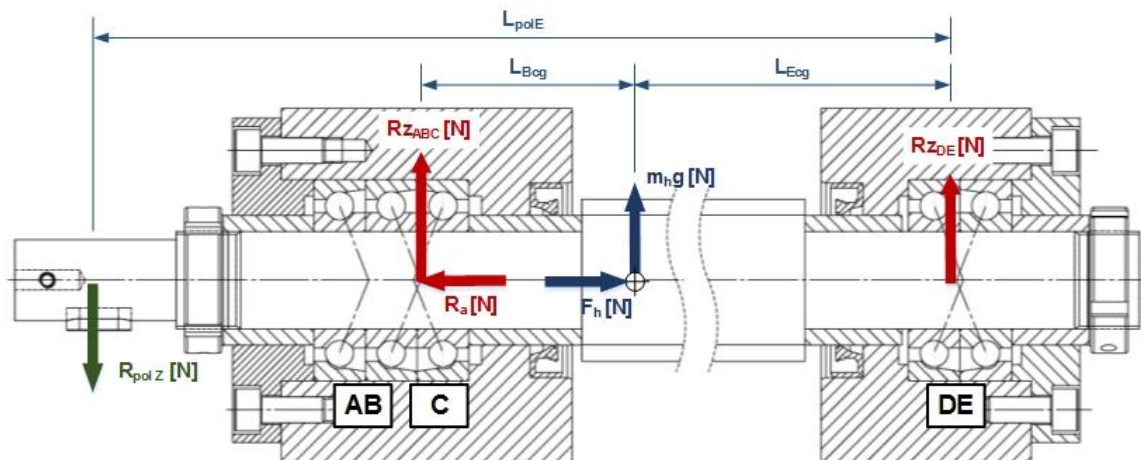


Fig. 8.4. Diagrama del sòlid lliure simplificat del cargol de boles (pla Z-Y)

El valor de la força de reacció sobre les pols està majorada amb el factor de seguretat  $f_z$ , tal i com es mostra a la Taula 8.7. Només s'ha avaluat el conjunt de rodaments en tàndem AB i el rodament simple C, que són els que estan més sol·licitats.

$$R_{ZABC} = \frac{m_{hg}L_{Ecg} - R_{polZ}L_{polE}}{L_{Bcg} + L_{Ecg}} \quad (\text{Ec. 8.24})$$

$$R_{XABC} = \frac{R_{polX}L_{polE}}{L_{Bcg} + L_{Ecg}} \quad (\text{Ec. 8.25})$$

Seguidament es calcula la força radial total que suporten els rodaments aplicant el principi de superposició.

$$R_{rABC} = \sqrt{R_{zABC}^2 + R_{xABC}^2} \quad (\text{Ec. 8.26})$$

Segons les suposicions efectuades, la força radial que suporta cada conjunt de rodaments és:

(Ec. 8.27)

$$R_{rAB} = \frac{2}{3} R_{rABC}$$

$$R_{rC} = \frac{1}{3} R_{rABC} \quad (\text{Ec. 8.28})$$

La càrrega que suporten els rodaments és una combinació d'una càrrega axial i una radial, que varia durant el cicle de funcionament. Per tant, per tal d'estimar la vida que tindran els rodaments, s'ha de calcular una càrrega equivalent. Aquesta es defineix com aquella càrrega hipotètica de magnitud constant que provoca el mateix dany a fatiga durant tota la durada del cicle que el dany acumulat pels diferents estats de càrrega. [9]

Si els rodaments estan sotmesos a càrregues de xoc, es poden produir deformacions locals permanents en els elements i pistes de rodament, cosa que pot provocar una prematura vida del rodament o desgastar l'eix. És necessari, doncs, calcular una càrrega estàtica equivalent, de manera que es pugui avaluar quina càrrega addicional de xoc és admissible (segons un coeficient de seguretat). La càrrega estàtica equivalent és una càrrega hipotètica que produeix una tensió de contacte equivalent a la tensió màxima quan el rodament està en estacionari (rotació i/o oscil·lació molt baixes). [9]

S'ha seguit el mètode de càlcul del fabricant de rodaments NSK (referència [9]) per portar a terme el càlcul de la càrrega equivalent, la vida estimada dels rodaments, de la càrrega estàtica equivalent màxima i de la càrrega addicional de xoc màxima (teòricament aplicada directament sobre el rodament).

Els resultats de les càrregues combinades en cada fase del cicle de funcionament es mostren a la Taula 8.9:

Fase	AB		C	
	$P_{rod}$	$P_{0rod}$	$P_{rod}$	$P_{0rod}$
	[N]			
1	2050	913	272	272
2	1116	558	269	269
3	544	544	1297	552
4	1116	559	270	270
5	1397	651	270	270
6	855	539	560	280
7	544	544	1687	722
8	539	539	269	269
9	1657	738	272	272

Taula 8.9. Resultats de càrrega dinàmica i càrrega estàtica combinades dels rodaments del cargol de boles

L'expressió que permet calcular la càrrega equivalent del cicle es troba a partir de la llei de dany acumulat de Palmgren – Miner i és la següent: [29]

$$P_{rod\ eq} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^9 P_{rod\ Fi}^3 \frac{n_{hFi} t_{Fi}}{n_{hm} t_{cicle}}} \quad (\text{Ec. 8.29})$$

La velocitat angular mitjana és la mitjana ponderada de les velocitats angulars de cada fase segons el temps que estan actives. [29]

$$n_{hmitj} = \sum_{i=1}^9 n_{hFi} \frac{t_{Fi}}{t_{cicle}} \quad (\text{Ec. 8.30})$$

