

# ANEXO A

## ANEXO A 1.1 DATOS DE LA VISITA AL DEPARTAMENTO DE AYACUCHO

### 1.1.1 DATOS DE LA PLANTACIÓN DE ACUERDO AL DISTRITO

#### A. Terreno en distrito de Quicato: Quinoa Blanca Junín

Tabla A.1: Característica quinoa blanca- Distrito: Quicato

DIÁMETRO DEL TALLO(mm)	ALTURA DE CORTE(mm)	ALTURA DE PLANTA(mm)	PESO DE PANOJA (kg)
17	210	1200	3
13.1	200	1300	2.5
18.5	190	1150	3
19.1	200	1300	4
18.3	190	1250	3.5

- Distancia máxima entre hileras de tallos: 85cm
- Distancia mínima entre hileras de tallos: 60cm
- Inclinação del terreno: 20° - 30°
- Peso por rama aproximado: 300gr.

#### Terreno en distrito de Rayan: Quinoa Roja

Tabla A.2: Característica de quinoa roja- Distrito: Rayán

DIÁMETRO DEL TALLO (mm)	ALTURA DE CORTE(mm)	ALTURA DE PLANTA(mm)	PESO DE PANOJA (kg)
11.5	215	1100	3.5
13.5	202	1250	3.5
15.1	203	1150	3
17.2	200	1200	2.5
18.3	197	1250	4.5

- Distancia máxima entre hileras de tallos: 80cm
- Distancia mínima entre hileras de tallos: 60cm

- Inclinación del terreno: 25° - 30°
- Peso por rama aproximado: 250gr.

## B. Terreno En Distrito De Rayan: Quinoa blanca Junín

Tabla A.3: Característica de quinoa blanca- Distrito: Rayán

DIÁMETRO DEL TALLO (mm)	ALTURA DE CORTE(mm)	ALTURA DE PLANTA(mm)	PESO DE PANOJA (kg)
11.5	205	1050	2.5
13.5	200	1100	3
11.1	213	1100	3.5
12.2	206	1150	2.5
12.5	202	1030	4

- Distancia máxima entre hileras de tallos: 68cm
- Distancia mínima entre hileras de tallos: 65cm
- Inclinación del terreno: 20° – 25°
- Peso por rama aproximado: 200gr.

## C. Terreno en distrito de Matará: Quinoa Negra

Tabla A. 4: Característica de quinoa negra- Distrito: Matará

DIÁMETRO DEL TALLO (mm)	ALTURA DE CORTE(mm)	ALTURA DE PLANTA(mm)	PESO DE PANOJA (kg)
15.2	202	1150	2.5
13.5	195	1100	3.5
14.6	206	1091	3
15.3	210	1095	2
13.4	192	1103	3.5

### 1.1.2. Datos generales

- Total de hectáreas de quinoa orgánica certificada: 650 ha.

- Rendimiento de quinua orgánica en Ayacucho: 1.5 -2 ton/ha
- Cantidad de personas involucradas para el proceso de siega: 15 personas/ha
- Distancia entre quinua agrupada aproximada: 1.80m.

### 1.1.3. Consideraciones

- La máquina necesitará de un equipo que le permita dar el avance necesario para la siega. Según los pobladores de la ciudad, el uso de un ganado no es una alternativa viable para dicho fin, ya que cada vez es menor la cantidad de personas que se dedican a la ganadería y a la agricultura al mismo tiempo. Por otro lado, otra alternativa es utilizar un tractor pequeño, siendo el modelo más común de tractor en los distritos visitados el modelo Shanghai 504. Una última alternativa es el accionamiento de la máquina por medio de energía humana.



Figura A.1: Tractor agrícola modelo Shanghai 504

- La madurez de la quinua no es de manera homogénea, encontrando en un mismo terreno de cultivo quinua madura y seca, así como también quinua verde y húmeda. Para mejorar dicho aspecto los agricultores están comprometidos con homogenizar la madurez de la quinua dentro de un terreno de cultivo dado.



Figura A.2: Quinua verde en campo de cultivo



Figura A.3: Altura de corte



Figura A.4: Distancia entre surco



Figura A.5: Quinoa Agrupada

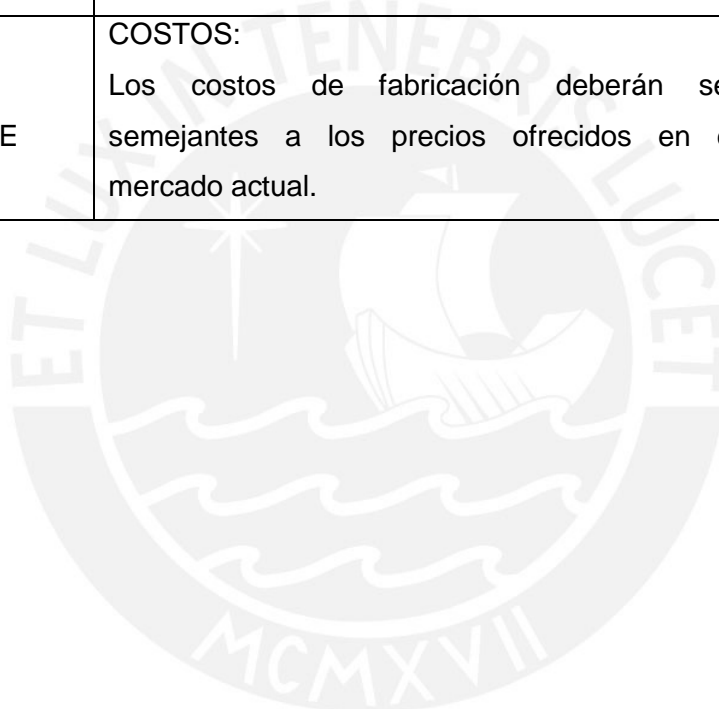
**ANEXO A 2.1. LISTA DE EXIGENCIAS**

Tabla A.5: Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Páginas: 3	
		Edición: Rev. 5	
PROYECTO:		Fecha: 23 de Febrero 2015	
DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEGADORA DE QUINUA		Revisado: J.H.A.M	
CLIENTE:		Elaborado: R.J.D.A	
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ			
Fecha	Deseos o Exigencias	DESCRIPCIÓN	RESPONSABLE
23/02/2015	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: - Segar la quinua entre 20 y 30 cm sobre la superficie del suelo, evitando que los granos se contaminen con tierra agrícola o hayan pérdidas mayores al 10%.	R.J.D.A
	E	- Los tallos cortados deberán ser almacenados en la máquina, para que al final sean retirados manualmente por los agricultores.	
	E	- La máquina deberá segar quinua tipo blanca, negra, amarilla y roja cultivada en los distritos de Matará, Rayan y Quicato, en el departamento de Ayacucho.	
	E	- La máquina segadora deberá realizar la siega en campos de cultivos inclinados, siendo esta inclinación comprendida entre 20° y 30°.	
	E	- La máquina deberá tener la capacidad de segar entre 40 a 50 m <sup>2</sup> /min. ya que esta es la capacidad de máquinas similares ofertadas en el mercado	

