

ÍNDEX

A.1. INTRODUCCIÓ	3
A.2. CÀLCUL DE LA FORÇA, TREBALL, CAPACITAT I POTÈNCIA DE LA MÀQUINA.....	5
A.2.1. Capacitat de treball de la màquina	5
A.2.2. Característiques del desbast realitzat	6
A.2.3. Elecció de l'eina de treball	7
A.2.4. Característiques de la peça a treballar	8
A.2.5. Estudi del moviment lineal de l'eina	9
A.2.6. Càlcul de la secció de treball de l'eina	13
A.2.7. Determinació dels esforços, treball i potència del desbast	14
A.3. ELEMENTS D'ACCIONAMENT DEL SISTEMA PISTÓ-BIELA-MANOVELLA.....	19
A.3.1. Motor d'accionament de l'eina	19
A.3.1.1. Influència del variador en les característiques tècniques del motor	21
A.3.2. Moment d'inèrcia del sistema d'accionament.....	23
A.3.2.1. Elecció del grau d'irregularitat	24
A.3.2.2. Càlcul del moment d'inèrcia necessari (I_{Rm})	25
A.3.2.3. Disseny i càlcul del volant d'inèrcia.....	26
A.3.3. Elements de transmissió del sistema d'accionament	30
A.3.3.1. Relació de reducció de la transmissió principal.....	30
A.3.3.2. Càlcul de la corretja de transmissió principal.....	31
A.3.4. Tensat de la corretja	35
A.3.5. Disseny de l'embragatge.....	37
A.3.5.1. Força axial d'accionament manual de l'embragatge	38
A.3.6. Temps d'acceleració del motor d'accionament.....	39
A.3.7. Temps de recuperació del motor d'accionament.....	43
A.3.7.1. Variació real de la velocitat durant un cicle de treball.....	46
A.4. ELEMENTS D'ACCIONAMENT DEL SISTEMA COPIADOR.....	49
A.4.1. Característiques i necessitats del moviment del mecanisme.....	49
A.4.2. Motor d'accionament del sistema copiador.....	51
A.4.2.1. Comprovació del funcionament del motor	52



A.4.3.	Càlcul de la corretja de transmissió del sistema copiador.....	56
A.4.3.1.	Tensat de les corretges.....	61



A.1. INTRODUCCIÓ

En aquest annex de càlculs es desenvolupen totes les situacions plantejades per al càlcul dels dos accionaments de la màquina així com el desenvolupament d'aquests.

Per a realitzar el càlcul d'un accionament es pot plantejar la situació més desfavorable o bé una situació que contempli tots els esforços o parells que haurà d'aguantar el motor i, a partir del temps de permanència d'aquests, i com es veu en el capítol corresponent, extreure'n un d'equivalent.

El seguiment realitzat en la tasca paral·lela pel desenvolupament del disseny i càlcul de la màquina comença pel moviment senoidal que realitza el sistema pistó-biela-manovella juntament amb els esforços necessaris per desbastar una peça d'acer ràpid, (segons normalització ISO: 1.3343), on les seves dimensions s'especifiquen en el contingut d'aquesta memòria. Una vegada quantificats els esforços de treball de la màquina es realitza l'elecció del motor d'accionament i s'escull una transmissió per corretja que transmeti la força del motor al pistó a partir d'un embragatge capaç d'acoblar i desacoblar el moviment.

Per als elements catalogats de la màquina, que requerien una rutina de càlcul per a la seva elecció, s'ha seguit el que especifica el fabricant i, en certes ocasions, a l'hora de prendre eleccions més compromeses, així com l'elecció del motor que acciona el sistema copiador, s'ha contactat amb distribuïdors del producte o bé directament amb el fabricant.

A continuació, i de manera ordenada, començant per les característiques i el tipus de desbast de la peça, s'especifiquen els càlculs necessaris per a la realització dels principals elements que formen el conjunt dels dos accionaments de la màquina: accionament de l'eina i accionament del sistema copiador.





A.2. Càlcul de la força, treball, capacitat i potència de la màquina

A.2.1. Capacitat de treball de la màquina

La versió del prototipus anteriorment construït realitzava una peça a partir de 480 passades d'eina. Aquest estava format d'un engranatge de 120 dents que realitzava un avanç a partir d'una volta de la manovella. Aquest transmetia el seu moviment a un pinyó situat en el mateix eix cinc vegades més petit.

El problema detectat era un acabat poc fi de la peça. El número de passades era massa elevat i el joc presentat per l'encaix dels engranatges no resultava gens positiu. Per tant, es creu oportú escollir un altre tipus d'accionament per al mecanisme copiador que permeti variar i augmentar el número de passades d'eina per volta de la plantilla, és a dir, l'avanç del sistema copiador (més endavant es parlarà del tipus i dimensionat d'aquesta transmissió).

A continuació, es calcula la capacitat de treball de la nova màquina. El càlcul realitzat contempla la possibilitat de treballar una peça amb diferents avanços del sistema copiador.

Dades:

$$a_c = \text{avanç del sistema copiador} \left(\frac{\text{passades}}{\text{rev.}} \right)$$

T = Període del moviment senoidal del pistó-biela-manovella s
 p = nº de jornades de treball.

Formulació:

Temps que es triga a realitzar una peça (t_p) en segons:

$$t_p = a_c \cdot T \quad (2.1)$$

Tenint en compte que la màquina és dissenyada per treballar dues jornades de treball ($p=2$) i que el seu factor de rendiment de la producció és de 0,6, s'obté que el nombre màxim o capacitat d'obtenció de peces per dia de la màquina (C_p) és de:

$$C_p = 0,6 \cdot \frac{p \cdot 8 \cdot 3600}{t_p} \quad (2.2)$$



El factor de rendiment de la màquina s'estima a partir del temps invertit en el manteniment preventiu i correctiu de la màquina, en possibles canvis d'eina, en la regulació dels sistemes d'accionament i amb el posicionament de la peça.

Així doncs, utilitzant les dades anteriors, els resultats obtinguts són els següents:

Resultats:

$a_c \left(\frac{\text{passades}}{\text{rev.}} \right)$	$T \text{ (s)}$	$t_p \text{ (s)}$	$C_p \left(\frac{\text{peces}}{\text{dia}} \right)$
500	$\frac{2}{3}$	333,33	103,67
1000	$\frac{2}{3}$	666,67	51,84
500	$\frac{1}{3}$	166,67	207,36
1000	$\frac{1}{3}$	333,33	103,67
500	$\frac{1}{6}$	83,33	414,76
1000	$\frac{1}{6}$	166,67	207,36

taula 2.1

Finalment, concretar que el període (T) escollit per a realitzar els càlculs de la màquina és

$T = \frac{1}{3} s$, això significa que depenent de l'avanç escollit en el controlador que governa el

motor que acciona el sistema copiador, obtindrem entre 103 i 414 peces diàries.

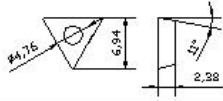
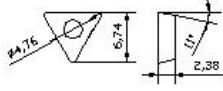
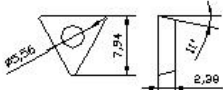
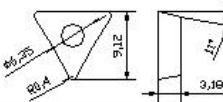
A.2.2. Característiques del desbast realitzat

El prototipus anterior aconseguia realitzar una peça a partir de 480 passades d'eina. Actualment, tot i comptar amb la possibilitat de regular l'avanç del mecanisme copiador, es calcula la secció de desbast, és a dir, la secció de treball de l'eina, fent el supòsit més desfavorable tot aconseguint una peça de manera semblant al cas anterior, amb 500 passades d'eina.



A.2.3. Elecció de l'eina de treball

L'eina escollida per a la realització del desbast són dues plaquetes de torn posades de manera consecutiva una darrera de l'altra i amb una separació de 2 mm entre elles per tal d'assegurar la sortida de viruta. Les plaquetes escollides es troben en el catàleg de *Mitsubishi Carbide (2003)*. Es tracta d'unes plaquetes positives per a la sortida de viruta amb forat per al seu posicionament i sense talla-virutes, les possibilitats són les següents:

Denominació	Descripció
TPGX080202	
TPGX080204	
TPGX090204	
TPGX110304	

taula 2.2

En la taula anterior es presenten les possibles plaquetes que podrien muntar-se a la màquina. Finalment, per les dimensions del forat inicial de la peça a treballar s'escull la plaqueta denominada com TPGX110304 de la qual les dues últimes xifres representen el radi de vèrtex del triangle.

A.2.4. Característiques de la peça a treballar

El disseny de la màquina parteix del treball d'una peça amb les següents característiques físiques i dimensions (fig 2.1):

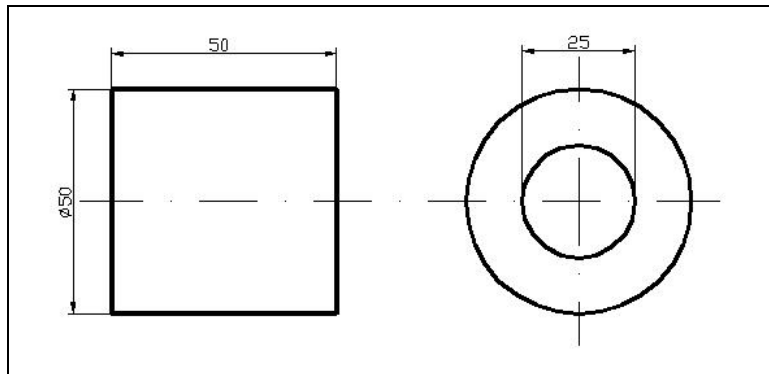


figura 2.1

La peça de la figura 2.1 representa la més desfavorable que treballarà la màquina. Es tracta d'una peça amb un perfil exterior cilíndric. Alhora de treballar la peça es parteix d'un perfil interior cilíndric. El material escollit per realitzar els càlculs que determinen l'esforç necessari per desbastar la peça és acer ràpid que segons nomenclatura DIN resulta 1.3343 amb una duresa Brinell de 300 HB. A partir de la taula de comparació de dureses que apareix dins l'apartat de dades tècniques del catàleg d'eines per al mecanitzat *Mitsubishi Carbide (2003)*, es troba un valor de resistència a la tracció per sobre dels 1000 MPa. A continuació, i a partir del gràfic presentat (figura 2.2), [4]

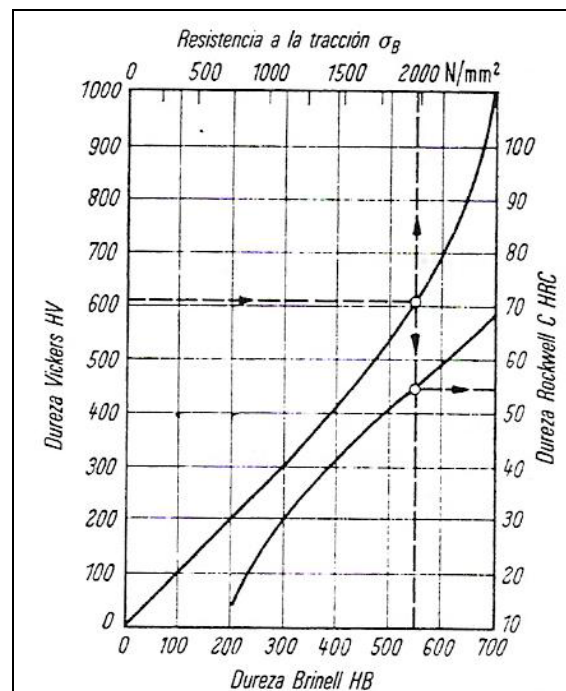


figura 2.2

i escollint el criteri per l'acer al carboni i acer moldejat al carboni recuit, s'aplica la següent equació:

$$\sigma_{PB} = 3,6 \cdot HB \quad (2.3)$$

Substituint el valor HB de duresa Brinell en l'equació (2.3) s'obté un valor de resistència a la tracció de:

$$\sigma_B = 3,6 \cdot 300 = 1080 \text{ MPa}$$

A.2.5. Estudi del moviment lineal de l'eina

A l'hora d'escollir el recorregut lineal de l'eina s'han tingut en compte els següents criteris. En primer lloc, l'espai necessari entre la peça a treballar i l'eina. S'han de poder posar i treure les peces a realitzar i garantir l'accés de les mans de l'operari. En segon lloc, es té en compte la sortida de l'eina, és a dir, la pèrdua de contacte entre la peça i les plaquetes quan el pistó es troba al final del seu recorregut. Així doncs, la distància a recórrer escollida pel pistó és de 126 mm de carrera. En la figura 2.3 s'especifica el recorregut del pistó com també les cotes que han estat determinants per prendre la decisió.

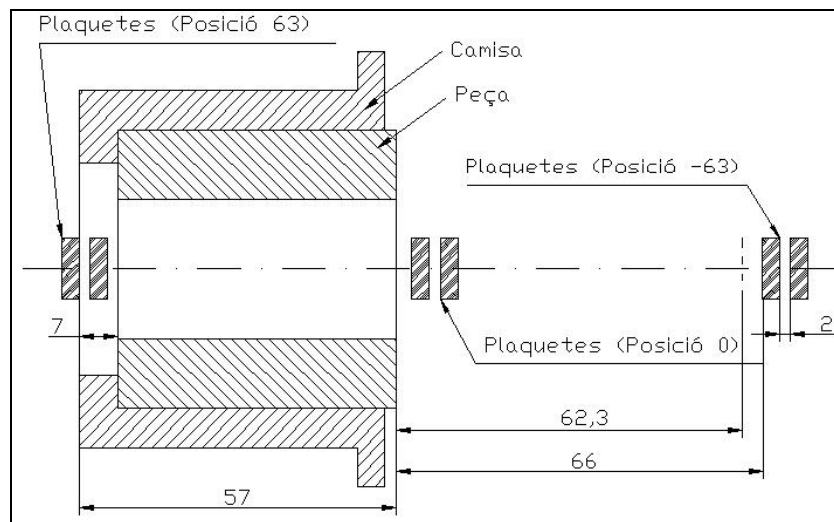


figura 2.3

Si ens fixem en la figura, concretament quan les plaquetes es troben a la posició 63 mm, les plaquetes no mostren cap tipus de contacte amb la peça, a més, cal destacar que s'han escollit plaquetes positives les quals treballen la peça per la part frontal de la plaqueta. Pel que fa el muntatge de la peça a desbastar es pot observar una distància útil de 62,3 mm la

qual garantitza el muntatge del conjunt camisa-peça ja que la longitud conjunta d'aquestes és de 57 mm.