El fabricant de rodaments aporta una fórmula empírica per calcular la durada en voltes i en hores: [9]

$$L_{10rod} [10^6 \text{ rev.}] = \left( \frac{C_r}{P_{rod\ eq}} \right)^3 \quad (\text{Ec. 8.31})$$

$$L_{hrod} = \left( \frac{C_r}{P_{rod\ eq}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_{hmitj}} \quad (\text{Ec. 8.32})$$

La càrrega addicional de xoc admissible es pot calcular imposant un coeficient de seguretat a la càrrega estàtica  $Y_{srod}$  (aïllant  $F_{rod\ add}$  de l'expressió (Ec. 8.33). S'escull un valor de 1,5 per a aquest coeficient, tant pel conjunt de rodaments AB, com pel rodament C, segons recomanacions del fabricant. [9]

$$(F_{rod\ add} + P_{0rod\ max}) Y_{srod} = C_{0r} \quad (\text{Ec. 8.33})$$

Els resultats obtinguts de substituir els paràmetres pels seus respectius valors, per a cada fase del cicle, en les expressions (Ec. 8.29 a (Ec. 8.33 es mostren a la Taula 8.10.

Rodament NSK 7006C			
Paràmetre	AB	C	Unitats
$C_{0r}$	20500	10300	N
$C_r$	24600	15100	N
$n_{h\ mitj}$	57		min <sup>-1</sup>
$P_{rod\ eq}$	966	430	N
$L_{10\ rod}$	16491	152629	10 <sup>6</sup> rev.
$L_{h\ rod}$	4489506	41550810	hores
$P_{0rod\ max}$	913	722	N
$F_{rod\ add}$	9337	4428	N

Taula 8.10. Resultats de resistència dels rodaments situats als suports del cargol de boles

Els resultats mostren com els rodaments estan seleccionats per una vida teòricament infinita, sobrepasant la vida útil de la màquina. Sabent això, es podria pensar que, en comptes d'una combinació de dos rodaments de contacte angular en tàndem i un rodament de contacte angular posicionat en direcció oposada, seria vàlid haver dissenyat el suport de manera que tingués dos rodaments en disposició "X" fixa. No obstant, es va escollir la configuració anteriorment descrita per desconeixement del valor real de la força axial de mecanització que suporta l'eina i per seguretat si aquesta màquina en alguna ocasió

mecanitza materials més durs i resistents que la resina de polièster de la que estan fets els blocs.

La principal causa de que aquests rodaments estiguin sobredimensionats per aquesta aplicació és el sobredimensionament del cargol de boles, que té un diàmetre nominal més elevat (50 mm) del que es requerirà pels esforços als que està sotmès. El canvi de diàmetre de 50 a 30 mm per ubicar el rodament és suficient; un eix amb diàmetre 25 mm (següent rodament disponible) afebleix més el conjunt i hi ha més perill de fallada per fatiga mecànica, ja que els canvis sobtats de diàmetre en un eix sotmès a càrrega fluctuant, com és el cas del cargol de boles que experimenta flexió rotativa, són més propensos a fallar per fatiga mecànica en aquella secció de canvi de diàmetre. [30]

Per aquesta raó, el diàmetre interior del rodament es va decidir que fos com a mínim de 30 mm. El rodament més petit del que disposava el fabricant de rodaments amb diàmetre 30 mm era el rodament 7006C [9], de diàmetre exterior 55 mm i amplada 13 mm, que és el que s'ha seleccionat definitivament pel disseny final.

### **8.6.2. Rodament rígid de boles de la transmissió**

El servomotor que controla el moviment de l'eix Y està acoblat a un eix que suporta la politja dentada gran. El propi pes de la politja i la reacció en el seu eix a causa de la transmissió són els esforços més rellevants que pateixen l'eix i els rodaments, que només suporten forces radials. S'ha col·locat un rodament rígid de boles a l'extrem oposat on s'ubica el motor (rodament F) per a que els rodaments del motor no suportessin els moments originats pels esforços descrits. La posició i el nombre de rodaments del motor és desconeguda, però a fi de realitzar un càlcul aproximat de la vida que tindrà el rodament seleccionat es suposa que n'hi ha un (rodament M) i que està ubicat al principi del motor (criteri conservador).

Com en el cas dels rodaments de contacte angular que suporten el cargol de boles, la força de reacció a l'eix de la politja a causa de la transmissió té components en Z i X (segons eixos globals) i, per tant, s'han de plantejar dos conjunts d'equacions diferents per calcular les reaccions que s'originen en cada direcció i trobar, posteriorment, la reacció radial resultant aplicant el principi de superposició.

El plantejament del diagrama del sòlid lliure de l'eix de la politja en direcció Z es mostra en la següent Fig. 8.5.

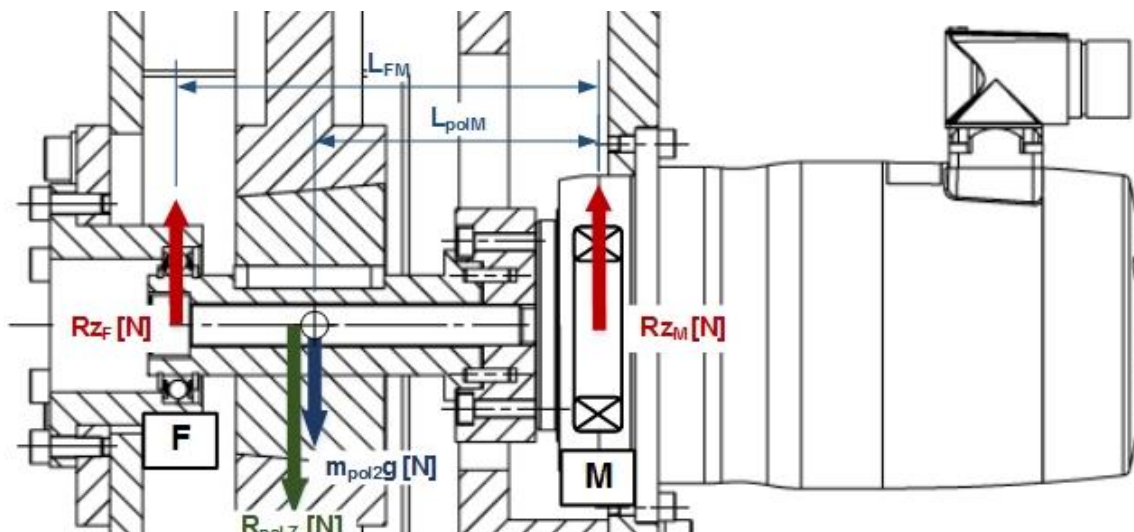


Fig. 8.5. Diagrama del sòlid lliure de l'eix que suporta la politja gran (pla Z-Y)