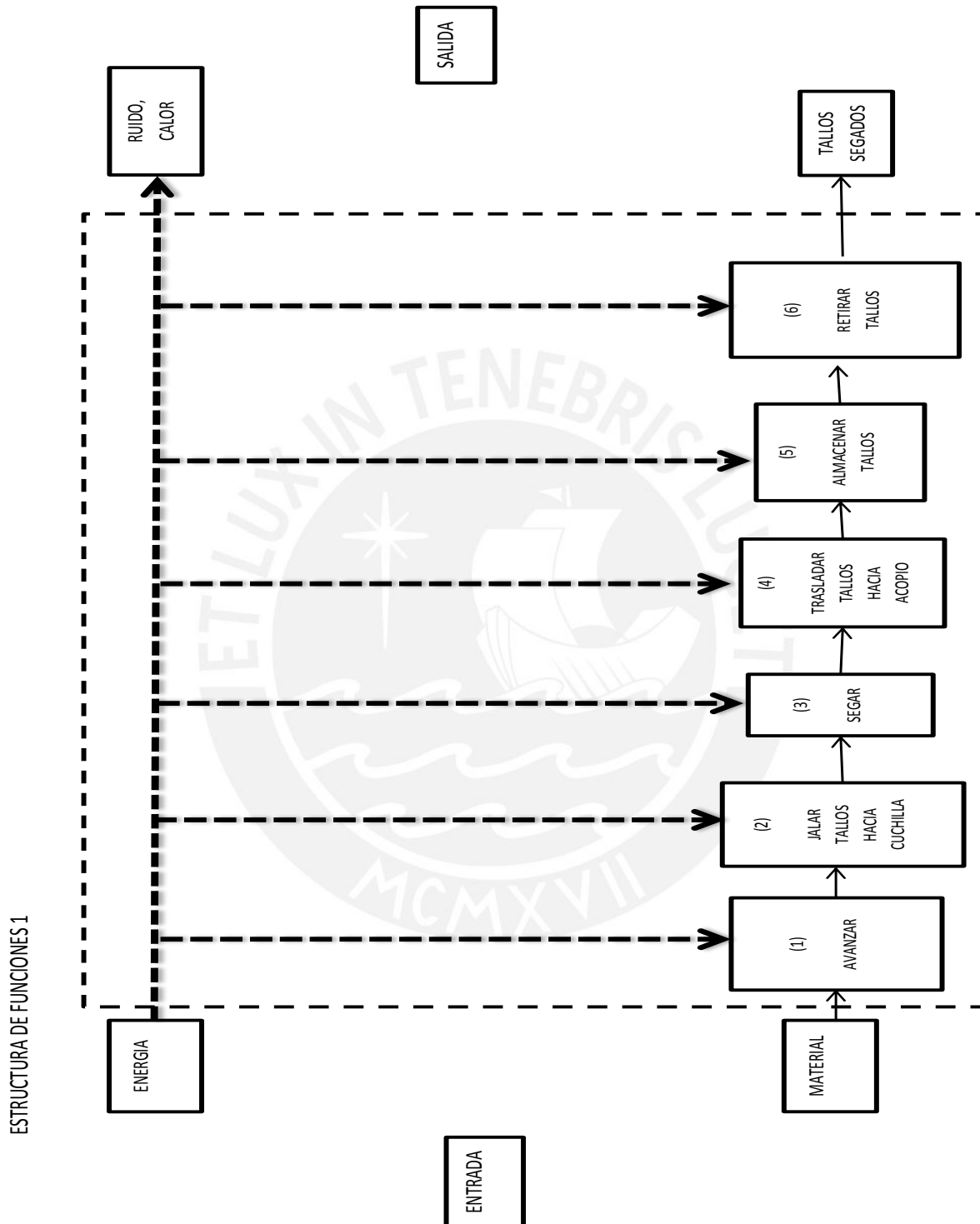
23/02/2015	E	<b>GEOMETRÍA :</b> - Las dimensiones como alto y largo de la máquina deberán ser lo más reducidos posibles, siendo su ancho de trabajo mayor a 80 cm y su ancho total de la barra segadora menor a 1.5 m.	R.J.D.A
23/02/2015	E	<b>CINEMÁTICA :</b> - La velocidad de siega de las cuchillas de no deberá causar grandes pérdidas de los granos de quinua, siendo esta entre 1,5 a 3 m/s.	R.J.D.A
23/02/2015	E	<b>FUERZA :</b> - La fuerza de corte de los tallos es de aproximadamente 15 kgf, por lo que los elementos que constituyen el mecanismo de corte deberán soportar los esfuerzos ocasionados por dicha fuerza.	R.J.D.A
25/02/2015	D	<b>ENERGÍA :</b> -La fuente de energía que proporcionará el movimiento a la máquina deberá ser fácilmente adquirida en los terrenos de cultivos ayacuchanos.	R.J.D.A
25/02/2015	E E E	<b>FABRICACIÓN:</b> - Los materiales para la fabricación deberán ser fácilmente adquiridos en el mercado nacional. - La máquina deberá poder ser fabricada en talleres de la provincia de Ayacucho. - La fabricación no debe exigir conocimientos técnicos especializados.	R.J.D.A
25/02/2015	E	<b>MONTAJE:</b> La máquina deberá ser de fácil montaje y desmontaje en talleres de Ayacucho.	R.J.D.A

27/02/2015	E E	<b>MANTENIMIENTO:</b> -Las piezas deberán de ser de fácil recambio (stock en el mercado nacional). -El mantenimiento deberá ser sencillo, económico, de poca frecuencia y realizado en talleres de Ayacucho.	R.J.D.A
27/02/2015	D	<b>USO:</b> -La máquina deberá ser de fácil uso y manipulación de tal manera que no requiere capacitación especializada para el operador.	R.J.D.A
27/02/2015	E	<b>COSTOS:</b> Los costos de fabricación deberán ser semejantes a los precios ofrecidos en el mercado actual.	R.J.D.A