Per buscar l'equació del moviment lineal del pistó, s'assimila aquest a una funció senoidal governada per la variable temps (t). L'amplitud del moviment la designem com (Δx).

$$x = \Delta x \cdot \cos(\omega t) \quad (2.4)$$

Així doncs, substituint valors en l'equació (2.4) i agafant per $t=0$ la posició $x=-63$ i escollint un període nominal de temps $\left(T = \frac{1}{3} s\right)$, obtenim la següent expressió:

$$x = -63 \cdot \cos(3 \cdot 2\pi \cdot t) = -63 \cdot \cos(6\pi \cdot t)$$

Per buscar les variables velocitat i acceleració procedim a realitzar les corresponents derivades a l'expressió:

$$\frac{dx}{dt} = 63 \cdot 3 \cdot 2\pi \cdot \sin(3 \cdot 2\pi \cdot t) = 378\pi \cdot \sin(6\pi \cdot t) \quad (2.5)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 63 \cdot (3 \cdot 2\pi)^2 \cdot \cos(3 \cdot 2\pi \cdot t) = 2268\pi^2 \cdot \cos(6\pi \cdot t) \quad (2.6)$$

En la taula que es mostra a continuació es presenten els resultats obtinguts amb les equacions 2.4, 2.5, 2.6 (per simplificar la taula s'agafen mostres per a cada 3 mm).

POSICIÓ	TEMPS_s	VELOCITAT $\left(\frac{m}{s}\right)$	ACCELERACIÓ $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
-63	0,000	0,000	22,384
-60	0,016	-0,362	21,318
-57	0,023	-0,506	20,252
-54	0,029	-0,612	19,187
-51	0,033	-0,697	18,121
-48	0,037	-0,769	17,055
-45	0,041	-0,831	15,989
-42	0,045	-0,885	14,923
-39	0,048	-0,933	13,857
-36	0,051	-0,975	12,791
-33	0,054	-1,012	11,725
-30	0,057	-1,044	10,659
-27	0,060	-1,073	9,593
-24	0,063	-1,098	8,527
-21	0,065	-1,120	7,461
-18	0,068	-1,138	6,396



-15	0,071	-1,153	5,330
-12	0,073	-1,166	4,264
-9	0,076	-1,175	3,198
-6	0,078	-1,182	2,132
-3	0,081	-1,186	1,066
0	0,083	-1,188	0,000
3	0,086	-1,186	-1,066
6	0,088	-1,182	-2,132
9	0,091	-1,175	-3,198
12	0,094	-1,166	-4,264
15	0,096	-1,153	-5,330
18	0,099	-1,138	-6,396
21	0,101	-1,120	-7,461
24	0,104	-1,098	-8,527
27	0,107	-1,073	-9,593
30	0,110	-1,044	-10,659
33	0,113	-1,012	-11,725
36	0,116	-0,975	-12,791
39	0,119	-0,933	-13,857
42	0,122	-0,885	-14,923
45	0,126	-0,831	-15,989
48	0,129	-0,769	-17,055
51	0,133	-0,697	-18,121
54	0,138	-0,612	-19,187
57	0,143	-0,506	-20,252
60	0,150	-0,362	-21,318
63	0,167	0,000	-22,384

taula 2.3

Els resultats obtinguts són tractats en una fulla *Excel* per extreure'n les corresponents conclusions. L'estudi de velocitats de tall i del moviment quan l'eina es troba dins la zona de treball es referencia a partir de la primera plaqueta. És en la posició 6 mm del recorregut quan l'eina realitza el primer contacte amb la peça. En la posició 56 mm, la primera plaqueta perd el contacte amb la peça. Així doncs, s'han pres 51 mostres en una taula dinàmica que determinaran la velocitat mitjana de tall (v_{tm} en $\frac{m}{min}$) i la velocitat màxima

de tall ($v_{tm\max}$ en $\frac{m}{min}$) que té lloc durant el primer contacte amb la peça.

Tenint en compte el variador de freqüència que governarà la velocitat del motor es pot garantir un rang de velocitats que oscil·la entre $\frac{v_{tm}}{2}$ i $2 \cdot v_{tm}$. De totes maneres serà la v_{tm} qui determinarà la potència necessària escollida per realitzar el treball. En la taula 2.4 que es mostra a continuació es mostren els valors de v_{tm} i $v_{tm\max}$ obtinguts.



T(s)	$v_{tm} \left(\frac{m}{min} \right)$	$v_{tm\grave{a}x} \left(\frac{m}{min} \right)$
$\frac{2}{3}$	29,37	35,46
$\frac{1}{3}$	58,75	70,93
$\frac{1}{6}$	117,50	141,85

taula 2.4

Per extreure conclusions dels valors obtinguts es comparen amb el gràfic que relaciona les velocitats de tall amb l'avanç de l'eina, (veure figura 2.4).

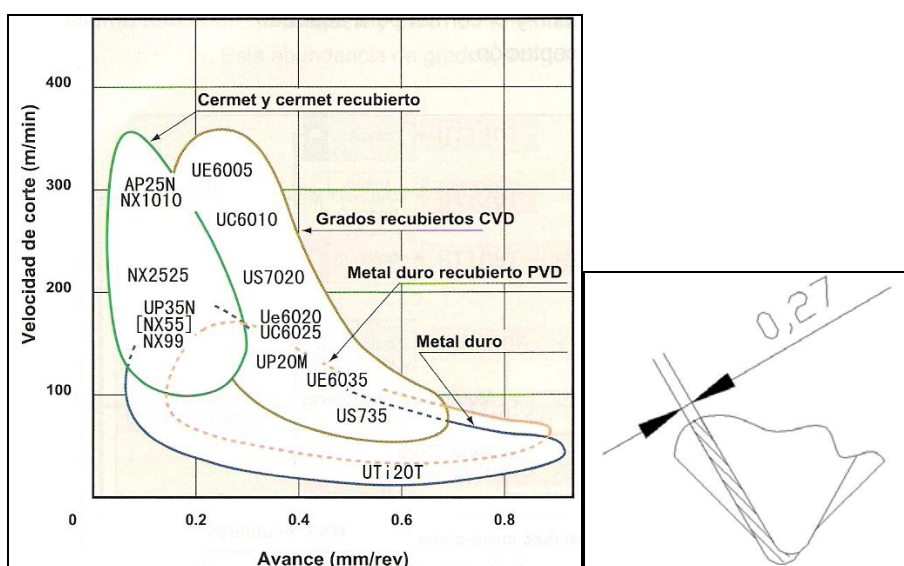


figura 2.4

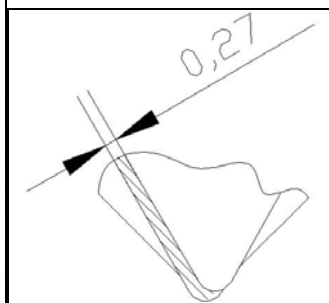


figura 2.5

En la figura 2.5 es mostra l'avanç que té l'eina en cada passada. Com ja s'ha dit s'agafa com a referència el treball que realitza la plaqueta muntada en un torn i s'assimila amb el que realitzarà a la màquina projectada. La principal i important diferència és que en un torn l'avanç realitzat és continu en canvi en el cas del prototipus que es dissenya tenim un avanç esglaonat que portarà a l'eina un desgast més excentuat. De totes maneres quantificant l'avanç com a $e=0,27$ mm (cas de 500 passades d'eina per una volta de la plantilla) entrem al gràfic 2.7 que ens proporciona el fabricant per a treballar acer amb eina de metall dur sense recubriment i ens trobem davant d'un ampli rang de velocitats que oscil·len entre $[40 - 170] \frac{m}{min}$. Fixem-nos que la velocitat (v_{tm}) obtinguda és de $58,75 \frac{m}{min}$. Aquesta resulta beneficiosa ja que es troba prop del límit inferior que recomana el fabricant per aplicacions

de tornejat. A la vegada es redueix l'energia que suposa l'impacte produït al entrar en contacte amb la peça.

A.2.6. Càlcul de la secció de treball de l'eina

Per al càlcul de l'esforç necessari a l'hora de treballar la peça, s'opta per escollir la secció de desbast màxima. A continuació, i tenint en compte que una peça es treballa amb 500 passades, obtenim un avanç de gir de:

$$\frac{360^\circ}{500 \text{ passades}} = 0,72^\circ \text{ d'avanç per cada passada d'eina}$$

Així doncs, amb l'ajut del programa *Autocad* es calcula la secció màxima de desbast obtenint la figura 2.6:

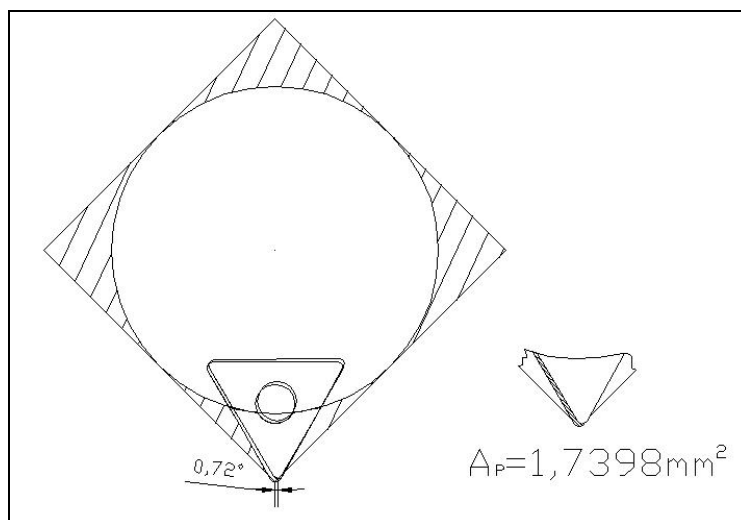


figura 2.6

Amb l'ajut de les eines de càlcul del propi programa s'aconsegueix un resultat per $A_p=1,7379\text{mm}^2$.

El nou disseny de la màquina contempla la possibilitat de regular el carro porta eines en altura podent obtenir diferents possibilitats de secció de desbast (A_p). Així doncs, a partir de la peça anteriorment comentada, es presenten 5 possibles seccions de desbast classificades en 5 nivells diferents i calculades amb *Autocad*, veure figura 2.7:

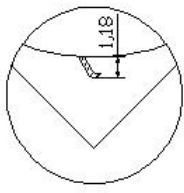
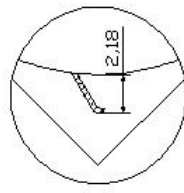
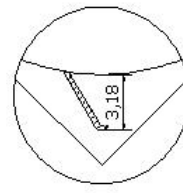
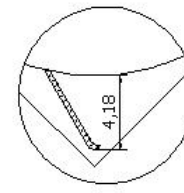
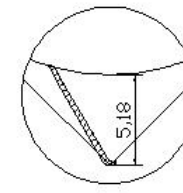
Nivell				
1	2	3	4	5
				
$A=0,4068\text{mm}^2$	$A=0,7276\text{mm}^2$	$A=1,0563\text{mm}^2$	$A=1,3757\text{mm}^2$	$A=1,7398\text{mm}^2$

figura 2.7

En la figura anterior s'observen les possibles seccions de desbast. Per realitzar el càlcul de l'esforç necessari per realitzar el treball es té en compte un desbast de nivell 5.

A.2.7. Determinació dels esforços, treball i potència del desbast

Per realitzar el següent càlcul es té en compte que el carro de la màquina es troba posicionat de tal manera que s'aconsegueix el perfil interior (quadrat) de la peça amb una sola volta de la plantilla (500 passades amb el màxim desbast).

Sabem que partim d'un perfil circular de la peça i volem obtenir un perfil interior quadrat, és a dir, s'ha de treballar la part ratllada de la figura 2.6. Tot plegat, i com és lògic, ens porta a pensar que la secció de desbast no és constant. Per extreure'n conclusions s'agafa un mostreig de 10 passades d'eina compreses entre 0 i 45°, veure figura 2.8.

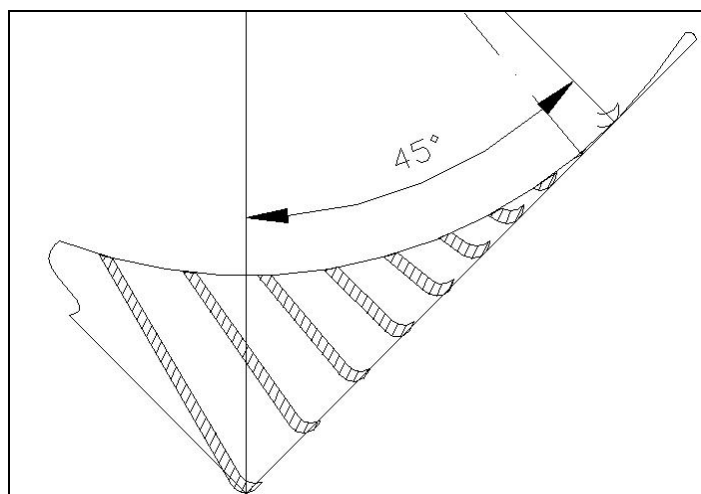
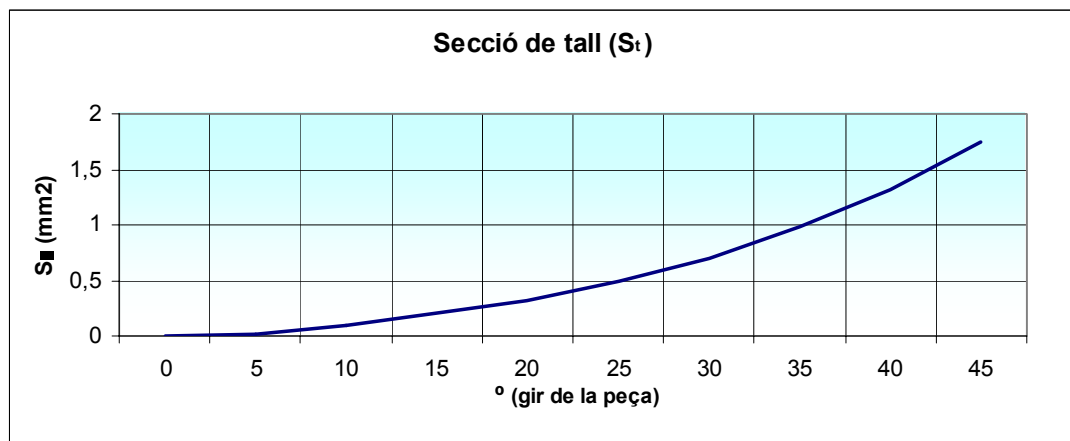


figura 2.8

La secció de treball de l'eina evoluciona en funció de l'angle de gir de la peça tal i com es mostra en el gràfic 2.1 que es mostra a continuació:



gràfic 2.1

Per a realitzar el càlcul sobre la força de tall necessària s'assimila la manera de treball de la plaqueta a la que té la mateixa eina a una operació de tornejat [6].

La força de tall de l'eina depèn de diversos factors. En primer lloc, de la naturalesa del material de la peça que volem treballar; en segon lloc, de la superfície de tall (s_t); i finalment, del factor de proporcionalitat (K) que oscil·la entre 3 i 5 tenint en compte l'elasticitat del material.