La distància entre els rodaments  $F$  i  $M$  ( $L_{FM}$ ) és de 126 mm i entre el punt mig de la politja i el rodament  $M$  ( $L_{polM}$ ) és de 86 mm, aproximadament.

En direcció  $Z$ , aplicant el teorema del moment cinètic on es suposa que s'ubica el rodament del motor, s'obté:

$$R_{ZF} = (R_{polZ} + m_{pol}) \frac{L_{polM}}{L_{FM}} \quad (\text{Ec. 8.34})$$

I en direcció  $X$ :

$$R_{XF} = R_{polX} \frac{L_{polM}}{L_{FM}} \quad (\text{Ec. 8.35})$$

I per tant, la reacció radial resultant és:

$$R_{rF} = \sqrt{R_{ZF}^2 + R_{XF}^2} \quad (\text{Ec. 8.36})$$

Tal i com es va observar en els resultats obtinguts de la força de reacció en l'eix de la politja (veure Taula 8.7), el valor d'aquesta es manté pràcticament invariable en el cicle. A mode de simplificació, es suposa un valor de força constant i igual al màxim valor que es dona en el cicle de funcionament (933 i 101 N en direcció  $Z$  i  $X$  respectivament). D'aquesta manera,

ja que tampoc hi ha forces axials, la càrrega dinàmica equivalent és igual a la reacció radial en el rodament rígid de boles. Aplicant les expressions (Ec. 8.31) i (Ec. 8.32) en aquest cas, s'obtenen els resultats de la Taula 8.11.

Rodament NSK 6906VV		
Paràmetre	$F$	Unitats
$C_{Or}$	5000	N
$C_r$	7250	N
$R_{rF}$	714	N
$n_m$ mitj	14	min-1
$L_{10\text{ rod}}$	1048	$10^6$ rev.
$L_{h\text{ rod}}$	1235959	hores

Taula 8.11. Resultats de resistència del rodament situat a l'eix de la politja gran

Els resultats mostren com el rodament rígid de boles està seleccionat per una vida teòricament infinita.

## 8.7. Càlcul resistència sistema de guiatge lineal eix Y

Els patins de l'eix Y suporten, no només tot el pes de l'estructura del carro horitzontal, el capçal i el sistema de transmissió, si no també les forces de mecanització. Respecte a aquestes últimes, se sap que s'apliquen a l'extrem de l'eina però no es coneix amb exactitud on es trobarà aquesta quan mecanitzi el bloc de resina. No obstant, segur que es troben desplaçades respecte l'eix que conté el centre de gravetat de la secció del carro horitzontal. S'han realitzat uns càlculs previs considerant una distància de separació de la que hi hauria aproximadament entre el punt d'aplicació de les forces i l'eix principal del carro i s'ha comprovat que els resultats obtinguts no difereixen considerablement respecte si es planteja un sistema de forces sobre l'eix del carro.

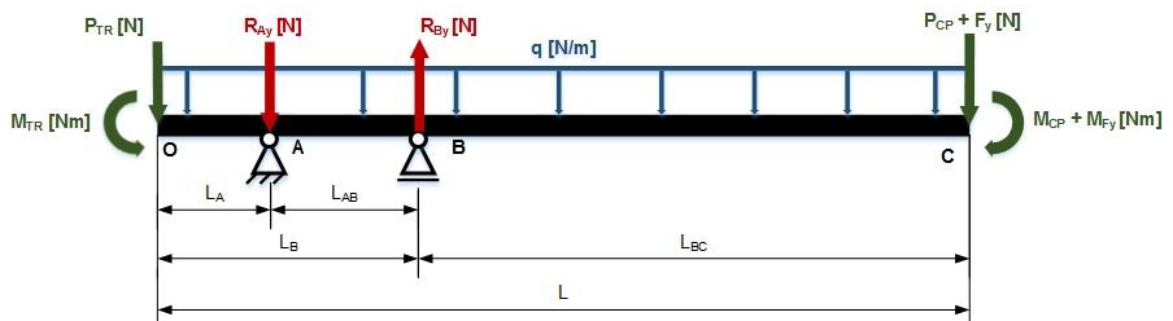


Fig. 8.6. Diagrama del sòlid lliure del carro horitzontal - disseny final



Aplicant els teoremes de quantitat de moviment i moment cinètic es poden calcular les reaccions:

$$R_{By} = \frac{qL \left( \frac{L}{2} - L_A \right) + (P_{cp} + F_y)(L_{BC} + L_{AB}) + M_{cp} + M_{Fy} - M_{TR} - P_{TR}L_A}{L_{AB}} \quad (\text{Ec. 8.37})$$

$$R_{Ay} = R_{By} - P_{TR} - P_{cp} - F_y - qL \quad (\text{Ec. 8.38})$$

En direcció z se segueix el mateix procediment:

$$R_{Bz} = \frac{F_z(L_{BC} + L_{AB})}{L_{AB}} \quad (\text{Ec. 8.39})$$

$$R_{Az} = R_{Bz} - F_z \quad (\text{Ec. 8.40})$$

Aplicant el mètode de les seccions es calcula el moment resultant (en direcció y i z) en les seccions A i B del carro, que suportaran els conjunts de patins corresponents:

$$M_{Bz} = -M_{TR} - P_{TR}L_B - R_{Ay}L_{AB} - \frac{qL_B^2}{2} \quad (\text{Ec. 8.41})$$

$$M_{Az} = -M_{TR} - P_{TR}L_A - \frac{qL_A^2}{2} \quad (\text{Ec. 8.42})$$

$$M_{By} = -F_zL_{BC} \quad (\text{Ec. 8.43})$$

El moment en y en la secció A és nul.