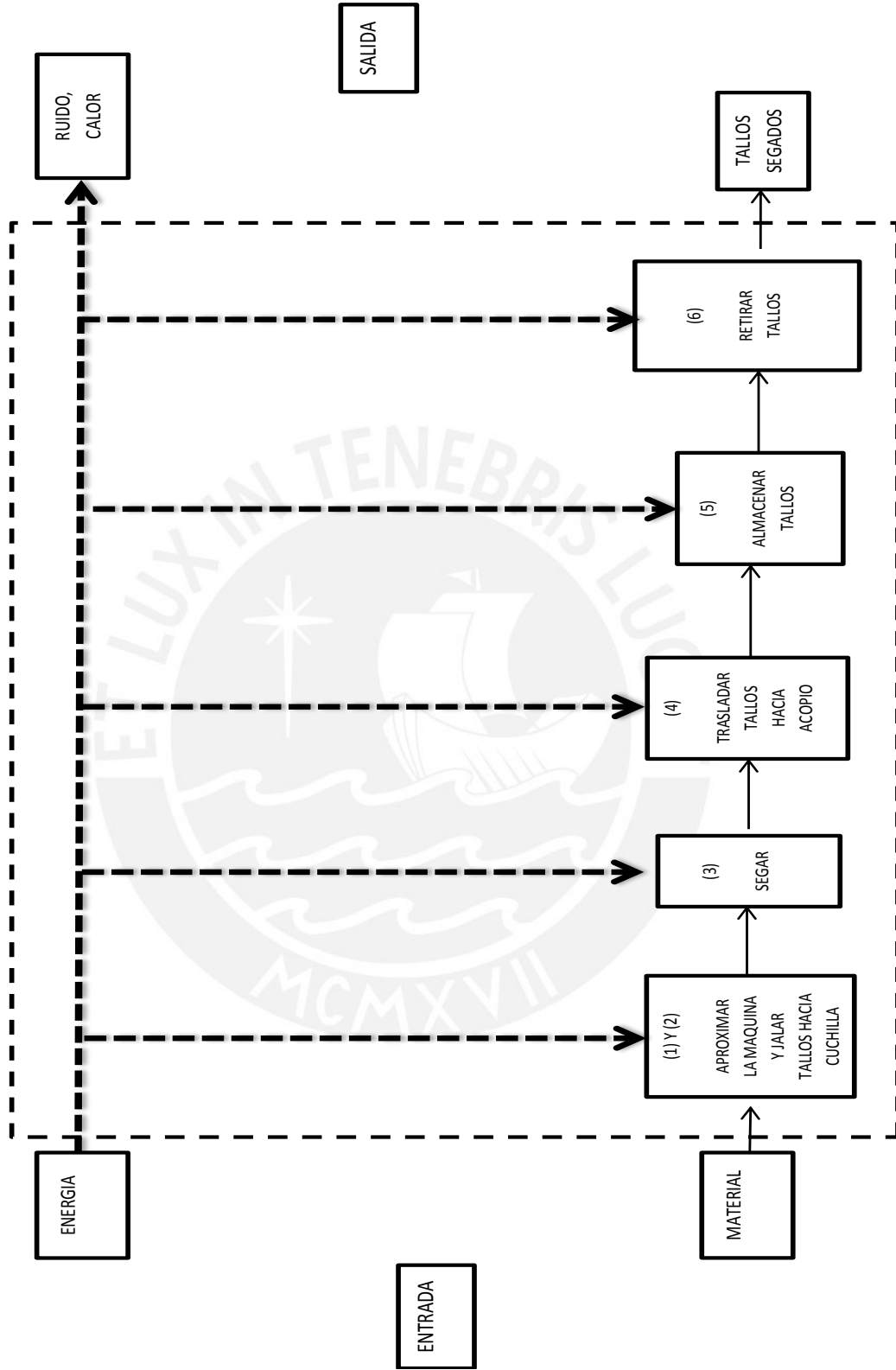




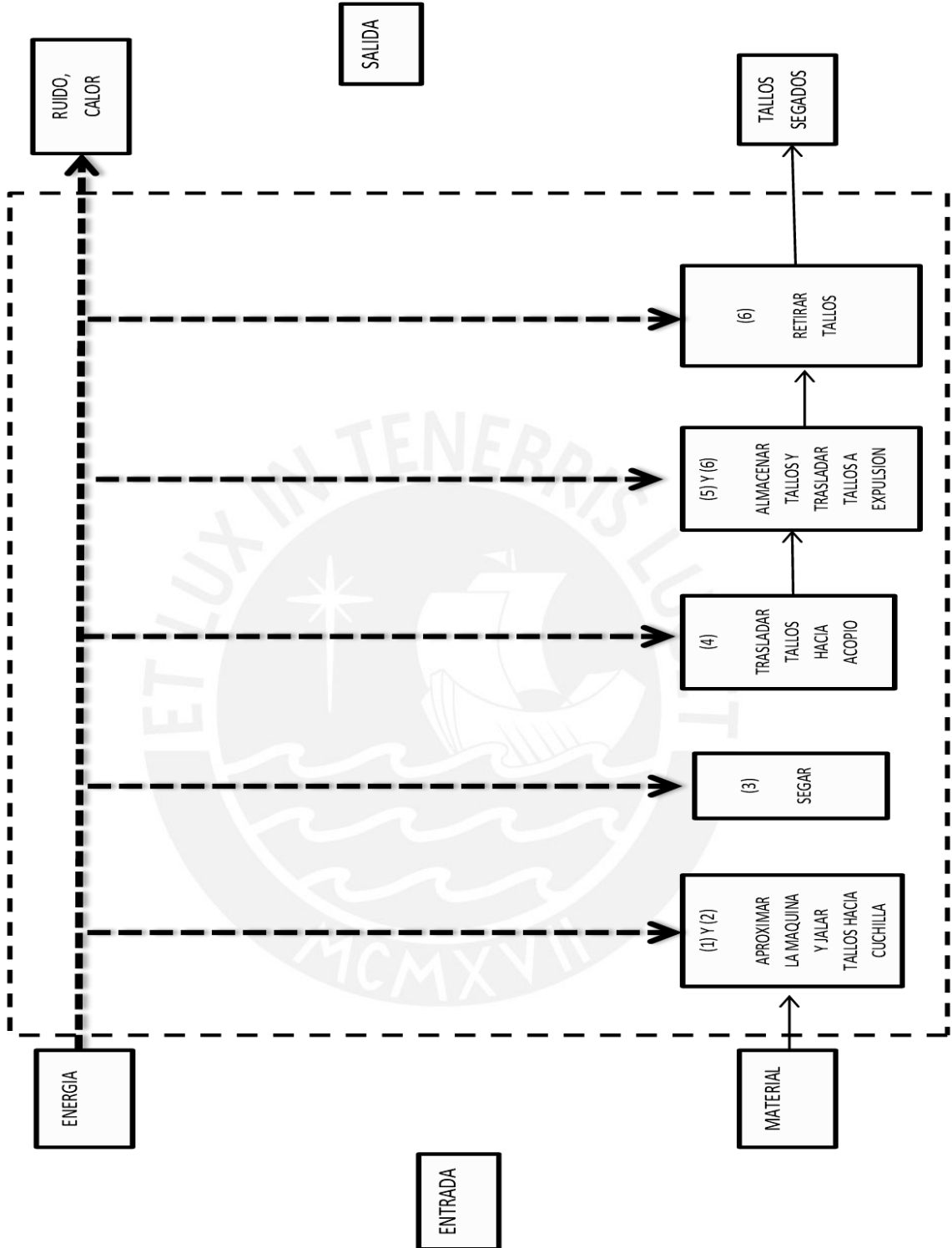
**ANEXO A 2.2: ESTRUCTURAS DE FUNCIONES**



ESTRUCTURA DE FUNCIONES 2

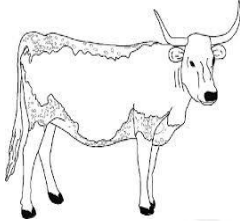

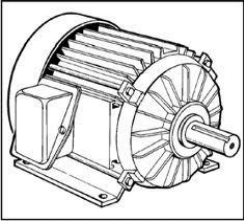
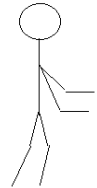
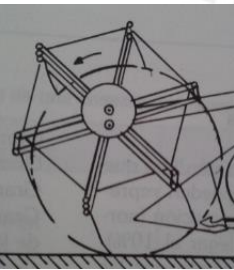
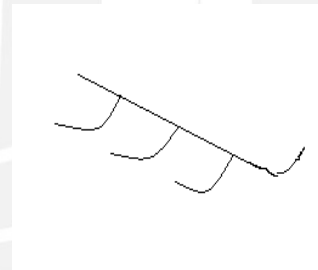
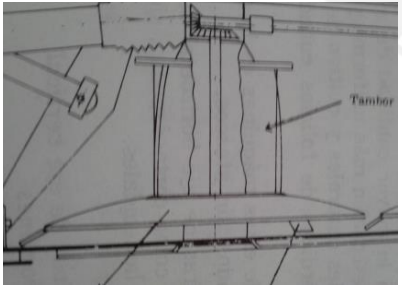
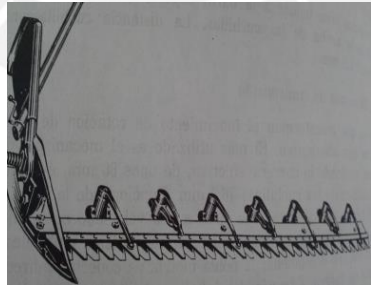



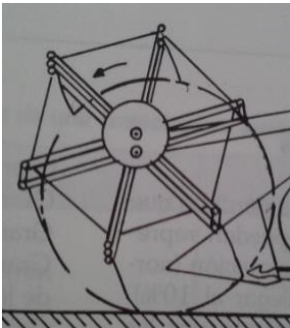
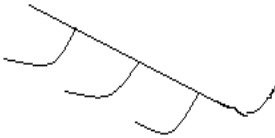

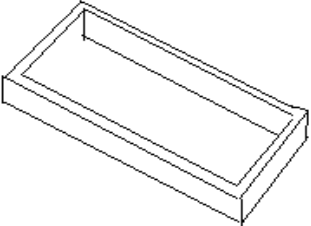

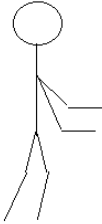
ESTRUCTURA DE FUNCIONES 3



**ANEXO A 2.3: MATRIZ MORFOLÓGICA**

Tabla A. 6: Matriz Morfológica

	1	2	3	4
	<b>Animal</b>	<b>Tractor</b>	<b>Motor</b>	<b>Humano</b>
<b>AVANZAR</b>				
<b>JALAR TALLOS</b>	<b>Molinete</b> 	<b>Garra</b> 		
<b>SEGAR</b>	<b>Siega por discos</b> 	<b>Barra de cuchillas</b> 	<b>Siega por cadenas</b> 	

<p>TRASLADAR HACIA ACOPIO</p>	<p><b>Molinete</b></p> 	<p><b>Garra</b></p> 	<p><b>Cadenas</b></p> 	
<p>ALMACENAR</p>	<p><b>Recipiente</b></p> 	<p><b>Costal</b></p> 		
<p>RETIRAR PRODUCTO ALMACENADO</p>	<p><b>Manual</b></p> 			

### ANEXO A 3.1: ENSAYO PARA DETERMINAR LA FUERZA DE CORTE

Para la obtención de la fuerza de corte para los tallos de quinua, fue necesario realizar ensayos de corte en la máquina Zwick Roell a las muestras secas tomadas en la visita a Ayacucho.