Així doncs, tenint en compte la següent fórmula:

$$F_t = K \cdot s_t \cdot \sigma_{PB} \quad (2.7)$$

i prenent com a valor $K=5$ i com a superfície de tall la de nivell 5, obtenim un comportament per la força F_t tal i com s'especifica a continuació:

°Decimals	s_t (mm ²)	Factor K	Força de tall (N)	°Decimals	s_t (mm ²)	Factor K	Força de tall (N)
0	0	5,0	0,00	45	1,7398	5,0	9394,92
5	0,0124	5,0	66,96	50	1,319	5,0	7122,60
10	0,0944	5,0	509,76	55	0,9789	5,0	5286,06
15	0,1991	5,0	1075,14	60	0,7063	5,0	3814,02
20	0,3235	5,0	1746,90	65	0,4906	5,0	2649,24
25	0,4906	5,0	2649,24	70	0,3235	5,0	1746,90
30	0,7063	5,0	3814,02	75	0,1991	5,0	1075,14
35	0,9789	5,0	5286,06	80	0,0944	5,0	509,76
40	1,319	5,0	7122,60	85	0,9789	5,0	5286,06
45	1,7398	5,0	9394,92	90	0	5,0	0,00

taula 2.5

En la taula 2.5. s'especifica la seqüència de resultats obtinguts de la força de tall prenent una mostra d'interval de 5° entre pas i pas. A més, podem assegurar que la força màxima és:

$$F_{m\grave{a}x} = 9394,95N$$

i es troba quan l'angle de gir està en la posició $(45 + 90i)^\circ$, sent i un enter. En la posició $(45 + 90i)^\circ$, la $F_t=0$. En una d'aquestes posicions de gir posicionarem l'eina per iniciar el treball.

A continuació, busquem la força equivalent a partir de la següent equació [3]:

$$F_{teq} = \sqrt{\frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} F_{ti}^2 dt} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} F_{ti}^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^{10} t_i}} \quad (2.8)$$

sent i un enter positiu i t_i el temps que treballa l'eina en cada passada. En aquest cas s'ha suposat que tots els intervals de temps (t), és a dir, per a cada posició, en els quals l'eina desbasta la peça són iguals. Els intervals de temps del moviment lineal del pistó quan l'eina treballa la peça es presenten en la taula 2.6., on també s'especifiquen els esforços F_{ti} en funció de la posició de gir.

Posició (°)	t_i (s)	F_{ti} (N)
0	0,05303	0,000
5	0,05303	66,960
10	0,05303	509,760
15	0,05303	1075,140
20	0,05303	1746,900
25	0,05303	2649,240
30	0,05303	3814,020
35	0,05303	5286,060
40	0,05303	7122,600
45	0,05303	9394,920
50	0,05303	7122,600
55	0,05303	5286,060
60	0,05303	3814,020
65	0,05303	2649,240
70	0,05303	1746,900
75	0,05303	1075,140
80	0,05303	509,760
85	0,05303	66,960
90	0,05303	0,000

taula 2.6



Així doncs, el resultat per a la força equivalent és:

$$F_{teq} = 3958,25N$$

Sabem que el recorregut de l'eina per sobre de la peça és:

$$L_p = 50mm$$

El treball necessari per a realitzar una passada es calcula com:

$$W_t = F_{teq} \cdot L \quad (2.9)$$

obtenint com a resultat:

$$W_t = 197,91J$$

La potència de desbast necessària es calcula a partir del treball obtingut utilitzant l'equació (2.11) i el període (T) de la màquina.

$$P_t = \frac{W_t}{T} \quad (2.10)$$

i el resultat obtingut és:

$$P_t = 593,74W$$

En cas de variar el període de treball la potència necessària varia tal i com es mostra en la taula següent:

T(s)	W_t (J)	P_t (W)
$\frac{2}{3}$	197,91	296,87
$\frac{1}{3}$	197,91	593,74
$\frac{1}{6}$	197,91	1187,46

taula 2.7





A.3. ELEMENTS D'ACCIONAMENT DEL SISTEMA PISTÓ-BIELA-MANOVELLA

A partir de la potència sol·licitada quan l'eina es mou amb un període de $\frac{1}{3}s$, s'escull el motor d'accionament del sistema pistó-biela-manovella. Sabem que la potència de desbast necessària és de 593,74 w (veure taula 2.7).

A.3.1. Motor d'accionament de l'eina

El motor que acaba accionant al conjunt format pel pistó i l'eina de la màquina transmet el seu moviment i potència a partir d'una transmissió per corretja, un eix i un sistema integrat per una manovella i una biela que transformen el moviment circular en rectilini uniforme i accelerat. Sabem que l'eina treballa amb un període nominal de $\frac{1}{3}s$, això significa que la

velocitat angular nominal de l'eix (w_e) resulta $\frac{60s}{\frac{1}{3}s} = 180rpm$.

Es preveu escollir una relació de reducció que resulti aproximadament igual a 5. Això significa doncs, que el parell motor (n_m) cedit a l'eix serà cinc vegades més gran. A continuació, procedim al càlcul del motor i selecció del motor.

En primer lloc, es calculen les velocitats que ha de tenir el motor per a poder aconseguir fer girar l'eix a la velocitat sol·licitada.

Es veu: $180 \cdot 5 = 900rpm$. Queda clar amb aquesta dada i l'equació 3.1, que l'accionament a buscar es tracta d'un motor de tres parells de pols resultant una velocitat de sincronisme del motor de:

$$w_s = \frac{\nu(s^{-1}) \cdot 60(s \cdot \text{min}^{-1})}{p_c} \quad (3.1)$$

$$w_s = \frac{50 \cdot 60}{3} = 1000rpm$$

A partir del catàleg de *Pujol i Muntalà (2002)*, en l'apartat de motors trifàsics de 3 parells de pols s'escull un motor de 6 pols. Amb aquest s'obté una velocitat de sincronisme del motor de 1000 rpm.

Se sap que la potència (P_t) de desbast és de 593,74 W. De totes maneres ens falta trobar la pèrdua de potència causada per la transmissió i freqs de la màquina. Més endavant, i



avançant-nos en el càlcul de la transmissió principal de la màquina capítol 3.2.2 d'aquesta memòria de càlculs es veu que el número de corretges necessàries que recomana el fabricant a partir de la potència (P_m) a transmetre i els diàmetres de les politges escollides és de dues corretges.

La potència necessària del motor es determina a partir de la potència nominal de desbast (P_t) i estimant un rendiment del 95% per cadascuna de les corretges escollides que componen la transmissió de la màquina, s'obté la següent fórmula (dins l'equació 3.2 ens apareix el rendiment al quadrat ja que per portar a terme la funció es necessiten dues corretges):

$$P_N = \frac{P_t}{\eta^2} \quad (3.2)$$

Resultant:
$$P_N = 593,74 \cdot \frac{1}{0,95^2} = 658W$$

De moment i preveient un variador de freqüència instal·lat en el motor d'accionament, escollim el motor designat com: **T-90L**. Aquest, capaç d'aportar una potència (P_n) de 1100 w, ens garantitza treballar la peça especificada en el capítol dos d'aquest annex (amb un motor de 750 w, no es podria pràcticament accelerar la velocitat del motor utilitzant el variador de freqüència ja que si augmentem la velocitat de treball augmenta també de manera proporcional la potència de desbast (P_t)).

En la següent taula es comenten les dades tècniques més significatives del motor escollit:

Ref.	Massa (kg)	P_n (W)	n_n (rpm)	M_n (N·m)	M_a/M_n	M_a (N·m)	J_e (Kg·m²)
T-90L	18	1100	910	11,54	2,2	25,39	0,0045

taula 3.1

El motor escollit disposarà de ventilació independent, ja que com es veu en la figura 3.1, el parell del motor amb ventilador disminueix juntament amb la velocitat resultant una potència baixa amb risc de sobreescalfament.



A.3.1.1. Influència del variador en les característiques tècniques del motor

El variador que governa aquest motor (recomanat pel mateix fabricant del motor) és de la casa *HITACHI* model *L-100-011 NFE* que, com el motor, s'alimenta amb corrent monofàsica (220V) i treballa amb freqüències de sortida compreses entre 5 i 100 Hz.

A continuació, s'estudia com varien les característiques tècniques del motor quan és regulat a partir del variador de freqüència. Si ens fixem en la figura 3.1 extreta del llibre *Tecnologia elèctrica (2002)* en el capítol 8 (Variadors de velocitat), s'observa com el parell motor disminueix notablement per freqüències superiors a nominal. Quan es tracta d'un motor amb ventilació independent el parell es manté constant per a freqüències inferiors a la nominal.

En la taula 3.1. es detalla el parell motor obtingut depenent de la posició del variador i la freqüència imposada quan es treballa amb freqüències superiors a la nominal.

El parell motor disminueix segons la funció expressada en l'equació 3.3 per a freqüències superiors a 50 Hz (funció extreta de la figura 3.1., s'ha aproximat la funció que ens relaciona el parell motor amb les freqüències compreses entre 50 i 100 Hz a una funció lineal i decreixent).

$$M_{ni} = \frac{-M_n}{100 - 50} \cdot \nu + 1,5 \cdot M_n \quad \{50 \leq \nu \leq 100\} \quad (3.3)$$

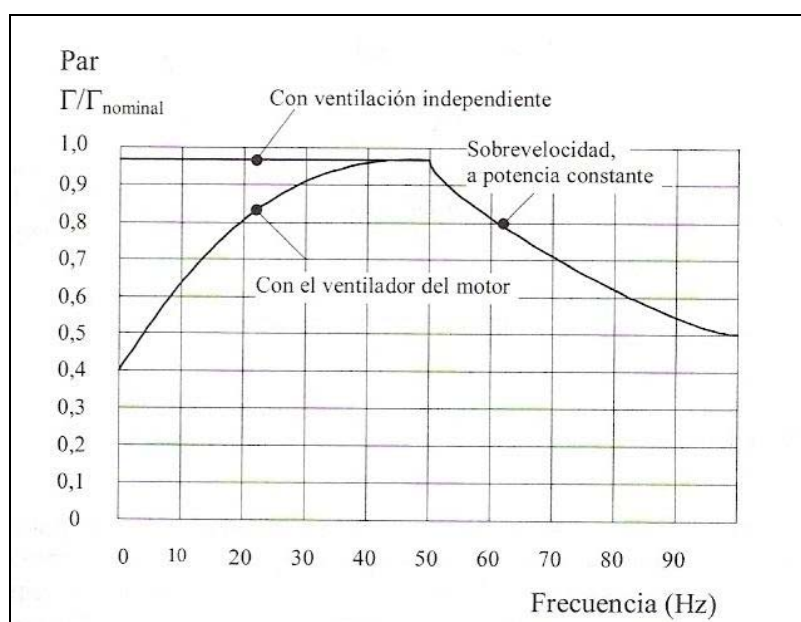


figura 3. 1

Per a calcular les dades obtingudes en les taules 3.2 i 3.3 s'han utilitzat les següents fórmules:

ν_i (Hz) (freqüència del corrent altern d'entrada al motor)

T (període del moviment senoidal de l'eina calculat a partir de la següent fórmula)

$$T_i = T \cdot \frac{50}{\nu_i} \quad (3.4)$$

P_{Ni} (potència de desbast necessària)

$$P_{Ni} = P_{ni} \cdot \frac{T}{T_i} \quad (3.5)$$

P_{ni} (potència resultant del motor)

$$P_{ni} = w_{ni} \cdot M_{ni} \quad (3.6)$$

n_{ni} (velocitat resultant del motor)

$$n_{ni} = n_n \cdot \frac{T_i}{T} \quad (3.7)$$

M_{ni} (parell motor resultant)

$$M_{ni} = \frac{-M_n}{100 - 50} \cdot \nu + 1,5 \cdot M_n \quad \text{sent } \{50 \leq \nu \leq 100\}$$

$$M_{ni} = M_n \quad \text{sent } \{25 \leq \nu \leq 50\} \quad (3.8)$$

ν_i (Hz)	T_i (s)	P_{Ni} (W)	P_{ni} (W)	n_{ni} (rpm)	M_{ni} (N·m)
50	1/3	694,43	1100	910	11,54
55	10/33	763,87	1149	1001	10,96
60	5/18	833,31	1188	1092	10,39
65	10/39	902,76	1215	1183	9,81
70	5/21	972,20	1232	1274	9,23
75	2/9	1041,64	1237	1365	8,66
80	5/24	1111,09	1232	1456	8,08
85	10/51	1180,53	1215	1547	7,50
90	5/27	1249,97	1188	1638	6,92
95	10/57	1319,42	1149	1729	6,35
100	1/6	1388,86	1100	1820	5,77

taula 3.2



Fixem-nos com augmentant la freqüència d'excitació, la potència nominal es manté aproximadament constant. En canvi es veu clarament com la velocitat augmenta de manera proporcional a la freqüència i com el parell motor actua inversament proporcional a aquest.

En canvi, quan es treballa amb freqüències inferiors a la nominal, el parell motor es manté constant mentre va disminuint la velocitat. Aquest fet provoca una disminució proporcional de la potència del motor (vegem-ho en la taula 3.3).

v_i (Hz)	T_i (s)	P_{Ni} (W)	P_{ni} (W)	n_{ni} (rpm)	M_{ni} (N·m)
50	1/3	694,43	1100	910	11,54
45	10/27	624,99	990	819	11,54
40	5/12	555,54	880	728	11,54
35	10/21	486,10	770	637	11,54
30	5/9	416,66	660	546	11,54
25	2/3	347,21	550	455	11,54

taula 3. 3

Amb les dades de la taula 3.2 s'observa com no serà possible treballar la peça amb freqüències superiors a 75 Hz, ja que ($P_{Ni} > P_{ni}$). En canvi si que es podria treballar la peça amb una freqüència de 25 Hz. De totes maneres un cop la màquina estigui en funcionament s'haurà d'estudiar els acabats de la peça i la vida de les plaquetes en funció de la velocitat aplicada.

A.3.2. Moment d'inèrcia del sistema d'accionament

Es realitza un càlcul del moment d'inèrcia reduït a l'eix motor (I_{Rm}). Per fer-ho, es quantifica l'esforç equivalent per a la fabricació de la peça que es mostrava en la figura 2.1.

$$F_{teq} = 3958,25 N$$



A.3.2.1. Elecció del grau d'irregularitat

En la següent taula es recullen un seguit de valors típics de coeficients de fluctuació o graus d'irregularitat (δ).