A fi de realitzar un càlcul simplificat que permeti obtenir uns resultats prou fiables, s'han establert les següents suposicions de partida:

- Els esforços de reacció de les seccions A i B del carro horitzontal estan suportades per dos patins, un a cada banda del carro. Per tant, si es fa la suposició de simetria, els esforços de reacció a cada patí han de ser la meitat de les que suporta la secció corresponent.

- En cada fase del cicle de funcionament, les posicions de les càrregues respecte als patins van variant segons el carro es va desplaçant. Per tant, les reaccions no són constants durant el període on actua cada fase. Davant d'aquesta situació, s'han suposat unes forces i moments de reacció constants per a cada fase i iguals al màxim valor que prenen durant aquesta, a excepció de les fases 2 i 8 on el carro es desplaça a velocitat màxima constant, que s'ha pres la mitjana entre el valor inicial i el valor final de les reaccions.

S'ha seguit el procediment de càlcul del catàleg de sistemes de guiatge lineal del fabricant de guies INA. Com en el cas dels rodaments, s'ha portat a terme el càlcul de la càrrega equivalent, la vida estimada dels rodaments i de la càrrega estàtica equivalent màxima. A la següent Taula 8.12 es mostren els resultats de la càrrega combinada (tenint en compte forces i moments de reacció) per a un patí de la secció *B* i un patí de la secció *A*.

Fase	$P_{Au}$	$P_{Bu}$
	[N]	
1	98974	6828
2	49339	51700
3	5680	109544
4	5372	113019
5	5355	113233
6	5355	113233
7	5859	107766
8	50545	50747
9	99457	6766

Taula 8.12. Resultats de la càrrega combinada dels patins de l'eix Y

S'observa que les forces i moments de reacció són màxims en la fase 6 (quan el carro es troba desplaçat totalment) i es donen en el conjunt de patins situats en la secció *B*.

El fabricant del sistema de guiatge lineal ens dóna les eines per calcular també la càrrega equivalent en el cicle de funcionament, que no només està en funció de les càrregues del cicle si no també de la velocitat i de la duració percentual de cada fase. En la nomenclatura utilitzada en aquesta memòria, l'expressió per calcular la càrrega equivalent és: [14]

$$P_{g\text{ eq}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^9 \frac{t_{Fi}}{t_{cicle}} v_{Fi} P_{gFi}^{\frac{10}{3}}}{\sum_{i=1}^9 \frac{t_{Fi}}{t_{cicle}} v_{Fi}}} \quad (\text{Ec. 8.44})$$

La vida en hores de funcionament es calcula, segons el fabricant, amb la següent fórmula: [14]

$$L_{hg} = \frac{1666}{v_{mtj}} \left( \frac{C_g}{P_{g\text{ eq}}} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (\text{Ec. 8.45})$$

On la velocitat mitjana del cicle es calcula segons la durada percentual de cada fase: [14]

$$v_{mtj} = \sum_{i=1}^9 \frac{t_{Fi}}{t_{cicle}} v_{Fi} \quad (\text{Ec. 8.46})$$

Tot i que en anteriors apartats es calculava una estimació de la càrrega addicional de xoc màxima, en aquest cas seria complicat avaluar aquesta situació ja que la càrrega també ocasiona moment sobre els patins, que es comptabilitza en el dany efectuat sobre el patí. Per tant, es calcula tan sols el coeficient de seguretat que s'obté amb el sistema de guiatge lineal seleccionat, segons la càrrega equivalent màxima al que estarà sotmès.

$$Y_{sg} = \frac{C_{0g}}{P_{0g\text{ max}}} \quad (\text{Ec. 8.47})$$

Les capacitats de càrrega dinàmica i estàtica del sistema de guiatge lineal seleccionat així com els resultats de la càrrega equivalent, de la vida estimada i del coeficient de seguretat en un patí de la secció B i en un de la secció A es mostren a la següent Taula 8.13.

Paràmetre	RWU-45-E-L		Unitats
	Patí secció A	Patí secció B	
$C_g$ [14]	114000		N
$C_{og}$ [14]	285000		N
$v_{mitj}$	1,39		m/min
$P_{g\ eq}$	52750	54392	N
$L_{hg}$	15589	14075	hores
$P_{og\ max}$	99457	113233	N
$Y_{g0}$	2,87	2,52	-

Taula 8.13. Resultats de resistència del sistema de guiatge lineal de l'eix Y

Els patins situats en la secció *B* resulten ser els que suporten més càrrega durant el cicle de funcionament descrit. La resistència d'aquests components treballant en aquest cicle és limitada però suficient; suposant que la màquina treballi 8 hores diàries durant 240 dies a l'any, l'estat dels patins s'hauria de revisar als **7 anys i 4 mesos**, ja que és possible que els elements de rodament d'un dels patins de la secció *B* estigui picat o desgastat. Per altra banda, es té un coeficient de seguretat de 2,52 segons la càrrega màxima que suporten els patins durant el cicle.