Figura A.6: Máquina de ensayo Zwick Roell

Las muestras cortadas tienen las siguientes características.

Tabla A.7: Características de las muestras

Número de muestra	Diámetro (mm)	Longitud(mm)
1	13	125
2	17	130
3	14	125
4	18	130





Los ensayos de corte dieron como resultado gráficas de Fuerza (N) vs. Deformación (mm). De esta gráfica se pudo observar que la fuerza máxima de corte se obtuvo con la muestra 4, la cual es aproximadamente 130 N o 13 kgf. A continuación se muestra la tabla de resultados del ensayo de corte con su respectiva velocidad de ensayo.

Tabla A.8: Resultados de los ensayos de corte

Número de muestra	Velocidad de corte del ensayo (mm/min)	Fuerza (N)
1	50	72
2	50	120
3	50	75
4	50	130

Por efectos de contacto y fricción entre la cuchilla de corte y otros elementos, esta fuerza podría aumentar al realizar el corte real por la máquina, por lo tanto la fuerza utilizada para el diseño de la máquina será de 15 kgf. Se debe tener en cuenta que la velocidad del ensayo es mucho menor a la velocidad real de trabajo (mayor a 1,5 m/s), por lo que la fuerza real será mucho menor a la registrada en los ensayos.

Tabla A.9: Reseña para la gráfica de fuerza vs deformación

Muestra	Fuerza Máxima	
1	72	
2	120	
3	75	
4	130	

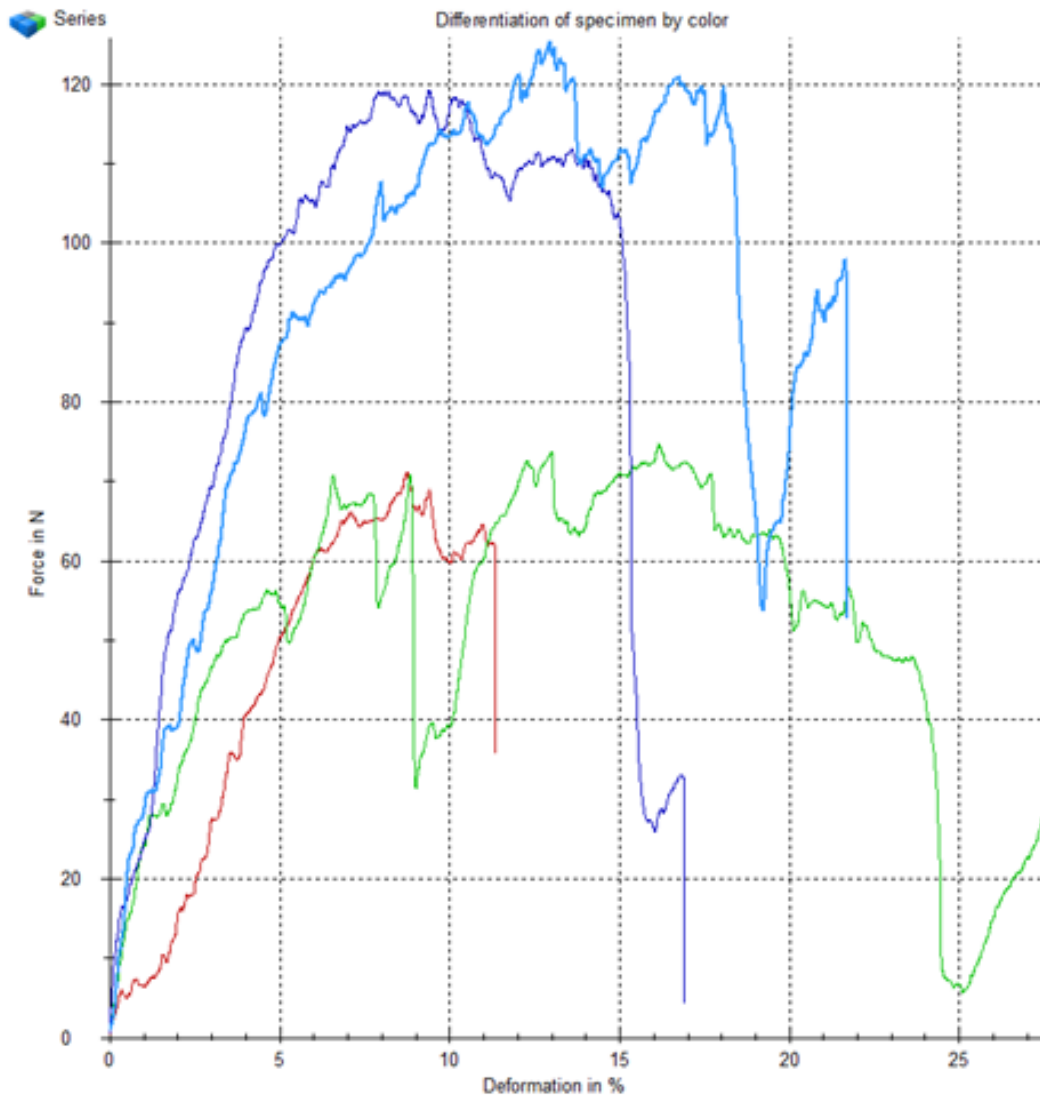


Figura A.7: Grafica de fuerza vs. Deformación

### **ANEXO A 3.2: MÉTODO GRÁFICO PARA EL CÁLCULO DE VELOCIDADES**

Para obtener el centro instantáneo de rotación, en primer lugar se prolongó la longitud de la volante o manivela AB (A: centro de giro de la volante, B: a una distancia de 35 mm del centro A) teniendo en cuenta que esta se encuentra posicionada con un ángulo de inclinación  $\beta$  anteriormente hallado en el acápite 3.4. En la prolongación de esta recta se sabe que se encuentra el centro instantáneo de rotación de la biela. Perpendicular a esta recta AB se encuentra la velocidad del punto B ( $V_B$ ). Debido a que el punto C tiene un movimiento únicamente horizontal, entonces se trazará una recta vertical que pase por el punto C. Debido a



que el punto B y el punto C se encuentran en el mismo sólido rígido, se sabe que en la intersección de las dos rectas anteriormente halladas se encontrará el centro instantáneo de rotación "O". Posteriormente se procede a medir la distancia del segmento OC, la cual es 1098,42 mm.