COEFICIENTE DE FLUCTUACIÓN *	
Tipo de máquina	C_f
Maquinaria de machaqueo	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030-0,050
Maquinaria de corte	0,030-0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010-0,020
Maquinaria textil	0,025

* *Mechanical Engineers Handbook, de Kent, 12.ª edición, «Design and Production», pág. 7-40.*

taula 3. 4

S'escull un grau d'irregularitat corresponent a màquines eina de:

$$\delta = 0,03$$

A partir del següent sistema de dues equacions i dues incògnites trobarem les velocitats angulars mínima ($n_{n,\min}$) i màxima ($n_{n,\max}$) del motor d'accionament.

$$n_n = \frac{n_{n,\min} + n_{n,\max}}{2} \quad (3.9)$$

$$\delta = \frac{(n_{n,\max})^2 - (n_{n,\min})^2}{(n_n)^2} \quad (3.10)$$

sent:

$$\delta = 0,03$$

$$n_n = 910rpm$$

s'obté de les equacions (3.9 i 3.10):

$$n_{n,\min} = 886,5rpm$$

$$n_{n,\max} = 913,51rpm$$



Fixem-nos que suposa una variació de la velocitat:

$$\Delta n_n = \pm 3,5 \text{rpm}$$

és a dir, d'un $\pm 0,4\%$ de la velocitat nominal del motor (expressat en rpm). Ara només faltaria veure com es comporten els temps de recuperació del motor (capítol 3.7).

A.3.2.2. Càlcul del moment d'inèrcia necessari (I_{Rm})

Sabem del capítol 2.7 que l'energia necessària per a realització del desbast és $W_t = 197,91$ J. També coneixem, tal i com es demostrarà més endavant, la relació de reducció real del sistema de transmissió és ($i_{R2} = 5$).

Aplicant la següent equació trobarem el moment d'inèrcia necessari reduït a l'eix motor (I_{Rm})

$$I_{Rm} = \frac{2 \cdot W_t}{\left[(n_{n,\max})^2 - (n_{n,\min})^2 \right] \cdot (i_{R2})^2} \quad (3.11)$$

sent: $n_{n,\max}$: la velocitat màxima de l'eix superior de la màquina expressat en $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$.

$n_{n,\min}$: la velocitat mínima de l'eix superior de la màquina expressat en $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$.

que substituint valors resulta (valors obtinguts a partir d'una fulla de càlcul *Excel*)

$$I_{Rm} = \frac{2 \cdot 197,91}{\left[(19,132)^2 - (18,567)^2 \right] \cdot (5)^2}$$

$$I_{Rm} = 0,743 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Així doncs, haurem de dissenyar un volant d'inèrcia que ofereixi un moment d'inèrcia d'aproximadament $0,75 \text{Kg} \cdot \text{m}^2$.



A.3.2.3. Disseny i càlcul del volant d'inèrcia

S'aprofita el cub del volant d'inèrcia per a mecanitzar-hi dos perfils acanalats que actuaran de politja petita ($d_{c1} = 63 \text{ mm}$) (més endavant es calcula la transmissió i el disseny de les politges).

El material del volant d'inèrcia és acer d'us general. Aquest resulta barat, és fàcilment mecanitzable i té una densitat força elevada ($\rho_a = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$).

Interessa aconseguir un volant que proporcioni a l'eix motor la inèrcia necessària però que a la vegada resulti el màxim de lleuger possible. És per això que la major part de la massa del volant es troba en els extrems formant una corona. Per altra banda, tal i com es podrà comprovar, la inèrcia de la politja no aporta pràcticament energia al sistema. Per evitar les vibracions resulta important aconseguir la coincidència entre l'eix central del volant i el centre de masses del mateix.

A continuació, es realitza el disseny del volant d'inèrcia amb *SOLIDWORKS*. Entrant les propietats del material utilitzat per a la fabricació de la peça s'aconsegueix trobar també el moment d'inèrcia i la massa de la peça.

Tot seguit, es presenta el càlcul analític per al volant d'inèrcia. En la figura 3.2, es mostren les cotes per a poder realitzar el càlcul de la inèrcia resultant.

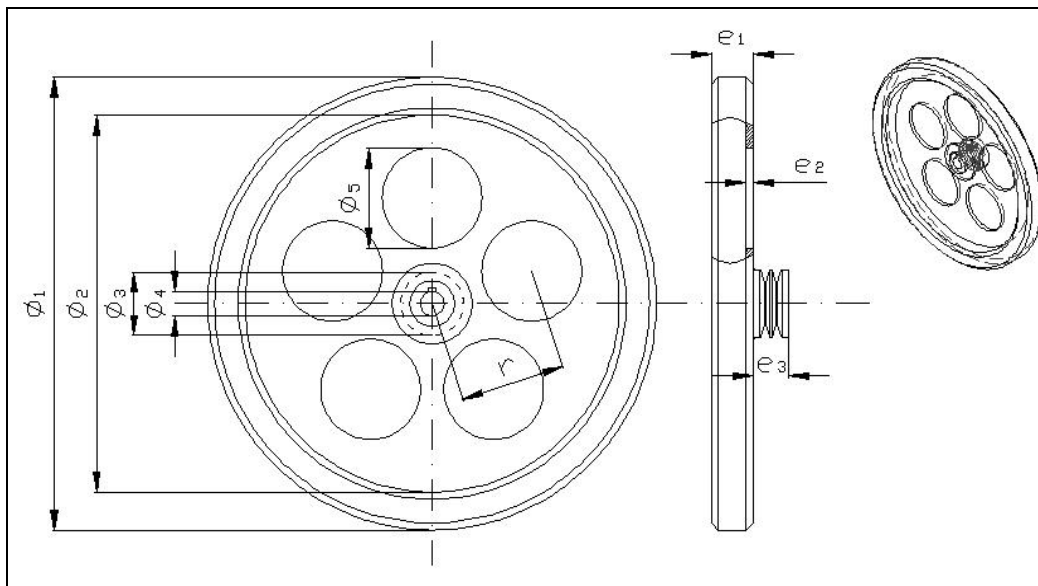


figura 3. 2

Sent les cotes representades en la figura 3.2 en la següent taula:

Diàmetres (ϕ) (mm)		Distàncies (mm)	
ϕ_1	450	e_1	42
ϕ_2	375	e_2	8
ϕ_3	63	e_3	36
ϕ_4	24	r	105
ϕ_5	100		

taula 3. 5

Amb això, es calcula la inèrcia del conjunt dividint-lo per sòlids tal i com s'especifica a continuació:

Inèrcia de la corona:

L'equació que es presenta a continuació ens serveix per calcular el moment d'inèrcia d'una corona.

$$I_1 = m_1 \cdot \left(\frac{\phi_1 + \phi_2}{2} \right)^2 \quad (3.12)$$

sent:

$$m_1 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{\phi_2}{2} \right)^2 \right] \cdot e_1 \quad (3.13)$$

que substituint l'equació 3.12 resulta:

$$I_1 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{\phi_2}{2} \right)^2 \right] \cdot e_1 \cdot \left(\frac{\phi_1}{2} \right)^2$$

que substituint valors resulta:

$$I_1 = 0,6772 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inèrcia del disc:

Per calcular la inèrcia d'un disc, s'utilitza l'equació 3.14:

$$I_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left(\frac{\phi_2}{2} \right)^2 \quad (3.14)$$



sent:

$$m_2 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_2}{2} \right)^2 \right] \cdot e_2 \quad (3.15)$$

de les quals s'obté una inèrcia:

$$I_2 = 0,1211 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inèrcia de la politja:

Es calcula la inèrcia de la politja escollint com a diàmetre exterior (ϕ_3), el diàmetre primitiu de la politja, d'aquesta manera compensem els ramals de la politja. S'utilitza la fórmula 3.16:

$$I_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \left(\frac{\phi_3}{2} \right)^2 \quad (3.16)$$

sent:

$$m_3 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_3}{2} \right)^2 \right] \cdot (e_2 + e_3) \quad (3.17)$$

i obtenint com a resultat:

$$I_3 = 0,0005 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Forats del volant

Els cinc forats que presenta el disseny del volant, tenen la funció d'alleugerir la massa del volant. Per tant, aquesta inèrcia es presenta amb signe negatiu, i es calcula aplicant les següents fórmules:

$$I_4 = -\frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \left(\frac{\phi_5}{2} \right)^2 \quad (3.18)$$

sent:

$$m_4 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_5}{2} \right)^2 \right] \cdot e_2 \quad (3.19)$$



tot obtenint:

$$I_4 = -0,0005 \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

però tenint en compte que la geometria calculada no coincideix amb el centre de rotació del volant, sinó que es troba desplaçat segons la cota (r) que s'indica en la figura 3.2, apliquem el *Teorema de Steiner* tal com s'especifica a continuació:

$$I_{4'} = I_4 - r \cdot m_4 \quad (3.20)$$

que resulta amb ($r = 0,105 \text{m}$):

$$I_{4'} = -0,006 \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

la qual multiplicarem per cinc vegades ja que el volant d'inèrcia ha estat dissenyat amb cinc forats del mateix tamany.

Forat per l'eix del volant

Aquesta, també amb una inèrcia de signe negatiu, es calcula a partir de la següent fórmula:

$$I_5 = -\frac{1}{2} \cdot m_5 \cdot \left(\frac{\phi_4}{2}\right)^2 \quad (3.21)$$

sent:

$$m_5 = \rho_a \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\phi_4}{2}\right)^2\right] \cdot (e_2 + e_3) \quad (3.22)$$

obtenint com a resultat:

$$I_5 = -0,00001 \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

Finalment, sumant tots els valors d'inèrcia obtinguts per a les geometries calculades conclouem amb un valor d'inèrcia del volant de:

$$I_t = I_1 + I_2 + I_3 - I_4 - I_5 \quad (3.23)$$

que resulta:

$$I_t = 0,7688 \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

s'observa que $I_t > I_{Rm}$ (lleugerament major) per tant compleix amb les especificacions sol·licitades. De totes maneres, ja que en el càlcul presentat s'han pres algunes geometries



de manera aproximada es realitza un càlcul amb l'opció: *Propiedades físicas de SOLIDWORKS*, tot resultant:

$$I_v = 0,76 \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

L'error comès és de $0,0088 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$. Aquest és degut a l'aproximació geomètrica realitzada en els ramals de la politja, on només s'havia tingut en compte el diàmetre primitiu d'aquesta.

A.3.3. Elements de transmissió del sistema d'accionament

Es tracta doncs de trobar unes relacions de reducció no superiors a 8, ja que realitzem la transmissió amb corretges. Alhora d'escollir els diàmetres de les politges ens basem amb les relacions de reducció teòriques i busquem una relació de reducció en la qual el motor treballi igual o per sota del seu punt nominal de funcionament (més endavant, es veurà la comprovació).

A.3.3.1. Relació de reducció de la transmissió principal

En primer lloc, s'especifica la relació de reducció teòrica (i_t) a partir de les velocitat nominal del motor (w_n) i les velocitats sol·licitades a la zona de treball, és a dir, la velocitat de rotació de l'eix (w_e):

$$i_t = \frac{w_n}{w_e} = \frac{d_{c2}}{d_{c1}} \quad (3.24)$$

$$i_t = \frac{910}{180} = 5,056$$

Amb el resultat obtingut busquem una relació de politges que ens approximi el resultat (informació trobada en el *CM3* de Càlcul de Màquines, apunts de *Disseny de Màquines II* i també en el catàleg de corretges *Optibelt*).

El diàmetre de la politja petita (d_{c1}) escollit és de 63 mm, d'aquesta manera s'aconsegueix minimitzar el diàmetre (d_{c2}) de la politja gran:

$$d_{c2t} = 5,056 \cdot 63 = 318,528 \text{mm}$$



Així, el diàmetre normalitzat escollit és: $d_{C2}=315$ mm. Amb els nous diàmetres de les politges, tenim que la nova relació de reducció (real) és $i_{R2}=5$.

A.3.3.2. Càlcul de la corretja de transmissió principal

En aquest apartat es decideix el tipus i número de corretges que s'utilitzaran en funció de la potència a transmetre i la disposició d'aquestes.

Per portar a terme el càlcul de corretges hem utilitzat la rutina pròpia del fabricant de la corretja (*Optibelt*) que s'especifica a continuació. Aquesta ha estat estudiada a partir del programa *Excel* del paquet *Office* provant diferents possibilitats i sobretot estudiant la possibilitat de muntar corretges del tipus *SPZ* o bé *SPA*, les quals disposen de més capacitat per transmetre potència.

En primer lloc, se sap que es disposa d'un accionament (motor) que serà connectat en corrent monofàsica de 220V. El parell d'arranc del motor és 2,2 vegades el parell nominal d'aquest. Per altra banda, se sap que la màquina podrà treballar dues jornades de treball seguides per dia, però tenint en compte els temps de preparació i canvi d'utilatge de la màquina, es conclou dient que la màquina es trobarà en fase de funcionament durant 10 i 16 hores diàries. Les càrregues amb que treballarà la màquina són considerades de nivell mig. Amb aquesta informació citada, s'entra a la taula 4.1. exposada a continuació tot trobant un factor de servei [3]:

$$c_2 = 1,3$$



Ejemplos de máquinas accionadas	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de servicio c_2 en función de las horas de servicio hasta 10			Factor de servicio c_2 en función de las horas de servicio de 10 a 16		
	de 10 a 16	desde 16	de 10 a 16	desde 16	de 10 a 16	desde 16
Cargas ligeras Bombas centrífugas. Compresores centrífugas. Cintas transportadoras (Carga ligeras). Ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cargas medias Cizallas, prensas, Transportadoras por cadenas y cintas transportadoras (cargas pesadas). Cribas vibratorias. Generadores. Mezcladoras, amasadoras. Máquinas herramientas, (tornos, rectificadoras). Lavadoras, Maquinaria de artes gráficas. Ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Cargas fuertes Compresores de pistones. Transportadores inclinados, verticales y de impulsos, transportadores de placas articuladas, elevadores de cangilones, y otros. Montacargas, Prensas de ladrillos. Maquinaria textil. Máquinas para la fabricación de papel. Bombas de émbolo, bombas para dragas, sierras alternativas. Molinos de martillos	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Cargas muy fuertes Molinos sometidos a grandes cargas (barras y bolas), Machacadoras (de mandíbulas, giratorias, de rodillos, etc.), Calandras. Mezcladoras. Cabrestantes. Grúas. Dragas. Maquinaria para la madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

taula 3. 6

A continuació, i a partir de l'equació 3.10., es calcula la potència equivalent a partir del factor c_2 escollit i la potència nominal del motor:

$$P_{eq} = c_2 \cdot P_n \quad (3.25)$$

$$P_{eq} = 1,3 \cdot 1100 = 1430W$$

Seguidament, i a partir de la potència equivalent (P_{eq}) obtinguda, escollim el tipus de corretja que utilitzarem. En aquest cas i a partir del gràfic presentat en el catàleg de corretges *Optibelt* i en funció de P_{eq} s'escull un perfil *SPZ*.