Normalment, en les màquines-eina que utilitzen sistemes de guiatge lineal basats en patins de boles o rodells per desplaçar els carros de la màquina, els patins es troben fixos al carro i les guies fixes sobre una bancada. No obstant, en la màquina d'estudi, els patins es troben fixos fora del carro horitzontal i són les guies les que es desplacen junt amb el carro. Degut a aquesta configuració, les guies estan sotmeses a flexió composta (moments en direcció *y* i *z*) durant part del cicle de funcionament i és principalment per aquesta raó que la vida estimada dels patins és relativament baixa. No s'ha escollit un sistema de guiatge lineal d'un grau més gran ja que augmentava de forma considerable el cost del projecte així com el pes i volum del sistema.

## 9. Pressupost

Referència	Descripció	Qt.	Cost unitari	Import
RL-CY-A	Estructura soldada carro eix Y	1	6.500 €	6.500 €
RL-CY-A06	Peces alineació guies eix Y	94	6 €	564 €
RL-CY-C01	Final de carrera mecànic	2	24 €	48 €
BNL-5307-120-04-1000	Regates lleves	1	165 €	165 €
RL-CY-C02	Passamà separador regates lleves	4	64 €	256 €
RL-CY-A07	Tapa carro eix Y	2	75 €	150 €
RL-CY-B06	Cargol de boles Ø50x50	1	1.000 €	1.000 €
KORTA KBS-5050-2-7.144	Femella del cargol de boles	1	500 €	500 €
RL-CY-B03	Suport fusell costat motor	1	250 €	250 €
RL-CY-B01	Tapa suport costat motor	1	80 €	80 €
RL-CY-B04	Suport fusell costat capçal	1	250 €	250 €
RL-CY-B01	Tapa suport fusell costat capçal	1	80 €	80 €
NSK 7006C	Rodaments de contacte angular	5	230 €	1.150 €
Paulstra 792750	Retén	2	13 €	26 €
INA ZM30	Femella de precisió	2	38 €	76 €
RL-CY-B07	Casquets	4	27 €	108 €
RL-CZ-A	Estructura soldada carro eix Z	1	1.950 €	1.950 €
RL-CZ-C01	Suport femella	1	325 €	325 €
RL-CZ-C02	Placa reglatge femella	2	49 €	98 €
RL-CZ-B	Suport final de carrera eix Y	1	160 €	160 €
RL-CZ-D	Suport captador posició eix Y	1	160 €	160 €
RL-CZ-A05	Peça fixació patins eix Y	2	34 €	68 €
RL-CZ-A04	Peça fixació patins eix Z	2	34 €	68 €
RL-TR-A01	Estructura protecció transmissió	1	295 €	295 €
RL-TR-A02	Tapa protecció transmissió	1	90 €	90 €
RL-TR-A04	Tapa registre transmissió	1	45 €	45 €
RL-TR-A03	Tapa suport motor	1	75 €	75 €
NSK 6906vv	Rodament rígid de boles	1	35 €	35 €
RL-TR-B02	Suport rodament politja	1	120 €	120 €
RL-TR-B03	Tapa d'ajustatge rodament	1	95 €	95 €
2000-8M-A	Corretja dentada	1	69 €	69 €
POL28-8M-30T.P./POL	Politja dentada Z=28	1	125 €	125 €
TAPER1108/25/TAPE	Taper politja petita	1	62 €	62 €
POL112-8M30T.P./TAPE	Politja dentada Z=112	1	185 €	185 €
TAPER2517/30/TAPE	Taper politja gran	1	83 €	83 €
RL-TR-B01	Acoblament motor-politja	1	70 €	70 €
S/SP 0511	Encoder	1	150 €	150 €

INA/FAG RWU-35-E-L	Patins eix Z	4	250 €	1.000 €
INA/FAG TSX35	Guies eix Z	2	325 €	650 €
INA/FAG RWU-45-E-L	Patins eix Y	4	250 €	1.000 €
INA/FAG TSX45	Guies eix Y	2	325 €	650 €
-	Sistema de greixatge	-	-	1.350 €
-	Sistema pneumàtic	-	-	880 €
Norma ISO / DIN	Cargoleria	-	-	700 €
<b>TOTAL MATERIAL</b>				<b>21.761 €</b>

Taula 9.1. Desglossament detallat de l'import de cada component/sistema del nou disseny

Pressupost	Hores / km	Cost unitari	Import
Material	-	-	21.761 €
Transport	1550	0,85 €/km	1.318 €
Enginyeria	350	40 €/h	14.000 €
Gestió i muntatge	200	20 €/h	4.000 €
<b>TOTAL PROJECTE</b>			<b>41.079 €</b>

Taula 9.2. Cost total del projecte

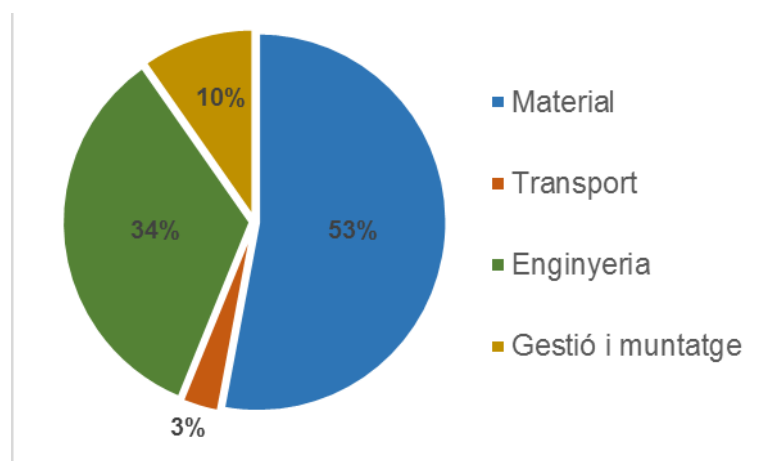


Fig. 9.1. Percentatge de contribució de cada partida del cost en relació al cost total

## 10. Impacte ambiental

Portar a terme la modificació descrita per a la màquina-eina d'estudi implica comprar nous components mecànics, transportar-los, fabricar-ne de nous, desestimar-ne alguns del disseny inicial i utilitzar diversos recursos i serveis. Per tant, en última instància, es realitza un impacte ambiental negatiu. En aquest apartat es pretén avaluar quantitativament i qualitativament l'impacte ambiental que suposa la realització d'aquest projecte.