$$\rho = 1098,42 \text{ mm.}$$

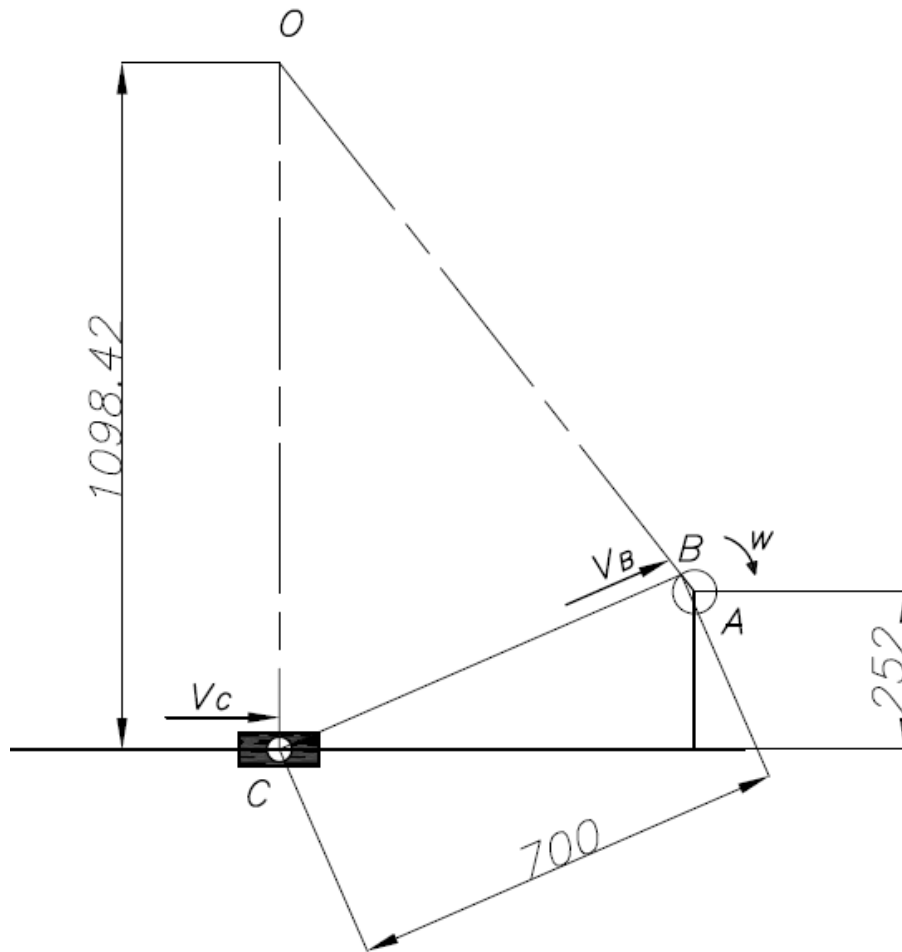


Figura A. 8: Análisis gráfico del CIR de la biela

Por lo tanto podemos hallar la velocidad y aceleración angular de la biela (ver Figura A. 8).

$$w_{biela} = \frac{\dot{x}_c}{\rho} = 1,65 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (\text{antihorario}) \quad (\text{A-1})$$

$$\alpha_{biela} = \frac{\ddot{x}_c}{\rho} = 29,35 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (\text{horario}) \quad (\text{A-2})$$

**ANEXO A 3.3. FACTORES DE SERVICIO C<sub>0</sub> DE FAJAS SÍNCRONAS OPTIBELT**

Table 1  
Basic service factor  $c_0$

Type of loading and examples of prime movers	Type of basic load and examples of driven machines			
	Steady operation		Intermittent operation	
Light drives, shock free and steady running Measuring devices Film cameras Office machines Belt conveyors (light-weight materials)	Basic service factor $c_0$ during daily operating period			
	until 16 h	more than 16 h	until 16 h	more than 16 h
Medium duty drives, intermittent operation with low to medium shock loading Mixers Kitchen appliances Printing machines Textile machines Packaging machines Belt conveyors (medium to heavy materials)	1.3	1.4	1.4	1.5
Heavy duty drives, intermittent operation with medium to high shock loading Machine tools Woodworking machines Eccentric drives Conveyor systems (heavy materials)	1.6	1.7	1.8	1.9
Very heavy duty drives, continuous operation with severe shock loading Mills Calenders Extruders Piston pumps and piston compressors Lifting devices	1.8	1.9	2.0	2.1
	2.0	2.1	2.2	2.3

Figura A.9: Factor de servicio

**ANEXO A 3.4: FACTOR DE CORRECCIÓN POR FATIGA  $c_6$  DE FAJAS SÍNCRONAS OPTIBELT**

Operating conditions	Fatigue correction factor $c_6$
Use of tension or guide idlers	0.2
Operating time 16 to 24 hours	0.2
Only rare/occasional operation	- 0.2

Figura A.10: Factor de corrección a la fatiga

**ANEXO A 3.5: FACTOR  $c_3$  Y  $c_2$  DE FAJAS SÍNCRONAS OPTIBELT**

Speed ratio $i$	Speed ratio correction factor $c_3$
1.00-0.80	0.0
0.79-0.57	0.1
0.56-0.40	0.2
0.39-0.28	0.3
0.27 and less	0.4

Figura A.11: Factor de corrección de la velocidad

**Total service faktor  $c_2$**

The total service factor  $c_2$  consists of the basic service factor  $c_0$  and two additional factors  $c_3$  and  $c_6$ .

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6$$

$$c_2 \geq M_A/M_N \quad \text{Recommendation for drives with frequent starts and stops}$$