Així doncs, amb les dades:

$$i_{R2} = 5$$

$$d_{c1} = 63mm$$

$$d_{c2} = 315mm$$



Es troba la distància entre centres (e) de les politges. La qual resulta d'aplicar l'interval següent, en mm:

$$0,7 \cdot (d_{c1} + d_{c2}) < e < 2 \cdot (d_{c1} + d_{c2}) \Rightarrow 264,6 < e < 756 \text{ (mm)}$$

La transmissió es troba situada entre la part baixa i alta de la màquina, és a dir, una sobre l'altre, per tant, comprovem que no tindrem problemes de muntatge:

$$d_{c1} = 63 \text{ mm} ; d_{c2} = 315 \text{ mm}$$

$$\text{Així doncs: } \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 189 \text{ mm} \ll 264,6 \text{ mm}$$

No tenim restriccions a l'hora d'escollir la distància (e) entre centres de les politges. De totes maneres, s'agafa un valor mig que ens garanteixi un bon funcionament de la transmissió.

$$e = 500 \text{ mm}$$

A partir de la següent equació trobem la longitud teòrica de la corretja:

$$L_{inicial} \approx 2 \cdot e + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{c1} + d_{c2}) + \frac{(d_{c1} - d_{c2})^2}{2 \cdot e} = 1657,27 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Escollint una longitud real de la corretja:

$$L_{real} = 1700 \text{ mm}$$

Consultant les taules del fabricant de la corretja, trobem que per una longitud de corretja de 1700 mm el coeficient (c_3) resulta:

$$c_3 = 1,01$$

A continuació, es busca la nova distància entre centres de politges com:

$$e_{real} = e_{inicial} - \left(\frac{L_{inicial} - L_{nova}}{2} \right) = 521,37 \text{ mm}$$

A partir de la següent rutina de càlcul, es calcula el número de corretges necessàries que garanteix el correcte funcionament de la transmissió.

En primer lloc, calculem el número de flexions (L_b) que pateix la corretja, aquest no pot passar la xifra de les 100 flexions per segon, (és a dir 100 Hz).



Utilitzant la següent equació es troba la velocitat perifèrica de la corretja, per realitzar el càlcul, s'usa la politja petita:

$$v_{pf} = r \cdot \omega = \left(\frac{d_{C1} \cdot n_n \cdot \pi}{2 \cdot 30} \right) \quad \text{sent } n_n \text{ la velocitat nominal del motor} \quad (3.27)$$

El resultat obtingut és el següent:

$$\left(\frac{63 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 910 \cdot \frac{\pi}{30} \right) = 3 \frac{m}{s}$$

I finalment el número de flexions resulta:

$$L_b = \frac{n_{politges} \cdot v_{pf}}{L} \quad (3.28)$$

obtenint com a resultat:

$$L_b = \frac{2 \cdot 3}{1,7} = 3,53 \text{ Hz} \ll 100 \text{ Hz}$$

així doncs i respecte el cicle de flexions de la corretja, aquesta treballarà sense problemes ja que el resultat obtingut és més petit que 100 Hz.

A partir de l'angle de contacte (β), es determina el coeficient (c_1), que procedint tal com indica el propi fabricant: $\frac{d_{C2} - d_{C1}}{e_{real}}$ i utilitzant la taula corresponent per al càlcul de l'angle

(β) i el coeficient c_1 s'obté:

$$\beta = 151^\circ \quad \text{i} \quad c_1 = 0,98$$

A continuació, a partir del diàmetre de politja petit ($d_{C1}=63$ mm) i la velocitat de gir del motor ($n_m=910$ rpm) entrem a taules per trobar la potència nominal (P_{nc}) que pot transmetre una corretja amb perfil *SPZ* en aquestes condicions de treball.

Llavors, interpolant amb les següents dades de la taula:

$$\begin{array}{l} n_m = 2800 \text{ rpm} \Rightarrow P_m = 3,09 \text{ kW} \\ n_m = 2900 \text{ rpm} \Rightarrow P_m = 3,17 \text{ kW} \end{array} ;$$

i per a un valor de $n_n=910$ rpm (velocitat nominal del motor) obtenim la següent equació:

$$\frac{n_{nc1} - n_{nc2}}{P_{nc1} - P_{nc2}} = \frac{n_{nc} - n_{nc2}}{P_{nc} - P_{nc2}} \quad (3.29)$$



que substituint valors:

$$\frac{1000-900}{0,66-0,61} = \frac{910-900}{P_{nc}-0,15} \text{ de la qual resulta } P_{nc} = 0,655kW$$

Considerant l'augment de potència degut a la transmissió, interpolem en la mateixa taula:

$$\frac{n_{nc1} - n_{nc2}}{\Delta P_{nc1} - \Delta P_{nc2}} = \frac{n_{nc} - n_{nc2}}{\Delta P_{nc} - \Delta P_{nc2}} \rightarrow \frac{1000-900}{0,16-0,15} = \frac{910-900}{\Delta P_{nc}-0,15} \rightarrow \Delta P_{nc} = 0,159kW$$

i sumant les potències obtingudes s'obté la potència capaç de transmetre una corretja amb perfil *SPZ*:

$$P_{Nc} = P_{nc} + \Delta P_{nc} \quad (3.30)$$

$$P_{Nc} = 0,814Kw$$

Amb aquest resultat, el número de corretges (*z*) necessari en aquesta transmissió és:

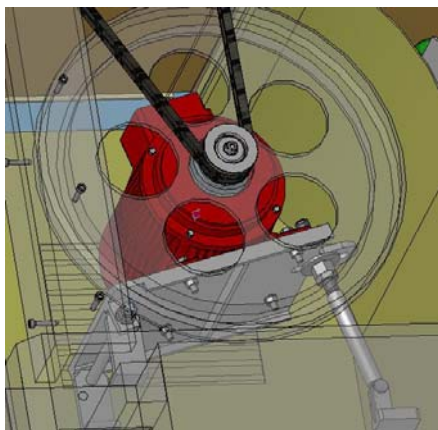
$$z = \frac{P_{eq}}{P_{Nc} \cdot c_1 \cdot c_3} \quad (3.31)$$

que substituint els valor s'obté:

$$z = \frac{1430}{814 \cdot 0,98 \cdot 1,01} = 1,775$$

Amb el resultat obtingut veiem que seran necessàries dues corretges per tal de garantir el correcte funcionament de la transmissió. Això suposarà obtenir politges de dos ramals.

A.3.4. Tensat de la corretja



El tensat de la corretja es realitza a partir d'una plataforma on es troba muntat el motor d'accionament. Aquesta bascula sobre un eix fix que aguanta la plataforma per la seva part esquerra. La part dreta de la plataforma disposa d'un forat colís on hi passa un suport que s'adapta a la posició de la plataforma que es mostra en la figura adjunta. El tensat es realitza a partir de dues femelles (una dalt i una baix de la plataforma)

les quals apretades fixen el moviment basculant de la plataforma.

Els valors de tensat x (mm que es desplaça la politja per tensar la corretja un cop muntada) i y (mm que es desplaça la politja per poder muntar la corretja), els trobem en la taula 20 del catàleg de corretges *Optibelt*.

Així doncs, tot sabent que la longitud de la corretja és $L = 1700\text{mm}$, es troben els següents valors a taules:

$$x = 25\text{mm}$$

$$y = 20\text{mm}$$

En la següent figura es mostra un diagrama que presenta els valors k i E que es necessiten per trobar la tensió estàtica (T_c) i les dimensions de la fletxa (E_a).

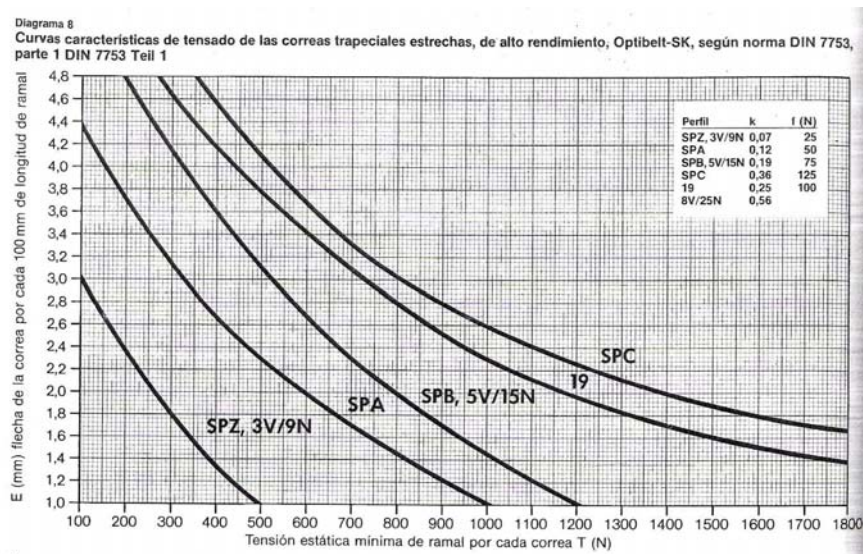


figura 3. 3

Tot seguit, s'observen els valors de la tensió estàtica per ramal (T_c) de les corretges i les dimensions que ha de tenir la fletxa (E_a) per garantir un tensat correcte.

$$T_c \approx \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) \cdot P_{eq}}{c_1 \cdot z \cdot v_{pf}} + k \cdot v_{pf}^2 \quad (3.32)$$

On $k = 0,07$ ja que tenim corretges de perfil *SPZ*

$$T_c \approx \frac{500 \cdot (2,02 - 0,98) \cdot 1,43}{0,98 \cdot 2 \cdot 3} + 0,07 \cdot 3^2 = 127,1\text{N}$$

Quan es tracta del primer muntatge es multiplica el valor obtingut per $1,3$. Llavors resulta:

$$1,3 \cdot 127,1 = 165,23\text{N}$$



Seguidament es busquen les dimensions de la fletxa per un correcte tensat del mecanisme de transmissió:

$$E_a \approx \frac{E \cdot L}{100} \quad (3.33)$$

Observant el gràfic de la figura 3.3 i prenent el valor de la tensió estàtica obtingut es veu una fletxa $E = 2,75mm$

$$L = e_{real} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 521,37 \cdot \sin \left(\frac{151}{2} \right) = 504,76mm \quad (3.34)$$

Llavors:

$$E_a \approx \frac{2,75 \cdot 504,76}{100} = 13,88mm$$

Així doncs, veiem que per realitzar un tensat correcte de les corretges, aquesta haurà de presentar una fletxa d'aproximadament 14 mm.

A.3.5. Disseny de l'embragatge

Se sap que la transmissió dissenyada contempla la possibilitat de treballar a diferents velocitats tot depenent del variador de freqüència que controla el motor. De totes maneres, per dimensionar l'embragatge a escollir, es contempla el cas més desfavorable:

$$\begin{aligned} n_n &= 910rpm \\ M_n &= 11,54N \cdot m \end{aligned}$$

tenint en compte una relació de reducció ($i_{R2} = 5$), la velocitat nominal de l'eix, o bé la velocitat nominal de l'embratge (n_e) és:

$$n_{eb} = \frac{n_n}{i_{R2}} \quad (3.35)$$

que substituint valors resulta:

$$n_{eb} = \frac{910}{5} = 182rpm$$

A continuació, calculem el parell màxim que ha de transmetre aquest embragatge. Aquest té lloc quan el parell motor és màxim. El parell el traiem a partir de les taules que indiquen



les característiques del motor. Calculant el parell màxim que ha d'aguantar l'embragatge (M_{eb}) s'obté:

$$M_{eb} = M_a \cdot i_{R2} \cdot \eta = 25,39 \cdot 5,0,9 = 114,25 N \cdot m \quad (3.36)$$

Fixem-nos que la relació de reducció ens augmenta el parell de l'embragatge necessari de manera proporcional al valor de reducció existent.

L'embragatge escollit és de la casa *Fu Iberica*. S'escull un embragatge de fricció d'accionament manual amb brida. D'aquesta manera es munta directament l'embragatge entre l'eix i la politja gran de la transmissió. La referència de l'embragatge escollit és *fk 90f*, aquest transmet un parell $M_e = 100 N \cdot m$. Si ens hi fixem, en condicions extremes, resulta: $M_{eb} > M_e$. Es decideix escollir aquest embragatge ja que la transmissió es dona a baixa velocitat ($n_{eb} = 182 rpm$) i l'embragatge pot arribar a transmetre ($n_e = 4600 rpm$). És a dir:

Potència que pot arribar a transmetre l'embragatge: $n_e \cdot \frac{\pi}{30 \cdot 1000} \cdot M_e = 48,17 kW$

Potència que, en el cas més desfavorable, haurà de transmetre l'embragatge:

$$n_{eb} \cdot \frac{\pi}{30 \cdot 1000} \cdot M_{eb} = 1,1 kW$$

Per veure més informació sobre el muntatge i característiques de l'embragatge, veure plànols de muntatge i dades tècniques de l'embragatge adjunt.

A.3.5.1. Força axial d'accionament manual de l'embragatge

La força axial indicada a continuació és la que es precisa aplicar al collar de mando de l'embragatge (veure taula 3.7). Aplicant el sistema de palanques trobarem la força per embragar i desembragar l'embragatge.

Força axial (collar de mando) (N)	
Embragar (F_{Ee}) (N)	Desembragar (F_{Ed}) (N)
1226,25	784,8

taula 3. 7



El següent esquema ens serveix per calcular la força necessària per embragar (F_{Em}) i desembragar (F_{Edm}) l'embragatge.

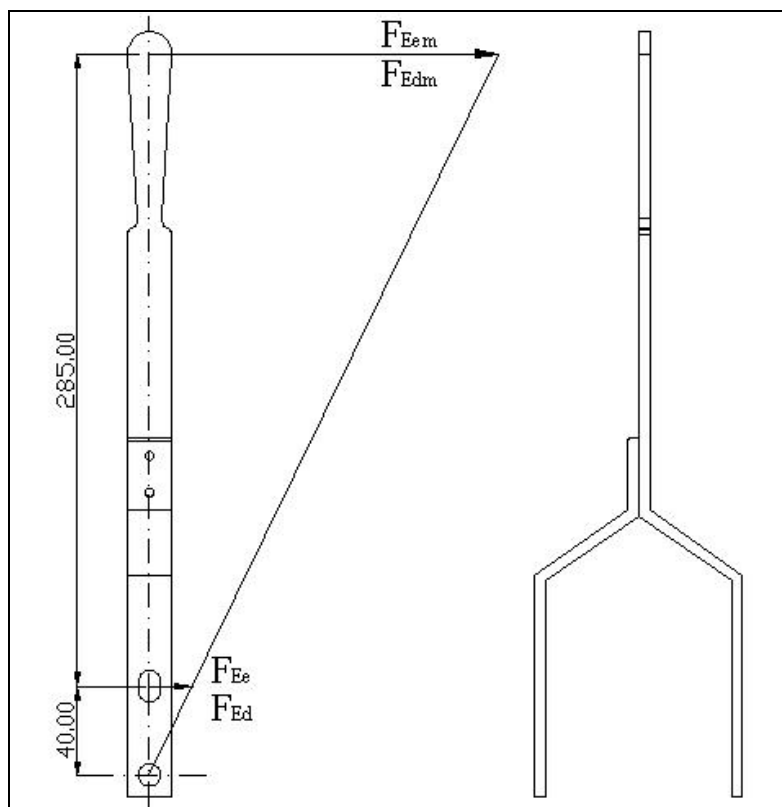


figura 3. 4

Amb això les forces F_{Em} i F_{Edm} resulten:

$$F_{Em} \cdot (285 + 40) = F_{Ee} \cdot 40 \quad (3.37)$$

$$F_{Edm} \cdot (285 + 40) = F_{Ed} \cdot 40 \quad (3.38)$$

substituint els valors de (F_{Ee}) i (F_{Ed}) s'obtenen els valors de la força per accionar i desaccionar l'embragatge, aquests són els següents:

$$F_{Em} = 150,92N$$

$$F_{Edm} = 92,16N$$

A.3.6. Temps d'acceleració del motor d'accionament

Seguidament, es calcula el temps que triga el motor en arribar al 95% de la seva velocitat nominal. Per fer-ho, es considera agafar el cas en el qual el motor treballa en

característiques nominals, és a dir, la freqüència d'entrada són 50 Hz amb una velocitat nominal $n_n = 910rpm$. Es fa el supòsit que l'embragatge es troba desacoblat.