En primer lloc, cal comentar que l'empresa de reparació de maquinària que ha participat en el projecte ha hagut de transportar amb vehicle propi diversos components mecànics, sobretot des de l'empresa propietària de la màquina fins a la seu de l'empresa de reparació i viceversa, a més d'utilitzar un servei de transport privat per portar a domicili els components comercials demanats. El total de kilòmetres recorreguts per ambdós transports és d'aproximadament 1550 km (1150 km en transport propi i 400 km per una empresa de logística i transport).

Els motors alternatius de combustió interna emeten una sèrie de contaminants a l'atmosfera quan entren en funcionament. Els més importants són: [31]

- Diòxid de Carboni ( $\text{CO}_2$ ). És generat per la pròpia combustió, no és tòxic però li pren lloc a l'oxigen; és el principal responsable de l'efecte hivernacle.
- Monòxid de Carboni (CO). Generat per les combustions incompletes i és tòxic.
- Òxid de Nitrogen ( $\text{NO}_x$ ). Generat per la reacció de l'oxigen i el nitrogen de l'aire del motor sota temperatures altes i és tòxic (en particular el  $\text{NO}_2$ ).
- Hidrocarburs (HC). Generat per combustions incompletes. És cancerigen i pot contribuir a la formació de l'ozó.
- Fums (PM). Constituïts per partícules de carboni i hidrocarburs, sospitosos de ser cancerígens.

A fi de quantificar les emissions de gasos contaminants en tota la distància recorreguda, s'ha utilitzat la última versió que s'ha trobat disponible de la norma europea sobre emissions contaminants de vehicles industrials lleugers de 1760 a 3500 kg per a motors dièsel (dins la norma EURO 6 del 2015 [32]), que limita el nivell d'emissions contaminants que poden tenir els vehicles de la categoria corresponent. Els valors límit i la màxima quantitat total emesa de cada contaminant (se suposa que els vehicles de transport emeten per sota dels valors límit especificats) es mostren a següent la Taula 10.1.

Tipus de contaminant	Nivell límit	Màxima quantitat emesa
	[g/km]	[kg]
CO	0,74	1,14
HC+ NO <sub>x</sub>	0,350	0,542
NO <sub>x</sub>	0,280	4,34
PM	0,005	0,00775

Taula 10.1. Estimació de les emissions contaminants degut al transport [32]

Per tal d'estimar les emissions totals de diòxid de carboni, es suposa que tota la distància recorreguda s'ha portat a terme amb el vehicle de transport usual de l'empresa de reparació, una Volkswagen *Transporter* amb motor gasoil de 180 CV. Sabent que aquest vehicle té un consum mitjà de 7,2 l/100 km [33] i que es produeixen aproximadament 2,68 kg de CO<sub>2</sub> per cada litre de dièsel [34], s'estima que s'han emès al voltant de 300 kg de CO<sub>2</sub>.

En segon lloc, els processos de fabricació emprats per fabricar els components que conformen el disseny final han contribuït a augmentar l'impacte ambiental, l'avaluació del qual s'ha fet qualitativament al no tenir dades específiques de les hores de treball i recursos utilitzats pels tallers mecànics encarregats de portar a terme la fabricació. Seguidament es presenta els impactes ambientals dels dos processos de fabricació més rellevants que s'han portat a terme:

- **Soldadura.** L'estructura del carro horitzontal i la del carro vertical, així com la protecció de la transmissió, estan constituïdes mitjançant peces soldades entre si. D'aquesta manera, l'operació de soldar ha esdevingut probablement el procés de fabricació que més hores de treball ha requerit en la materialització del disseny final. Els contaminants que s'originen en el procés depenen, bàsicament, del material base a soldar, del recobriment de les peces, del material que s'aporti a la soldadura i de la reacció amb l'aire.



El fet de soldar acer al carboni ha suposat la generació d'òxids de ferro i de magnesi. Per altra banda, la soldadura de l'alumini ha comportat la generació d'òxids característics de l'alumini. No es té coneixement dels tipus de soldadura que s'ha portat a terme, de manera que no es pot precisar quins contaminants s'han emès en aquest cas. Finalment, cal destacar l'oxidació del nitrogen amb l'aire que es dona en tots els tipus de soldadura i que provoca la generació d'Òxids de Nitrogen. [35]

- **Arrencament de ferritja.** La majoria dels components dissenyats s'han fabricat segons processos per arrencament de ferritja mitjançant tot tipus de màquines-eina: torns, fresadores, trepants, rectificadores, etc. Aquest fet ha comportat la posta en marxa i l'ús continuat d'aquestes màquines al servei del projecte. Per tant, s'ha consumit una gran quantitat d'acer i d'alumini, entre altres matèries primeres, amb l'impacte ambiental que suposa la fabricació i venda en d'aquestes matèries en els tallers. La mecanització d'aquests materials ha implicat la generació de ferritja (tros de metall en forma de tira prima que es genera per excedent de material en la mecanització), la utilització d'oli hidràulic necessari pel funcionament d'algunes màquines-eina, consum de taladrina i consum d'aigua on el propi taller de fabricació és responsable de gestionar correctament la seva disposició final.