Figura A.12: Factor Total de Servicio

**ANEXO A 3.6. : SELECCIÓN DEL TIPO DE FAJA SÍNCRONA**

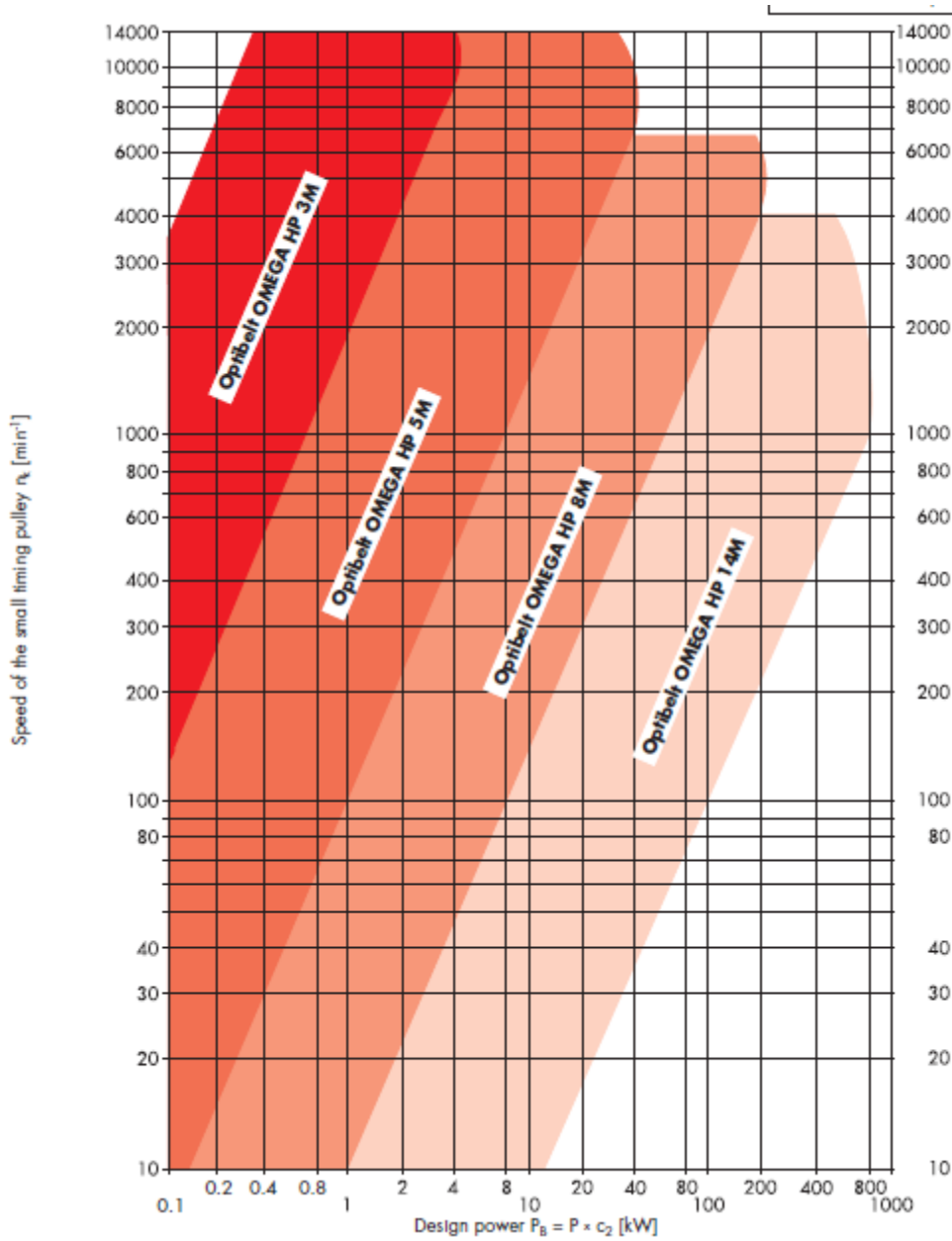


Figura A.13: Gráfica de velocidad de la polea vs. Potencia de Diseño para selección del tipo de faja síncrona

**ANEXO A 3.7: DIÁMETROS Y NÚMERO DE DIENTES DE POLEAS OPTIBELT**

Nominal power $P_N$ [kW] for section and construction 8M HP and timing belt width of 20 mm																	
Speed of the small timing pulley $n_k$ [min <sup>-1</sup> ]	Number of teeth on the small timing pulley $z_k$																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch diameter of the small timing pulley $d_{wk}$ [mm]																
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.43	142.60	162.97	183.35	203.72
700	2.61	3.00	3.40	3.79	4.19	4.58	4.97	5.36	5.75	6.14	6.91	7.68	8.45	9.22	10.74	12.24	13.73
950	3.48	4.01	4.54	5.07	5.60	6.12	6.65	7.17	7.69	8.21	9.24	10.27	11.29	12.31	14.32	16.30	18.26
1450	5.18	5.98	6.77	7.56	8.35	9.13	9.91	10.68	11.46	12.22	13.75	15.25	16.75	18.22	21.11	23.92	26.64
2850	9.65	11.14	12.61	14.06	15.49	16.91	18.30	19.68	21.04	22.37	24.97	27.47	29.86	32.14	36.33	39.98	43.02
10	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.18	0.20	0.23
20	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.19	0.20	0.22	0.25	0.27	0.30	0.35	0.40	0.44
50	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.84	0.96	1.08
100	0.41	0.47	0.53	0.59	0.65	0.71	0.77	0.83	0.89	0.95	1.06	1.18	1.30	1.42	1.65	1.88	2.12
200	0.79	0.91	1.03	1.14	1.26	1.38	1.50	1.61	1.73	1.84	2.08	2.31	2.54	2.77	3.22	3.68	4.13
300	1.16	1.34	1.51	1.69	1.86	2.03	2.21	2.38	2.55	2.72	3.07	3.41	3.75	4.09	4.77	5.44	6.11
400	1.53	1.76	1.99	2.22	2.45	2.68	2.91	3.14	3.36	3.59	4.04	4.50	4.95	5.39	6.29	7.18	8.06
500	1.89	2.18	2.47	2.75	3.04	3.32	3.60	3.88	4.17	4.45	5.01	5.57	6.13	6.68	7.79	8.89	9.98
600	2.25	2.59	2.93	3.27	3.61	3.95	4.29	4.63	4.96	5.30	5.97	6.63	7.30	7.96	9.27	10.57	11.87
700	2.61	3.00	3.40	3.79	4.19	4.58	4.97	5.36	5.75	6.14	6.91	7.68	8.45	9.22	10.74	12.24	13.73
800	2.96	3.41	3.86	4.31	4.75	5.20	5.64	6.09	6.53	6.97	7.85	8.73	9.60	10.46	12.18	13.88	15.57
950	3.48	4.01	4.54	5.07	5.60	6.12	6.65	7.17	7.69	8.21	9.24	10.27	11.29	12.31	14.32	16.30	18.26
1000	3.65	4.21	4.77	5.32	5.88	6.43	6.98	7.53	8.07	8.62	9.70	10.78	11.85	12.92	15.02	17.10	19.14
1200	4.34	5.00	5.67	6.33	6.98	7.64	8.29	8.94	9.59	10.24	11.52	12.80	14.06	15.31	17.78	20.20	22.57
1450	5.18	5.98	6.77	7.56	8.35	9.13	9.91	10.68	11.46	12.22	13.75	15.25	16.75	18.22	21.11	23.92	26.64
1600	5.68	6.55	7.42	8.29	9.15	10.01	10.86	11.71	12.55	13.39	15.05	16.69	18.32	19.91	23.03	26.05	28.94
1800	6.34	7.31	8.29	9.25	10.21	11.17	12.11	13.06	13.99	14.92	16.76	18.57	20.35	22.10	25.50	28.75	31.85
2000	6.99	8.07	9.14	10.20	11.25	12.30	13.34	14.38	15.40	16.42	18.43	20.40	22.33	24.21	27.86	31.30	34.53
2200	7.63	8.81	9.97	11.13	12.28	13.42	14.55	15.67	16.78	17.88	20.05	22.16	24.23	26.24	30.09	33.67	36.98
2500	8.57	9.90	11.21	12.50	13.79	15.06	16.32	17.56	18.79	20.01	22.39	24.70	26.94	29.10	33.17	36.87	40.15
2850	9.65	11.14	12.61	14.06	15.49	16.91	18.30	19.68	21.04	22.37	24.97	27.47	29.86	32.14	36.33	39.98	43.02
3000	10.11	11.66	13.20	14.71	16.20	17.68	19.13	20.56	21.96	23.34	26.02	28.58	31.03	33.34	37.53	41.10	43.95
3500	11.58	13.35	15.09	16.81	18.49	20.14	21.75	23.33	24.88	26.38	29.27	31.98	34.50	36.81	40.77		
4000	12.99	14.96	16.89	18.78	20.62	22.42	24.17	25.87	27.51	29.10	32.09	34.82	37.27	39.41			
4500	14.33	16.48	18.58	20.62	22.59	24.51	26.35	28.12	29.82	31.43	34.41	37.02	39.23				
5000	15.59	17.91	20.15	22.31	24.38	26.38	28.28	30.07	31.77	33.36	36.19	38.52					
5500	16.77	19.23	21.58	23.83	25.98	28.01	29.91	31.69	33.33	34.83	37.36						

Figura A.14: Potencia nominal para fajas 8M HP de ancho de 20mm.