El tram d'acceleració, el dividirem en dos trams diferents. Tenint en compte l'aproximació per rectes de la corba real del parell motor, es té un primer tram que agafa un rang de velocitats (des de 0 fins el punt on el motor dóna el seu el parell màxim) i una altre que va des del punt anteriorment esmentat fins al punt en el qual la velocitat del motor és igual al 95% de la nominal.

Tenim que la inèrcia reduïda a l'eix superior és:

$$J_t = I_t + J_{Ei} + J_e \quad (3.39)$$

sent (I_t , J_{Ei} , J_e) les inèrcies del volant, l'embragatge reduït al motor i la pròpia inèrcia del motor respectivament.

L'equació següent ens serveix per reduir el moment d'inèrcial (J_E) a l'eix del motor, per tant (J_{Ei}):

$$J_{Ei} = \frac{J_E}{i_{R2}^2 \cdot \eta} \quad (3.40)$$

sent (η) el rendiment de la transmissió escollida ($\eta = 0,90$) s'obté el següent valor de (J_t)

$$J_t = \frac{0,005}{5^2 \cdot 0,90} = 2,22 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

valor que es pot despreciar ja que $[2,22 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \lll 0,76 \text{ kg} \cdot \text{m}^2]$ (inèrcia del volant)

Amb això doncs ens queda l'equació (3.39) com:

$$J_t = I_t + J_e$$

que substituint valors s'obté una inèrcia (J_t) en l'eix del motor d'accionament amb un valor de:

$$J_t = 0,76 + 0,00483 \approx 0,765 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



Ara, calculem l'acceleració per trams (2 trams diferents):

Primer tram

Com ja s'ha dit, es buscarà el temps que triga el motor en arribar a la velocitat en la qual el parell motor és màxim, així doncs, busquem la velocitat que equival al parell màxim.

$$\frac{n_{M_a} - n_s}{M_a - 0} = \frac{n_n - n_s}{M_n - 0} \quad (3.41)$$

sent: n_{M_a} , la velocitat del motor quan aquest proporciona el parell màxim (M_a) i n_s , la velocitat de sincronisme del motor, on en aquesta zona el parell motor entregat és nul. Substituint valors es troba:

$$\frac{n_{M_a} - 1000}{(11,54 \cdot 2,2) - 0} = \frac{910 - 1000}{11,54 - 0} \quad \rightarrow \quad n_{M_a} = 802 \text{rpm}$$

Llavors, el rang de velocitats pel primer tram és: (0 – 802)rpm. Considerem que el parell màxim (M_a) del motor i el parell d'arrencada (M_{ar}) d'aquest, són iguals. Amb això, es presenten els parells motor de la gràfica (parell motor - velocitat) com:

$$M_n = 11,54 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{ar} = 2,2 \cdot 11,54 = 25,39 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_a = 2,2 \cdot 11,54 = 25,39 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Amb això, tenim un moment d'acceleració de:

$$M_{a_{tram1}} = \frac{M_a + M_{ar}}{2} \quad (3.42)$$

$$M_{a_{tram1}} = 25,39 \text{ N}\cdot\text{m}$$

A continuació, es calcula l'acceleració del motor per aquest primer tram (a_{tram1}):

$$a_{tram1} = \frac{M_{a_{tram1}}}{J_t} \quad (3.43)$$

$$a_{tram1} = 33,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$



i el temps d'acceleració (t_{a1}) perquè la velocitat del motor arribi a la velocitat de parell motor màxim és:

$$t_{a1} = \frac{\Delta n_1 \cdot \frac{\pi}{30}}{a_{tram1}} \quad (3.44)$$

sent (Δn_1) el rang de velocitats pel primer tram (802rpm). Així doncs:

$$t_{a1} = 2,53s$$

Segon tram

En aquest segon tram, es calcula el temps que triga el motor en accelerar des del punt on dona el parell màxim fins el punt en el qual gira a una velocitat igual al 95% de la velocitat de règim nominal (n_n). Així doncs, el procediment de càlcul és similar al realitzat en el primer tram. En primer lloc, es busca la velocitat demanada ($n_{95\%n}$) (95% de la nominal), l'interval de velocitats en que el motor accelera, el moment mig accelerador, l'acceleració i el temps. Així doncs:

$$n_{95\%n} = 0,95 \cdot n_n = 0,95 \cdot 910 = 864,5rpm$$

Amb la següent equació trobarem el parell motor per a la velocitat calculada:

$$\frac{n_{95\%n} - n_s}{M_{95\%n} - 0} = \frac{n_n - n_s}{M_n - 0} \quad (3.45)$$

sent: $n_{95\%n}$, el 95% de la velocitat nominal i ($M_{95\%n}$) el parell motor que proporciona quan es troba girant en el règim comentat. Substituint valors es troba:

$$\frac{864,5 - 1000}{M_{95\%n} - 0} = \frac{910 - 1000}{11,54 - 0} \quad \rightarrow \quad M_{95\%n} = 13,77N \cdot m$$

Tenim que l'interval d'acceleració per aquest tram és:

$$\Delta n_2 = n_{95\%n} - n_{M_a} = 864,5 - 802 = 62,5rpm$$

I el moment accelerador mig:

$$M_{a_{tram2}} = \frac{M_a + M_{95\%n}}{2} \quad (3.46)$$

$$M_{a_{tram2}} = 19,72N \cdot m$$



Finalment, l'acceleració (a_{tram2}) i el temps d'acceleració (t_{a2}) del tram 2 són els següents:

$$a_{tram2} = \frac{M_{a_{tram2}}}{J_t} \quad (3.47)$$

$$a_{tram2} = 25,79 \frac{rad}{s^2}$$

$$t_{a2} = \frac{\Delta n_2 \cdot \frac{\pi}{30}}{a_{tram2}} \quad (3.48)$$

sent (Δn_2) el rang de velocitats per el segon tram, $[(864,5 - 802) = 62,5rpm]$. Així doncs:

$$t_{a2} = 0,254s$$

Amb els temps calculats pels dos trams, calculem el temps total estimat per arrancar el motor:

$$t_a = t_{a1} + t_{a2} \quad (3.49)$$

$$t_a = 2,783s$$

El temps d'acceleració del motor és petit, menys de tres segons. Aquest càlcul ens garanteix que la intensitat de corrent en el moment d'accionar el motor no es mantindrà en valors elevats gaire temps. És per això que no serà necessari dissenyar cap tipus de sistema d'arrancada de motors

A.3.7. Temps de recuperació del motor d'accionament

En aquest apartat es realitza un càlcul teòric per comprovar que un cop feta una passada d'eina, el motor torna a arribar a la seva velocitat nominal (n_n) abans de tornar a entrar en contacte amb la peça a treballar.

Per a realitzar el càlcul es fa el supòsit que la màquina treballa la peça comentada en el capítol 2.4 (Característiques de la peça a treballar) amb un període $T = \frac{1}{3}s$. Suposem també que la màquina necessita tota l'energia cedida pel volant d'inèrcia calculada a partir del grau d'irregularitat ($\delta = 0,03$).



Així doncs, ara es tracta de comprovar si el motor és capaç de cedir al volant d'inèrcia l'energia necessària per realitzar el treball.

Primerament, lloc es calcula l'interval de temps màxim d'acceleració que podria arribar a tenir el motor per tal de cedir l'energia al volant d'inèrcia. Per obtenir aquest temps, es realitza una simulació del moviment lineal amb una taula dinàmica d'*Excel*. Com ja s'havia vist es divideix el recorregut (126 mm) de l'eina amb intervals d'1mm. Com que es coneix el període del moviment, l'equació del moviment i els punts on l'eina entra i surt de la peça, podem trobar la variable temps per a cada una d'aquestes accions. Ja que només es treballa la peça en un sol sentit del moviment de l'eina, es considera el màxim interval de temps de recuperació, aquell que s'obté en el moment que l'eina surt de la peça (un cop treballada) fins que hi torna a entrar (per tornar a realitzar una altra passada). La taula que es presenta a continuació és una mostra dels resultats obtinguts a partir de la taula dinàmica creada en *Excel* (per a realitzar els càlculs de la taula dinàmica comentada, s'ha suposat en moviment senoidal regular tal i com es presenta en capítol A.2.5 d'aquest annex).

	Posicionament eina (mm)	Temps Acumulat (s)	Temps per a cada interval (s)	
primer cicle	(-63 , 6)	0,0000	(t_{r1})	0,0884
	(6 , 56)	0,0884	(t_{r2})	0,0530
	(56 , -63)	0,1414	(t_{r3})	0,1919
segon cicle	(-63 , 6)	0,3333	(t_{r1})	0,0884
	(6 , 56)	0,4217	(t_{r2})	0,0530
	(56 , -63)	0,4748	(t_{r3})	0,1919
tercer cicle	(-63 , 6)	0,6667	(t_{r1})	0,0884
	(6 , 56)	0,7551	(t_{r2})	0,0530
	(56 , -63)	0,8081	(t_{r3})	0,1919

taula 3. 8

En la taula s'ha extret una mostra de tres períodes. Fixem-nos que els valors es repeteixen en cadascun dels períodes. Per a cada període: la primera fila representa el temps que triga l'eina a arribar a realitzar el primer contacte amb la peça (t_{r1}). La segona fila representa el temps en el qual l'eina es troba desbastant la peça (t_{r2}). I finalment, la tercera fila, representa el temps que triga l'eina un cop just acaba de fer la passada a tornar a arribar a la seva posició inicial (t_{r3}). Per trobar l'interval màxim de recuperació tenim que:

$$t_r = t_{r1} + t_{r3} \quad (3.50)$$



Amb això:

$$t_r = 0,28s$$

A continuació es calcula el temps teòric de recuperació del motor. Les característiques de treball d'aquest ja han estat especificades anteriorment. En primer lloc, havent estimat un grau d'irregularitat ($\delta = 0,03$) es coneix, tal i com s'ha calculat en l'apartat (3.2.1.), les velocitats teòriques $n_{n,\min}$ i $n_{n,\max}$ del motor, aquestes són:

$$n_{n,\min} = 886,5rpm$$

$$n_{n,\max} = 913,51rpm$$

Amb això se sap que l'interval d'acceleració és: $\Delta n_n = 27rpm \equiv 2,827 \frac{rad}{s}$

Ja que les variacions de velocitat es mouen de manera molt propera a la n_n del motor, se suposarà un parell motor durant el temps d'acceleració de recuperació del motor. Com se sap, aquest parell motor és $M_n = 11,54N \cdot m$.

L'acceleració del tram de recuperació del motor ($a_{tram,r}$) i el temps d'acceleració (t_{an}) es calculen de la següent manera:

$$a_{tram,r} = \frac{M_n}{J_t} \quad (3.51)$$

$$t_{an} = \frac{\Delta n_n \cdot \frac{\pi}{30}}{a_{tram,r}} \quad (3.52)$$

obtenint els següents resultats:

$$a_{tram,r} = 15,09 \frac{rad}{s^2}$$

$$t_{an} = 0,187s$$

Si ens fixem, $t_{an} \ll t_r$ (ja que $t_r = 0,28s$), això vol dir que el motor, és capaç de cedir tota l'energia necessària al volant d'inèrcia per a poder realitzar un següent cicle.



A.3.7.1. Variació real de la velocitat durant un cicle de treball

En aquest apartat s'estudia quins seran els valors reals de: el grau d'irregularitat real (δ_r), la velocitat mínima de treball ($n_{nr,\min}$) i la màxima ($n_{nr,\max}$). Per una banda sabem que el moment d'inèrcia necessari és ($I_{Rm} = 0,743Kg \cdot m^2$), per altra banda, el volant d'inèrcia escollit en proporciona una de ($I_v = 0,76Kg \cdot m^2$). Aquest fet provoca una disminució del grau d'irregularitat que es calcula com:

$$\delta_r = \frac{W_t}{\left[I_v \cdot \left(n_n \cdot \frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot i_{R2}^2 \right]} \quad (3.53)$$

tot obtenint:

$$\delta_r = 0,0293$$

tenint en compte el grau d'irregularitat real de la màquina, les noves velocitats mínima i màxima a la zona de treball les trobem resolent el següent sistema d'equacions:

$$n_n = \frac{n_{nr,\min} + n_{nr,\max}}{2} \quad (3.54)$$

$$\delta_r = \frac{(n_{nr,\max})^2 - (n_{nr,\min})^2}{(n_n)^2} \quad (3.55)$$

el resultat és el següent:

$$n_{nr,\min} = 92,85 \frac{rad}{s} \equiv 886,65rpm$$

$$n_{nr,\max} = 95,65 \frac{rad}{s} \equiv 913,39rpm$$

Ara la variació de velocitat és:

$$\Delta n_{nr} = \pm 13,37rpm$$

amb això es calcula el temps real de recuperació del motor (t_{arr}) segons les equacions 3.51 i 3.52. Els resultats obtinguts són els següents:



Acceleració real del tram de recuperació

$$a_{tram,r} = 15,09 \frac{rad}{s^2}$$

$$t_{anr} = 0,183s$$

Fixem-nos que el temps teòric i real de recuperació són molt semblants, això és degut a que el valor de la inèrcia necessària i el valor obtingut pel volant d'inèrcia són pràcticament iguals.





A.4. ELEMENTS D'ACCIONAMENT DEL SISTEMA COPIADOR

Els elements que integren el sistema copiador són:

- a) Motorreductor d'accionament de corrent contínua Brushless
- b) Transmissió per corretja dentada amb dentat parabòlic formada per dos braços que permeten un desplaçament lineal (vertical) de la peça que es treballa a la vegada que va girant.
- c) Sistema de palanca i palpadors amb possibilitat d'elecció d'escala (tamany) de la peça que es fabrica.