Hi ha una sèrie de components del disseny original de la màquina que no s'incorporen en el disseny final; destacant els de més envergadura, els carros originals de l'eix Y i Z. L'empresa propietària de la màquina és l'encarregada de decidir per a cada component si li dona un ús posterior o si el considera residu, la gestió del qual l'empresa n'és responsable.

Finalment, des del punt de vista de l'enginyer i els mecànics de reparació que han portat a terme el projecte de modificació de la màquina, s'han consumit un ampli ventall de recursos i serveis. Entre ells cal destacar el consum energètic (provinent sobretot de material informàtic i llum) i el consum de paper (càlculs previs, plànols, etc.).

## Conclusions

El nou disseny de la màquina en els eixos Y i Z compleix els objectius establerts. En primer lloc, s'ha aconseguit que la fletxa a l'extrem del carro sigui de l'ordre de centèsimes de mil·límetre quan es troba desplaçat completament, millorant així l'acabat superficial en la mecanització dels blocs de resina. En segon lloc, s'ha substituït el sistema de desplaçament del disseny original per un sistema completament nou, el disseny del qual està basat en l'accionament d'un cargol de boles per mitjà d'un servomotor que transmet la potència a través d'un sistema de politges, més precís i que redueix considerablement el joc axial respecte al sistema original.

La modificació de la màquina s'ha concebut de manera que es faciliti el muntatge i que els diferents elements mecànics funcionin correctament. Per suposat es compleixen tots els requeriments especificats en el plec de condicions que es van plantejar a l'inici del projecte (Annex A). Els diferents components susceptibles de fallada del nou disseny estan calculats a vida infinita, a excepció del sistema de guiatge lineal. Per tant, un inconvenient rellevant del disseny efectuat és que s'ha de revisar l'estat de les guies i dels patins de l'eix Y cada cert període, igual a la vida calculada d'aquests components, i substituir el sistema de guiatge lineal per un de nou si és necessari.

Tot i que s'hagin complert tots els objectius i satisfet totes les condicions inicials, el disseny final no és òptim. Amb la dedicació de més temps en el disseny de detall dels diferents components, s'hagués aconseguit una millor solució, de manera que el pes i el cost de fabricació totals de l'estructura de l'eix Y i Z de la màquina haurien sigut menors. No obstant, la inversió d'aquest temps addicional no compensava la millora que es podria obtenir en els resultats finals.

La realització d'aquest treball ha permès obtenir més coneixement i experiència en l'àmbit del disseny mecànic. Per una banda, s'ha comprovat que es tracta d'una tasca que requereix moltes habilitats i que finalitza després d'un llarg procés iteratiu. A fi de portar a terme el nou disseny s'han requerit, sobretot, coneixements de mecànica, resistència de materials, sistemes i processos de fabricació i dibuix tècnic. Per altra banda, el fet de participar en el desmuntatge de la màquina i en el muntatge del nou sistema dissenyat ha permès consolidar encara més els coneixements adquirits i aprendre habilitats tècniques de mecànic, aprenentatge que atorga més confiança i seguretat a l'hora de dissenyar sistemes mecànics.



## Agraïments

En primer lloc, agraeixo al meu pare Jordi Garcia Torres per donar-me l'oportunitat de participar en aquest projecte, que va sorgir d'una sol·licitació de reparació en la seva empresa Reparació de màquines JOAL S.L. per part de l'empresa propietària de la màquina.

En segon lloc, agreixo al meu tutor del projecte Carles Domenèch Mestres per instruir-me en el àmbit del disseny mecànic i obtenir la seva ajuda quan la necessitava.

Dedico finalment un enorme agraïment a Laura Bachs Calvet per la seva assistència en la correcció ortogràfica del treball i pel seu suport anímic i moral durant el procés de realització del projecte. Gracies per creure en mi i portar-me llum quan tot semblava fosc.



## Bibliografia

### Referències bibliogràfiques

- [1] MINISTERIO DE EDUCACIÓN Y CIENCIA, Mecanizado en la fresadora. [[http://concurso.cnice.mec.es/cnice2005/2\\_mecanizado\\_fresadora/curso/index.htm](http://concurso.cnice.mec.es/cnice2005/2_mecanizado_fresadora/curso/index.htm), 2 de març de 2017]
- [2] ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, *Sistemas integrales de fabricación*, 3 – Funcionamiento máquinas CNC. Barcelona: 2016.
- [3] ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, *Sistemas de fabricación*, Barcelona: 2013
- [4] MIT TECHNOLOGY, [<http://www.mtt-technology.it/en/project/grander-25-2/>, 25 de març de 2017]
- [5] SUMINISTROS TÉCNICOS S.A., Acero maquinaria - AISI 1020. [<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>, 2 d'octubre de 2016]
- [6] SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL, *medias professional – Sistemas con recirculación de rodillos*. [<http://medias.schaeffler.de/medias/es!hp.info/TSX...-E>, 10 d'octubre de 2016]
- [7] ETSEIB – UPC, FRANCESC ROURE FERNÁNDEZ, FREDERIC MARIMÓN CARVAJAL, Elasticitat i resistència de materials, *Resistència de materials 1-3*. Barcelona: 2013. p. 5; 23; 84-87; 98; 102-103
- [8] L. ORTIZ BERROCAL, *Elasticidad*, ed. McGraw-Hill. Madrid: 1198. p. 122; 129
- [9] MOTION AND CONTROL NSK, *Rodamientos*, Impreso en España: 1998. p. A16-A18; A20-A21; A24-A34; B52-B53
- [10] UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, CARLOS NAVARRO UGENA, ENRIQUE BARBERO POZUELO, Elasticidad y Resistencia de materiales II, *Capítulo 2: Aspectos micromecánicos de los materiales compuestos*. p. 22-28
- [11] DASSAULT SYSTEMES, Solidworks software (2016), *solidworks materials library*.