**ANEXO A 3.8: RANGO DE DISTANCIA ENTRE CENTROS Y LONGITUD DE PASO TEÓRICA**

**Recommended centre distance**  
 Recommendation:  
 $a > 0.5 (d_{w1} + d_{w2}) + 15 \text{ mm}$   
 $a < 2.0 (d_{w1} + d_{w2})$

(a)

**Pitch length of the timing belt**

$$L_{with} \approx 2a + \frac{\pi}{2} (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a}$$

(b)

Figura A.15: (a) Distancia entre centro de poleas recomendada. (b) Longitud del paso teórica de la faja

**ANEXO A 3.9: LONGITUDES DE PASO ESTÁNDAR**

Optibelt OMEGA 8M HP					
Belt designation	Pitch length [mm]	Number of tooth	Belt designation	Pitch length [mm]	Number of tooth
352 8M HP	352	44	1040 8M HP	1040	130
424 8M HP	424	53	1064 8M HP	1064	133
480 8M HP	480	60	1080 8M HP	1080	135
512 8M HP	512	64	1120 8M HP	1120	140
520 8M HP	520	65	1160 8M HP	1160	145
560 8M HP	560	70	1200 8M HP	1200	150
576 8M HP	576	72	1280 8M HP	1280	160
600 8M HP	600	75	1304 8M HP	1304	163
608 8M HP	608	76	1360 8M HP	1360	170
632 8M HP	632	79	1400 8M HP	1400	175
640 8M HP	640	80	1424 8M HP	1424	178
656 8M HP	656	82	1440 8M HP	1440	180
680 8M HP	680	85	1520 8M HP	1520	190
712 8M HP	712	89	1600 8M HP	1600	200
720 8M HP	720	90	1760 8M HP	1760	220
760 8M HP	760	95	1800 8M HP	1800	225
776 8M HP	776	97	2000 8M HP	2000	250
784 8M HP	784	98	2240 8M HP	2240	280
800 8M HP	800	100	2400 8M HP	2400	300
824 8M HP	824	103	2600 8M HP	2600	325
840 8M HP	840	105	2800 8M HP	2800	350
848 8M HP	848	106			
856 8M HP	856	107			
880 8M HP	880	110			
896 8M HP	896	112			
912 8M HP	912	114			
920 8M HP	920	115			
960 8M HP	960	120			
976 8M HP	976	122			
1000 8M HP	1000	125			

Figura A.16: Longitudes de paso estándar

**ANEXO A 3.10: DISTANCIA ENTRE CENTROS**

**Centre distance from  $L_{wSt}$**

$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}}$$

$$K = \frac{(L_{wSt})}{4} - \frac{\pi}{8} (d_{wg} + d_{wk})$$

Figura A.17: Distancia entre centros nominal

**ANEXO A 3.11: DISTANCIA MÍNIMA PARA EL TENSADO**

**Minimum adjustment of centre distance for tensioning**

$$x = 0.004 \cdot a_{nom}$$

Figura A.18: Distancia minima para el tensado

**ANEXO A 3.12: DISTANCIA MÍNIMA PARA EL MONTAJE**

**Minimum adjustment of centre distance 'y' for installation of timing belt on timing pulleys with flanges**

Pitch [mm]	Flange on one timing pulley [mm]	Flange on both timing pulleys [mm]
2	6	12
3	8	14
5	14	19
8	22	33
14	36	58

Figura A.19: Distancia mínima para el montaje

**ANEXO A 3.13: FACTOR DE NÚMERO DE DIENTES DE ENGRANE**

**Teeth in mesh factor  $c_1$**

Number of teeth in mesh	Teeth in mesh factor $c_1$
$\geq 6$	1.0
5	0.8
4	0.6
3	0.4
2	0.2

Figura A.20: Factor de número de dientes de engrane

**ANEXO A 3.14: FACTOR DE LONGITUD DE FAJA**

Table 6  
Belt length factor  $c_7$

Section 2M		Section 8M / 8M HP/HL	
Pitch length [mm]	$c_7$	Pitch length [mm]	$c_7$
$\leq 190$	0.8	$\leq 600$	0.8
$> 190 \leq 260$	0.9	$> 600 \leq 880$	0.9
$> 260 \leq 400$	1.0	$> 880 \leq 1200$	1.0
$> 400 \leq 600$	1.1	$> 1200 \leq 1760$	1.1
$> 600$	1.2	$> 1760$	1.2
Section 3M / 3M HP		Section 14M / 14M HP/HL	
Pitch length [mm]	$c_7$	Pitch length [mm]	$c_7$
$\leq 190$	0.8	$\leq 1190$	0.80
$> 190 \leq 260$	0.9	$> 1190 \leq 1610$	0.90
$> 260 \leq 400$	1.0	$> 1610 \leq 1890$	0.95
$> 400 \leq 600$	1.1	$> 1890 \leq 2450$	1.00
$> 600$	1.2	$> 2450 \leq 3150$	1.05
Section 5M / 5M HP		$> 3150$	1.10
Pitch length [mm]	$c_7$		
$\leq 440$	0.8		
$> 440 \leq 555$	0.9		
$> 555 \leq 800$	1.0		
$> 800 \leq 1100$	1.1		
$> 1100$	1.2		

Figura A. 21: Factor de longitud de faja



**ANEXO A 3.15: POTENCIA NOMINAL**

Nominal power $P_N$ [kW] for section and construction 8M HP and timing belt width of 20 mm																	
Speed of the small timing pulley $n_k$ [min <sup>-1</sup> ]	Number of teeth on the small timing pulley $z_k$																
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
	Pitch diameter of the small timing pulley $d_{sk}$ [mm]																
	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	132.43	142.60	162.97	183.35	203.72
700	2.61	3.00	3.40	3.79	4.19	4.58	4.97	5.36	5.75	6.14	6.91	7.68	8.45	9.22	10.74	12.24	13.73
950	3.48	4.01	4.54	5.07	5.60	6.12	6.65	7.17	7.69	8.21	9.24	10.27	11.29	12.31	14.32	16.30	18.26
1450	5.18	5.98	6.77	7.56	8.35	9.13	9.91	10.68	11.46	12.22	13.75	15.25	16.75	18.22	21.11	23.92	26.64
2850	9.65	11.14	12.61	14.06	15.49	16.91	18.30	19.68	21.04	22.37	24.97	27.47	29.86	32.14	36.33	39.98	43.02
10	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.18	0.20	0.23
20	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.19	0.20	0.22	0.25	0.27	0.30	0.35	0.40	0.44
50	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.84	0.96	1.08
100	0.41	0.47	0.53	0.59	0.65	0.71	0.77	0.83	0.89	0.95	1.06	1.18	1.30	1.42	1.65	1.88	2.12
200	0.79	0.91	1.03	1.14	1.26	1.38	1.50	1.61	1.73	1.84	2.08	2.31	2.54	2.77	3.22	3.68	4.13
300	1.16	1.34	1.51	1.69	1.86	2.03	2.21	2.38	2.55	2.72	3.07	3.41	3.75	4.09	4.77	5.44	6.11
400	1.53	1.76	1.99	2.22	2.45	2.68	2.91	3.14	3.36	3.59	4.04	4.50	4.95	5.39	6.29	7.18	8.06
500	1.89	2.18	2.47	2.75	3.04	3.32	3.60	3.88	4.17	4.45	5.01	5.57	6.13	6.68	7.79	8.89	9.98
600	2.25	2.59	2.93	3.27	3.61	3.95	4.29	4.63	4.96	5.30	5.97	6.63	7.30	7.96	9.27	10.57	11.87
700	2.61	3.00	3.40	3.79	4.19	4.58	4.97	5.36	5.75	6.14	6.91	7.68	8.45	9.22	10.74	12.24	13.73
800	2.96	3.41	3.86	4.31	4.75	5.20	5.64	6.09	6.53	6.97	7.85	8.73	9.60	10.46	12.18	13.88	15.57
950	3.48	4.01	4.54	5.07	5.60	6.12	6.65	7.17	7.69	8.21	9.24	10.27	11.29	12.31	14.32	16.30	18.26
1000	3.65	4.21	4.77	5.32	5.88	6.43	6.98	7.53	8.07	8.62	9.70	10.78	11.85	12.92	15.02	17.10	19.14
1200	4.34	5.00	5.67	6.33	6.98	7.64	8.29	8.94	9.59	10.24	11.52	12.80	14.06	15.31	17.78	20.20	22.57
1450	5.18	5.98	6.77	7.56	8.35	9.13	9.91	10.68	11.46	12.22	13.75	15.25	16.75	18.22	21.11	23.92	26.64
1600	5.68	6.55	7.42	8.29	9.15	10.01	10.86	11.71	12.55	13.39	15.05	16.69	18.32	19.91	23.03	26.05	28.94
1800	6.34	7.31	8.29	9.25	10.21	11.17	12.11	13.06	13.99	14.92	16.76	18.57	20.35	22.10	25.50	28.75	31.85
2000	6.99	8.07	9.14	10.20	11.25	12.30	13.34	14.38	15.40	16.42	18.43	20.40	22.33	24.21	27.86	31.30	34.53
2200	7.63	8.81	9.97	11.13	12.28	13.42	14.55	15.67	16.78	17.88	20.05	22.16	24.23	26.24	30.09	33.67	36.98
2500	8.57	9.90	11.21	12.50	13.79	15.06	16.32	17.56	18.79	20.01	22.39	24.70	26.94	29.10	33.17	36.87	40.15
2850	9.65	11.14	12.61	14.06	15.49	16.91	18.30	19.68	21.04	22.37	24.97	27.47	29.86	32.14	36.33	39.98	43.02
3000	10.11	11.66	13.20	14.71	16.20	17.68	19.13	20.56	21.96	23.34	26.02	28.58	31.03	33.34	37.53	41.10	43.95
3500	11.58	13.35	15.09	16.81	18.49	20.14	21.75	23.33	24.88	26.38	29.27	31.98	34.50	36.81	40.77		
4000	12.99	14.96	16.89	18.78	20.62	22.42	24.17	25.87	27.51	29.10	32.09	34.82	37.27	39.41			
4500	14.33	16.48	18.58	20.62	22.59	24.51	26.35	28.12	29.82	31.43	34.41	37.02	39.23				
5000	15.59	17.91	20.15	22.31	24.38	26.38	28.28	30.07	31.77	33.36	36.19	38.52					
5500	16.77	19.23	21.58	23.83	25.98	28.01	29.91	31.69	33.33	34.83	37.36						