A.4.1. Característiques i necessitats del moviment del mecanisme

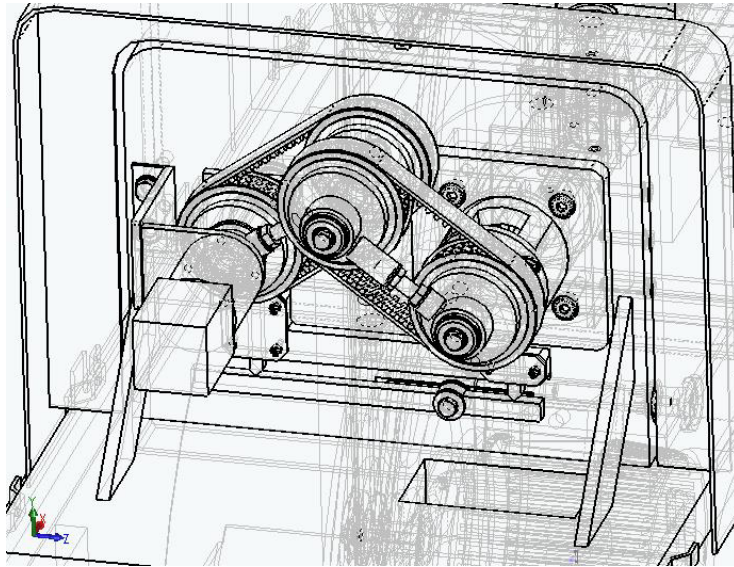
Per treballar el perfil interior de la peça necessitem dos moviments. El primer és circular i el segon és rectilini. Ja des d'un principi, sabem que el disseny de la màquina es basa en la fabricació de la peça presentada en el capítol (A.2.4.), aquesta, en un principi, parteix d'un perfil interior circular. La finalitat de la màquina és convertir aquest perfil circular en una altra forma geomètrica regular o bé irregular. Ja que l'eina treballa sempre en un mateix punt, s'ha d'aconseguir moure la peça en un pla, és a dir, en dues dimensions, un moviment circular i un moviment rectilini. El control del primer el governa el motor d'accionament i es transmet a partir d'un sistema de corretges amb dentat parabòlic amb dos braços de longitud regulable. En canvi, el moviment rectilini, accionat també a partir del motor Brushless i en funció de la geometria de la plantilla utilitzada, es compon a partir d'un sistema de palpadors i palanca que transmeten i escalen la geometria de la plantilla utilitzada (més endavant s'especificarà el seu funcionament d'aquest sistema). Per aconseguir l'acabat desitjat, és molt important tenir la peça immòbil, és a dir, l'avanç de la peça es realitza mentre l'eina no s'hi troba en contacte. Així doncs, es definiran ambdós moviments com a pulsatoris.

Aquests moviments que controlen l'avanç i posicionament vertical de la peça, es controlen a partir de les variables de funcionament del motor Brushless (accionament del motor a partir d'una consigna d'entrada gràcies a un sensor de posició, comptatge del nº de polsos, sentit de gir i velocitat de gir a partir d'una consigna de velocitat). Totes aquestes variables es controlen gràcies a un autòmat programable anomenat *Millenium II* que proporciona el



mateix fabricant del motor *Crouzet* juntament amb *Schneider Electric* (l'autòmat es programa a partir d'un software d'aplicació assistit amb l'ajuda d'un PC).

D'aquesta manera, per dissenyar el conjunt que integra el sistema copiador, s'ha tingut en compte el fet de poder arribar a fabricar una peça amb $1000 \frac{\text{passades}}{\text{volta}}$, que calculant resulta un avanç molt petit de $\frac{360^\circ}{1000 \text{passades}}$, és a dir, $0,36^\circ$ per passada d'eina.



En la figura 4.1. s'esquematitza la suma dels dos moviments sol·licitats.

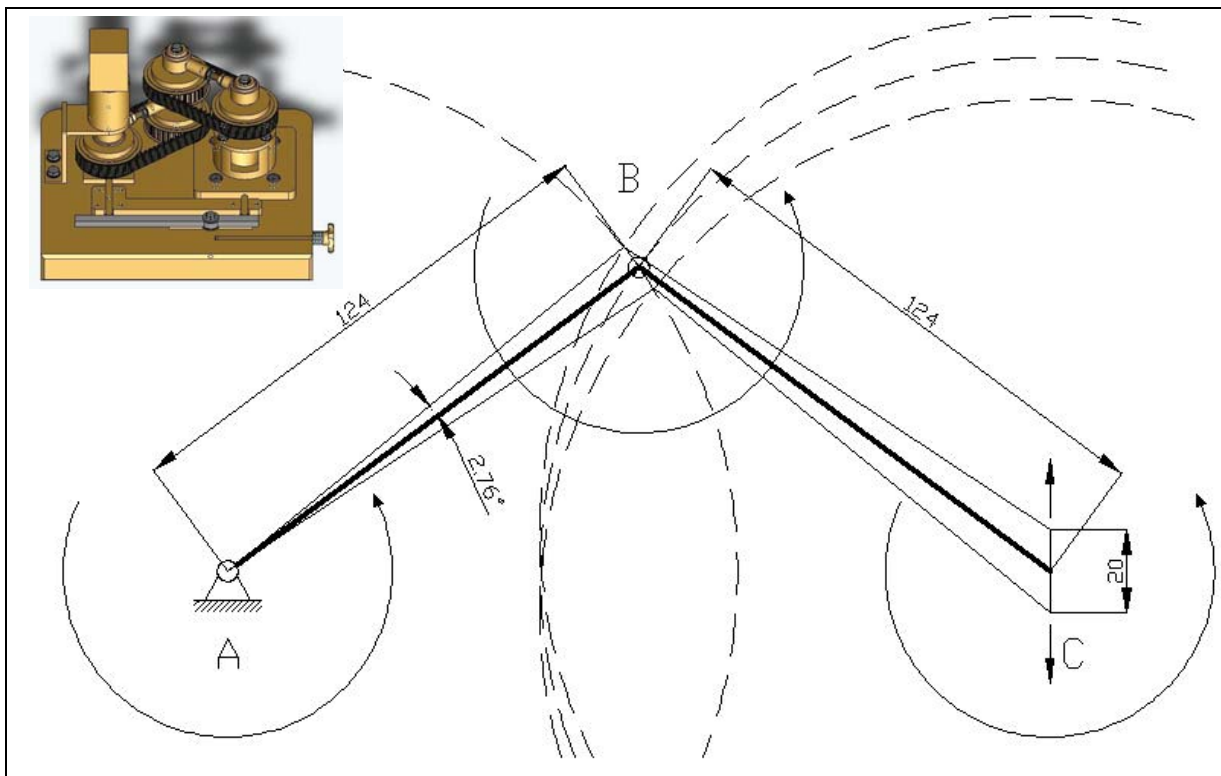


figura 4.1

Tal i com es pot veure, el mecanisme consta de dues barres articulades. La primera, amb el punt "A" solidari a l'eix del motor d'accionament s'uneix a partir del punt "B" amb una

segona barra de la qual mitjançant un sistema de guiatge s'aconsegueix un moviment unidimensional en sentit vertical (Punt C).

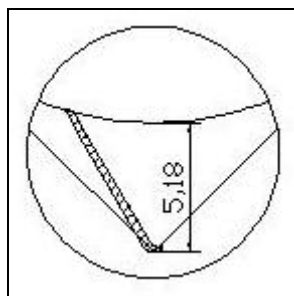


figura 4. 2

La figura 4.2, ja exposada en el capítol 2 d'aquest annex, mostra el desplaçament vertical màxim a realitzar en la peça escollida. De totes maneres, tal i com s'especifica en la figura 4.1. s'ha escollit un desplaçament vertical de 20 mm (10 mm en sentit ascendent i 10 mm en sentit descendent). La longitud dels braços que posicionen l'eix flotant central és variable per garantir el muntatge de les corretges, els 124 mm designen la distància entre centres de les politges especificada segons el fabricant de la transmissió escollida, (fabricant *Megarubber*).

A.4.2. Motor d'accionament del sistema copiador



Per a l'elecció del motor d'accionament d'aquest sistema, es va comptar en un principi amb la col·laboració de *GRUP TAINCO* (empresa subministradora de material elèctric) la qual ens va connectar directament amb l'empresa *Crouzet*, (fabricant del motor Brushless escollit). Finalment d'aquesta, una vegada explicats els moviments sol·licitats del sistema copiador, es va arribar a la conclusió que la millor solució per accionar el sistema copiador era un motorreductor planetari de tres etapes Brushless amb una potència de 30 w.

En la taula 4.1 es detallen les característiques tècniques generals del motor escollit.

<i>Ref.</i>	<i>Massa (kg)</i>	<i>i_b</i>	<i>P_{nb} (W)</i>	<i>n_{nb} (rpm) (sortida)</i>	<i>M_{nb} (N·m) (sortida)</i>	<i>C_{ab} (N)</i>	<i>C_{rb} (N)</i>
80 149 606	1,6	308	30	7 rpm	30	120	520

taula 4. 1

sent: C_{ab} la càrrega axial dinàmica expressada en N i C_{rb} la càrrega radial dinàmica també expressada en N.

El motor escollit ofereix una relació de reducció molt elevada. Tot i que actualment aquests motors es comercialitzen amb fre, val a dir que una $i_b=308$ fa que el moviment resulti irreversible.

Respecte a la dificultat de calcular el temps d'acceleració de l'accionament per arribar a la velocitat nominal, l'experiència del tècnic del motor escollit i la conversació mantinguda diuen que s'està parlant de poques centèsimes de segon i, per tant, es considera que just en el moment que s'acciona el motor, aquest treballa ja dins les seves característiques nominals. Quan l'autòmata programable atura el motor a partir del comptatge de polsos ho fa de manera instantània, és a dir queda precisament posicionat en el punt que se li entra la consigna de parada.

A.4.2.1. Comprovació del funcionament del motor

En aquest apartat s'estudia el parell de sortida del motor. Es comprova si aquest és suficient per a moure tots els elements del mecanisme. El motor ha de ser capaç de fer rotar la plantilla i a la vegada ha de vèncer les reaccions del sistema copiador implícites a la geometria del patró que s'està copiant.

A continuació, es realitza un càlcul tenint en compte que s'està reproduint una geometria 3 vegades més petita que la de la plantilla. Les dimensions de la plantilla són les següents:

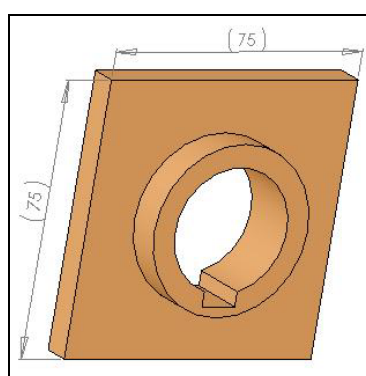


figura 4. 3

Primerament, es calculen amb l'ajuda del programa *SOLIDWORKS* la massa que suporta l'eix projectat en el punt (C) de la figura 4.1. aquesta és:

$$m_{Ec} = 12,3kg$$

A continuació, es busca de la mateixa manera, la massa de l'eix flotant juntament amb els seus elements (veure figura 4.1. punt (B)). Aquesta resulta:

$$m_{Eb} = 3,6kg$$

El càlcul es realitza fent el supòsit que el sistema copiador es troba en la seva posició mitja. Això vol dir que els centres dels eixos (A) i (C) de la figura 4.1. es troben en un mateix pla horitzontal. A causa de la geometria del sistema copiador se suposa que la massa de tots els elements que formen els braços que suporten l'eix (B) es reparteixen d'igual manera un a cada banda entre els eixos (A) i (C).

Per altra banda, dels 3,6 Kg calculats que resten de l'eix (B), es reparteixen d'igual manera entre els eixos (A) i (C). Amb això es veu que la força exercida sobre el palpador (2), palpador de la zona de treball de la màquina, és:

$$F_{P2} = m_{Ec} + \frac{1}{2}m_{Eb} \quad (4.1)$$

que resulta:

$$F_{P2} = 14,1Kg \equiv 138,3N$$

Ja que s'està reproduint una peça tres vegades més petita que el patró que s'està copiant, s'aplica el següent sistema de palanques (veure la figura que es presenta a continuació):

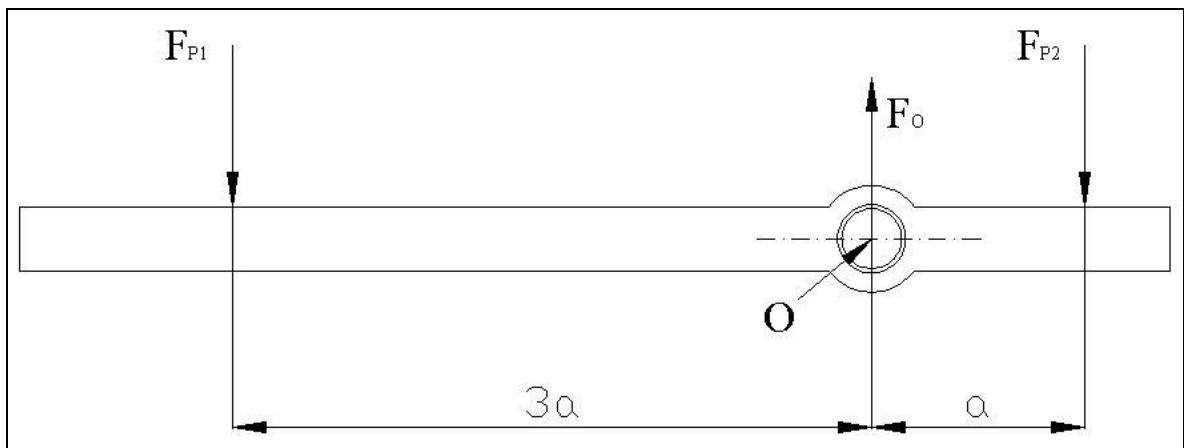


figura 4. 4

sent:

F_{P2} , la força transmesa pel palpador número 2.

F_{P1} , la força transmesa al palpador número 1.

F_O , la reacció o força que aguanta el sistema de palanques.

Sabem que $F_{p2} = 138,3N$. Amb això i a partir del diagrama del sòlid lliure de la figura 4.4 calculem la força que es transmet al palpador 1:

$$F_{p1} \cdot 3a - F_{p2} \cdot a = 0 \quad (4.2)$$

que substituint el valor de F_{p2} resulta:

$$F_{p1} = 46,1N$$

Tot seguit, s'estudia el punt de contacte entre el palpador 1 i la plantilla. Es realitza el supòsit que l'angle (α) que s'exposa en el diagrama del sòlid lliure que es mostra a continuació és: $\alpha = 45^\circ$ ja que és el més desfavorable per l'accionament del motor Brushless.