- [12] ETSEIB – UPC, FRANCESC ROURE FERNÁNDEZ, FREDERIC MARIMÓN CARVAJAL, Elasticitat i resistència de materials, *Resistencia de materiales 6: corrimientos generalizados en piezas prismáticas*. Barcelona: 2013. p. 7
- [13] UNIVERSIDAD DE CASTILLA-LA MANCHA, ESCUELA DE INGENIEROS AGRÓNOMOS, Tablas con las constantes mecanogeométricas de los perfiles de acero. [<http://www.ingenieriarural.com/Acero/Textos/ProntuarioPerfilesAcero.pdf>, 2 de desembre de 2016]
- [14] SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL, INA, *Sistemas de guiado lineal*, Schaeffler KG: 2008. p. 20-24; 65-68; 104-106
- [15] KORTA GROUP, *Husillos de bolas – gamma de fabricación*. [<http://www.korta.com/productos/husillos-a-bolas.php>, 5 de novembre de 2016]
- [16] SUMINISTROS GENERALES DE TRANSMISIONES, *Sistema de sujeción con casquillo cónico*. [[http://www.sgtransmisiones.com/info/pdf/poleas/p\\_taper.pdf](http://www.sgtransmisiones.com/info/pdf/poleas/p_taper.pdf), 20 de gener de 2017]
- [17] J. AGULLÓ I BATLLE, *Mecànica de la partícula i del sòlid rígid*, publicacions OK Punt, edició revisada i ampliada. Barcelona: 2002. p. 282-284
- [18] SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL, *selección de sistemas de guiado lineal*, [[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/tpi/downloads\\_8/seleccion\\_de\\_sistemas\\_de\\_guiado\\_lineal.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/seleccion_de_sistemas_de_guiado_lineal.pdf), 6 de febrer de 2017]
- [19] SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL, *medias professional – Rodamientos para husillos*. [[http://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.info/HSS719..-E\\*UK\\*kshinweise](http://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.info/HSS719..-E*UK*kshinweise), 26 de febrer de 2017]
- [20] ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, Tecnologia de Màquines, *Tema 3 – Transmissions per corretja*. Barcelona: 2014.
- [21] ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, Tecnologia de Màquines, *Tema 4 – Reductors d'engrenatges*. Barcelona: 2014.
- [22] J. VECIANA FONTANET, ETSEIB – UPC, “*Demostració equació dinàmica motor acoblat a un receptor a través d'una transmissió*”, Tecnologia de màquines. Apunts en febrer de 2014.

- [23] A. ISKANDAR AZMI, UNIVERSITY OF AUCKLAND, *Machinability study of Fibre-Reinforced Polymer Matrix Composites*. New Zeland: 2012. p. 88; 122-123
- [24] WITTENSTEIN MOTION CONTROL, TPM<sup>+</sup> dynamic, *Data sheet TPM-010S-061K-6KB0-064A-W1-000*. Germany.
- [25] KORTA GROUP, Plànol de fabricació del cargol de boles Ref: 2170076-1, Valladolid: 19 de gener del 2017.
- [26] SKF, *Husillos de bolas laminados de precisión*. 2013. p. 8-11; 50-51
- [27] FAGOR AUTOMATION, *Data sheet encoder S/SP*. Mondragón: 1 d'octubre de 1996.
- [28] SOCIEDAD INDUSTRIAL DE TRANSMISIONES, Poleas dentadas "Top Drive - THD" (Normas ISO 5294 – DIN 7721), *Polea para taper-lock 8M*.
- [29] ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, Tecnologia de Màquines, *Tema 5 – Rodaments i coixinets*. Barcelona: 2014.
- [30] J. BIGORDÀ I PEIRÓ, J. FENOLLOSA I CORAL, ETSEIB – UPC, DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA, *TEM La fatiga dels elements mecànics*. Barcelona: 1993. p. 30-40
- [31] J. ANDRÉS ÁLVAREZ FLÓREZ (ed.), I. CALLEJÓN AGRAMUNT (ed.), *Máquinas térmicas motoras Vol. 1*, Edicions UPC. Barcelona: 2002. p. 220-226
- [32] WIKIPEDIA, *Normativa europea sobre emisiones*.  
[[https://es.wikipedia.org/wiki/Normativa\\_europea\\_sobre\\_emisiones](https://es.wikipedia.org/wiki/Normativa_europea_sobre_emisiones), 20 de març de 2017]
- [33] ACTUALIDAD MOTOR, *Datos técnicos Volkswagen Transporter T5 furgón largo*.  
[<https://www.actualidadmotor.com/coches/volkswagen-transporter-t5-furgon-largo-tn-2-8t-2-0-tdi-114-4p>, 20 de març de 2017]
- [34] U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, *how much carbon dioxide is produced by burning gasoline and diesel fuel?*.  
[<https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=307&t=9>, 20 de març de 2017]
- [35] GOBIERNO VASCO, OSALAN, Departamento de empleo y asuntos sociales, *el soldador y los humos de soldadura*.  
[[http://www.osalan.euskadi.eus/contenidos/libro/higiene\\_200920/es\\_200920/adjuntos/EI%20%20Soldador.pdf](http://www.osalan.euskadi.eus/contenidos/libro/higiene_200920/es_200920/adjuntos/EI%20%20Soldador.pdf), 20 de març de 2017]



## Bibliografia complementària

- [36] RICHARD G. BUDYNAS, J. KEITH NISBETT, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, ed. McGraw-Hill.
- [37] A. CHEVALIER, *Dibujo Industrial*, Ed. LIMUSA. Méjico: 2005.
- [38] C. RIBA ROMEVA, TEM Disseny de màquines V: Metodologia, Edicions UPC. Barcelona 2002.
- [39] METALCO S.A., *Catálogo de Productos Metalúrgicos*.