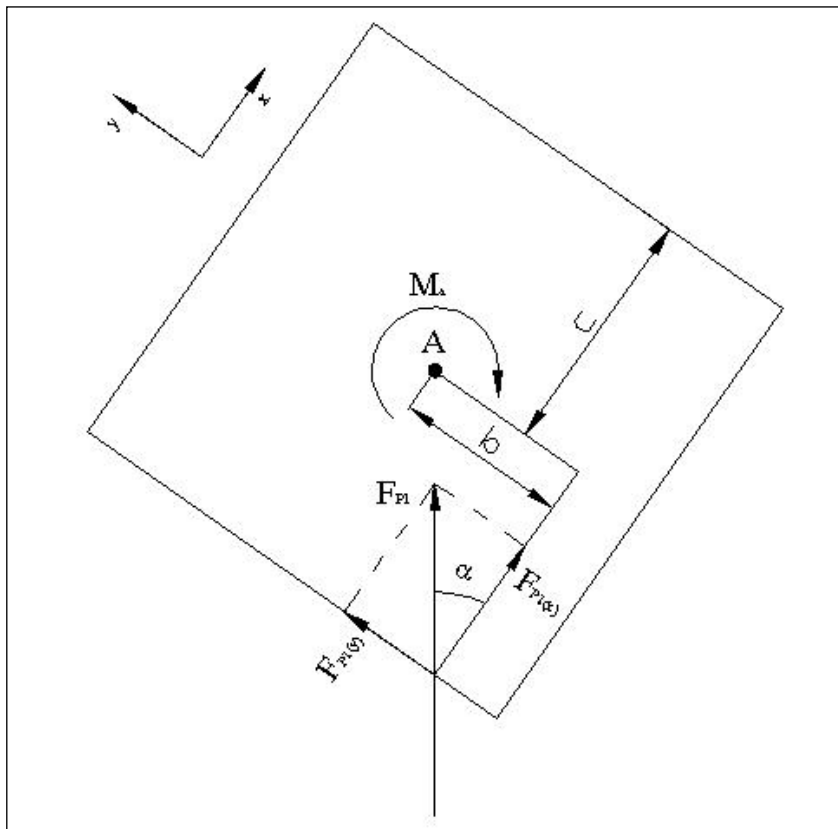


figura 4. 5

sent:

F_{P1} , la força de contacte entre el palpador 1 i la plantilla.

$F_{P1(x)}$, la component x de F_{P1} (segons el sistema de coordenades presentat).

$F_{P1(y)}$, la component y de F_{P1} (segons el sistema de coordenades presentat).

b , la distància entre el punt i la perpendicular a la força $F_{P1(x)}$.

M_a , el parell que equilibra el sistema de forces.

Per a realitzar el càlcul es desprecia l'acció de la força de fregament entre la plantilla i el palpador i per això simplifiquem el càlcul fent:

$$F_{P1(x)} = 0$$

A partir de la figura anterior hi havent realitzat els supòsits especificats, realitzem un sumatori de moments en (A) i traiem la següent equació o diferència:

$$F_{P1(x)} \cdot b - M_a = 0 \quad (4.3)$$

Per ($\alpha = 45^\circ$) se sap que:

$$b = c$$

A més, se sap que un costat de la plantilla mesura 75 mm. Amb això, $b = \frac{75}{2}$ i substituint en l'equació 4.3 es té:

$$F_{P1} \cos(\alpha) \cdot b = M_a$$

$$46,1 \cdot \cos(45^\circ) \cdot \frac{75}{2} = M_a$$

obtenint un parell:

$$M_a = 1,22 N \cdot m$$

El parell que ofereix el motor Brushless és:

$$M_{nb} = 30 N \cdot m$$

i per tant: $M_{nb} \gg M_a$. El resultat obtingut ens porta a concloure que el motor Brushless escollit accionarà el sistema copiador de manera ràpida i precisa ja que el parell motor que ofereix és molt més gran que el parell resistent (M_a) obtingut.



A.4.3. Càlcul de la corretja de transmissió del sistema copiadore

Com ja s'ha vist en l'apartat anterior (A.4.2), el motor *Brushless* escollit amb reductor planetari resulta amb un parell motor de sortida de ($M_{Bn} = 30N \cdot m$) i una velocitat de 7 rpm. La distància entre els punts A i C de la figura 4.1 és de 200 mm. Així doncs, es buscarà una transmissió que s'adeqüi tan a les sol·licitacions del moviment com a les qüestions de disseny de la màquina.

La corretja escollida és de la casa *Megarubber*. La rutina de càlcul s'extreu d'un manual de càlcul de corretges dentades *ISORAN* per a l'aplicació industrial amb edició italiana de la casa *DAYCO*, abans fusionada amb *Megarubber*.

Seguidament, s'especifica el procediment de càlcul de la transmissió:

A) Dades:

- Potència del motor (P_{nb}) = 30 W
- Velocitat de gir (n_{nb}) = 7 rpm
- Tipus de funcionament: 16 hores/dia

B) Càlcul de la potència transmesa:

1B) Tipus de motor: Motor de corrent alterna monofàsic, denominat segons el fabricant: **motor de classe III**.

2B) Tipus d'utilització: Mirant a taules del fabricant per un motor de classe III, escollim un factor de servei ($F_s = 1,6$). Les corretges han de transmetre poca potència, el problema que veurem és que ho farà a molt baixa velocitat i a més de manera intermitent.

3B) El factor de servei corregit (C_c) s'obté a partir de la següent fórmula:

$$C_c = F_s + C_m + C_f \quad (4.4)$$

sent: C_m : un coeficient corrector per la multiplicació de la transmissió.

C_f : coeficient corrector per les condicions de servei.

Així doncs, consultant a les taules del fabricant s'obtenen els següents valors:

Relació de transmissió: $i_{bt}=1$. Per tant: $C_m=0$

Escollim un funcionament continu entre 16 i 24 hores de servei diaris i s'obté: $C_f=0,2$



Aplicant l'equació (4.4.) s'obté:

$$C_c = 1,6 + 0 + 0,2 = 1,8$$

4B) Càlcul de la potència de disseny (P_{nbd}):

$$P_{nbd} = P_{nb} \cdot C_c \quad (4.5)$$

$$P_{nbd} = 0,03 \cdot 1,8 = 0,054 \text{ kW}$$

C) Elecció del pas de la corretja:

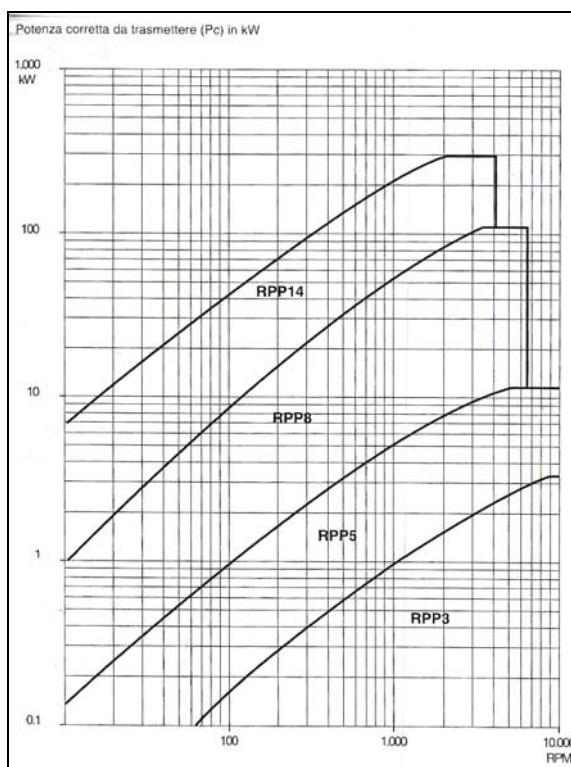


figura 4. 6

Observant el gràfic de la figura 4.6, que en funció de la potència de disseny obtinguda i la velocitat de gir del motor (7 rpm), ens trobem aproximadament al voltant del primer punt del tipus: **RPP 8**. Pas de la corretja: $P_b = 8$ mm.

D) Determinació del tipus de politges, corretges i distància entre eixos:

1D) La velocitat del moviment circular de la peça (n_2) que es treballa ha de ser la mateixa que el motor transmet a la plantilla (n_1). D'aquesta forma, la relació de transmissió del sistema copiador és:

$$k = \frac{n_2}{n_1} = 1$$

2D) A partir del pas de corretges escollit, es busca a taules del propi fabricant (en el manual de càlcul), la combinació de politges a utilitzar, la llargada de la corretja escollida i, com a conseqüència, la distància entre eixos resultant. El resultat obtingut és el següent:

Diàmetre primitiu de les politges:

$$d_{bp1} = 91,67 \text{ mm (36 dents)}$$

$$d_{bp2} = 91,67 \text{ mm (36 dents)}$$

Corretja: **536 RPP 8** (Longitud = 536 mm; 67 dents).

3D) Càlcul de comprovació: El repartiment de dents de la corretja i d'una politja no pot resultar en un número enter, és a dir, s'ha de complir la següent relació:

$$\frac{N_b}{n_{b1,2}} \notin \mathbb{Z} \quad (4.6)$$

que resulta:

$$\frac{67}{36} = 1,86 \notin \mathbb{Z}$$

E) Determinació del número de dents de la politja engranades amb la corretja:

Amb l'equació 4.7, es determina el número de dents de la politja engranades amb la corretja (n_{bt}):

$$n_{bt} = \left[0,5 - \left(\frac{4 \cdot P_b}{79 \cdot l_b} \right) \cdot (n_{b1} - n_{b2}) \right] \cdot n_{b1} \quad (4.7)$$

substituint:

$$n_{bt} = \left[0,5 - \left(\frac{4 \cdot 8}{79 \cdot 124} \right) \cdot (36 - 36) \right] \cdot 36 = 18$$

el fet de tenir una relació de transmissió ($k=1$) fa que l'angle de contacte obtingut entre politja i corretja sigui 180° .

A continuació, amb el valor ($n_{bt}=18$) calculat, es troba, amb el manual de càlcul del fabricant, el coeficient corrector C_d . En aquest cas, com que $n_{bt} \gg 6 \rightarrow C_d = 1$



F) Prestacions base:

1F) En la taula 11 del manual de càlcul de la corretja dentada es troben les prestacions de servei base (P_b) en funció de la llargada i el pas de la corretja. El resultat és el següent:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Corretja RPP 8 amb una amplada de } (W = 20 \text{ mm}). \\ \text{Velocitat angular } n_{nb} = 7rpm \approx 10rpm \\ d_{bp} = 91,67mm; \quad n = 36dents \end{array} \right\} P_b = 0,11kW$$

2F) Per obtenir la potència real de transmissió de la corretja (P_{ba}), es multiplica la potència (P_b) obtinguda per el coeficient corrector (K_1) de la taula que s'especifica a continuació:

$$P_{ba} = P_b \cdot K_1 \quad (4.8)$$

Entrant en la columna per una pas de corretja de 8 mm i una longitud de corretja <600mm, s'obté un factor de correcció ($K_1 = 0,8$).

RPP 3		RPP 5		RPP 8		RPP 14	
SVILUPPO (mm)	FATTORE	SVILUPPO (mm)	FATTORE	SVILUPPO (mm)	FATTORE	SVILUPPO (mm)	FATTORE
< 190	0,8	< 440	0,8	< 600	0,8	< 1190	0,8
190 ÷ 260	0,9	440 ÷ 560	0,9	600 ÷ 880	0,9	1191 ÷ 1610	0,9
261 ÷ 400	1,0	561 ÷ 800	1,0	881 ÷ 1280	1,0	1611 ÷ 1890	0,95
401 ÷ 600	1,1	801 ÷ 1100	1,1	1281 ÷ 1760	1,1	1891 ÷ 2450	1,00
> 600	1,2	> 1100	1,2	> 1760	1,2	2451 ÷ 3150	1,05
						> 3150	1,1

taula 4. 2

Així doncs, substituint valors en la fórmula 4.8 s'obté el següent resultat:

$$P_{ba} = 0,11 \cdot 0,8 = 0,088kW \quad \text{que expressada en (w), } P_{ba} = 88w \gg 30W$$

Fixem-nos que la potència real que pot transmetre la corretja és més superior que la que subministra el motor d'accionament.

G) Coeficient d'amplada de la corretja:

El coeficient d'amplada de la corretja (C_i) determina l'amplada (W) de la corretja a escollir.

$$C_i = \frac{P_{nbd}}{C_d \cdot P_{ba}} \quad (4.9)$$



Substituint els valors de l'equació anterior:

$$C_i = \frac{0,054}{1,0,088} = 0,614$$

H) Amplada de la corretja (W):

Prenent com a referència el coeficient C_i calculat en l'apartat G), es busca l'amplada de la corretja (W).

W (mm)	RPP 3	RPP 5	RPP 8	RPP 14
5	0,76			
6	1,00	0,53		
9	1,71	1,00	0,37	
15	3,14	1,93	0,71	
20	4,33	2,71	1,00	
25	5,52	3,48	1,29	0,56
30		4,26	1,58	0,71
40			2,16	1,00
50			2,74	1,29
55			3,03	1,44
75			4,19	2,03
85			4,77	2,32
100				2,76
115				3,21
170				4,82

taula 4.3

Mirant a la taula 4.3, dins la columna (RPP 8), s'observa que el valor (W) a escollir seria: 0,71 mm. Però, per raons pràctiques del fabricant, aquest recomana sempre escollir un tamany més que l'obtingut a taules, per tant:

$$W = 20mm$$

I) Resumint la transmissió escollida:

Tal i com es veia en la figura 4.1, la transmissió constava de dos braços articulats, és a dir, dues transmissions per corretges dentades completament idèntiques. Així doncs, els elements que formen tot el conjunt de la transmissió són:

Politges conductores i conduïdes (4): 36 RPP 8 ($d_b = 91,67$ mm). Tipus: 8F

Corretja: 536 RPP 8

Distància entre centres de les politges: 124 mm



A.4.3.1. Tensat de les corretges

Segons el fabricant, aquestes corretges *RPP*, a causa de la profunditat de les dents, es poden muntar moderadament fluixes. De totes maneres, el cas exposat, requereix una alta precisió de la transmissió. Així doncs, segons indicacions del fabricant, es calcula la força de tensat de la corretja.

$$T_e = \frac{P_{nb}}{n_{nb}} \quad (4.10)$$

que substituint valors resulta:

$$T_e = \frac{54w}{0,0336 \left(\frac{m}{s} \right)} = 1607N$$

la comprovació del tensat de la corretja es fa amb l'ajuda d'un dinamòmetre i a partir d'un mètode de prova i error s'extrauria el valor correcte de la força (T_e) de tensat de la corretja. Ja que els càlculs que s'estan realitzant són d'aplicació teòrica se suposa una tensió equivalent per a cada ramal de 150N. D'aquesta manera, es creu que aquest valor serà suficient per aconseguir una bona precisió i un bon funcionament i vida de la corretja.