Figura A. 22: Potencia nominal de transmisión de la faja

**ANEXO A 3.16: FÓRMULAS PARA LA FUERZA EN EL EJE DE LA POLEA**

$$F = \frac{S_{n3}}{20}$$

$$S_{n3} = \frac{P \cdot 1000}{v} \quad v = \frac{d_{sk} \cdot n_k}{19100}$$

Figura A. 23: Fuerza en el eje de la polea

**ANEXO A 3.17. FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO**

Los factores de concentración de esfuerzo efectivo elegidos para el acápite 3.6.1. son los siguientes (ver Anexo B 1.1):

$$\beta_f = 2$$

$$\beta_t = 2,5$$

De las sollicitaciones de trabajo (Temperatura = 25°C) y de las características del material ( $\sigma_{fB} = 370$ ), se obtienen para el acápite 3.6.1 los siguientes coeficientes de tamaño, acabado superficial y temperatura.

$$C_t = 0,75$$

$$C_{temp} = 1$$

$$C_s = 0,9$$

### **ANEXO A 3.18: COEFICIENTES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO PARA EL CÁLCULO DE FATIGA DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN.**

Para el acápite 3.7.1 se seleccionaron los siguientes coeficientes de concentración de esfuerzo:

- Para un acabado de  $R_z = 200 \mu m \rightarrow C_s = 0,65$
- Para cargas de tracción y compresión  $\rightarrow C_{carga} = 0,85$
- Para espesores  $a < 20 mm \rightarrow C_t = 1$
- Para una temperatura  $T = 20^\circ \rightarrow C_{temp} = 1$
- Para una confiabilidad del 95%  $\rightarrow C_{co} = 0,868$
- Debido a que no hay cambios de sección  $K_t = 1 \rightarrow \beta = 1 + \eta \cdot (K_t - 1) = 1$

### **ANEXO A 3.19: ANÁLISIS DE LOS TRES RANGOS DE FALLA PARA EL PANDEO DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN**

Del acápite 3.7.2, los tres casos a calcular por pandeo corresponden a tres intervalos del grado de esbeltez, los cuales serán denominados como falla por fluencia (F), falla de pandeo en zona recta (R) y falla por pandeo según EULER (E). Dichos intervalos de análisis se presentan a continuación:

F: Falla por fluencia  $0 \leq \lambda \leq 60$  ;  $FS_R = 1,5$

R: Falla por pandeo según recta:  $60 \leq \lambda \leq 100$ ;  $FS_R = 5$

E: Falla por pandeo según Euler:  $\lambda \geq 100$ ;  $FS_R = 10$

Para  $0 \leq \lambda \leq 60$

$$\sigma = 7,75 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda^2 \leq \frac{\sigma_f}{FS_R} = \frac{450}{1,5} \quad (\text{A-3})$$

$$\lambda = 622,17$$

Este valor no cumple debido a que  $\lambda \geq 60$

Para  $60 \leq \lambda \leq 100$

Para esta zona el esfuerzo está dado por  $\sigma = a_1 - a_2 \cdot \lambda$

Siendo:

$$a_1 = 2,5 \cdot \sigma_f - 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot \pi^2 \cdot E = 814,11 \quad (\text{A-4})$$

$$a_2 = 0,025 \cdot \sigma_f - 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot \pi^2 \cdot E = 6,07 \quad (\text{A-5})$$

Por lo tanto el esfuerzo de compresión sería:

$$\sigma = 814,11 - 6,07 \cdot \lambda \leq \frac{\sigma_f}{FS_R} = \frac{450}{5} \quad (\text{A-6})$$

$$\lambda = 119,3$$

Este valor no cumple debido a  $\lambda \geq 100$

Para  $\lambda \geq 100$

$$\sigma = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \frac{\sigma_f}{FS_R} = \frac{450}{10} \quad (\text{A-7})$$

$$\lambda = 214,61$$

Este valor sí cumple, por lo tanto la zona de falla será en la zona de Euler.

### **ANEXO A 3.20: CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS MEDIOS, ALTERNANTES Y FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS PARA EL EJE CONDUcido**

Para el cálculo de falla por fatiga del eje de la polea conducida (acápite 3.8.1) se sabe que:

Para el momento flector:

- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 20,83 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 10,42 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 10,42 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 6,18 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 3,09 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{ta} = 3,09 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo Ver Anexo B 1.1:

- Concentrador de superficie  $R_z = 400 \mu\text{m}$ :  $C_s = 0,8$
- Concentrador de tamaño:  $\text{diametro} = 40 \text{ mm}$ :  $C_{tam} = 0,7$
- Concentrador de temperatura  $T = 40^\circ \text{ C}$ :  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga( Flexión y torsión):  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo flector:  $k_{tf} = 2,21$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo torsor:  $k_{tT} = 1,78$
- Factor de entalladura (redondeos  $r=1$ ):  $\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_E}{\sigma_B}\right)^3} = 0,59$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_f = 1,71$

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta t = 1,46$

Conociendo que el factor efectivo de concentración:  $\beta = 1 + \eta \cdot (K - 1)$

### **ANEXO A 3.21: ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE AVANCE DEL TRACTOR**

Para el diseño de esta máquina es muy importante la velocidad del tractor, ya que hay varias funciones que están relacionadas y sincronizadas con este avance, como por ejemplo, el corte de los tallos y la alimentación de tallos a la máquina. Además esta velocidad nos servirá para seleccionar algunos elementos de transmisión como se mostrarán en acápites posteriores.

Se recomienda plantear la velocidad del tractor como se muestra en la ecuación (A-8) [SILVEIRA, 1982]:

$$v_{tr} \geq x_{\dot{m}ax} \cdot \frac{\tan(\alpha) - \tan(\varphi)}{1 + \tan(\varphi) \cdot \tan(\alpha)} \quad (A-8)$$

$$v_{tr} \geq 0,62 \text{ m/s} = 2,25 \text{ km/h}$$

Como se mencionó anteriormente, esta velocidad está relacionada con la velocidad de alimentación, por lo que en acápites posteriores se calculará la velocidad con que trabajan las garras de alimentación, y con esta velocidad se seleccionará la velocidad de avance de la máquina, tal que cumpla con el requerimiento anteriormente mostrado.

En la Figura A.24 que se muestra a continuación, se puede observar dos diagramas de cuerpo libre de la cuchilla, en el instante en que se da el corte de los tallos.

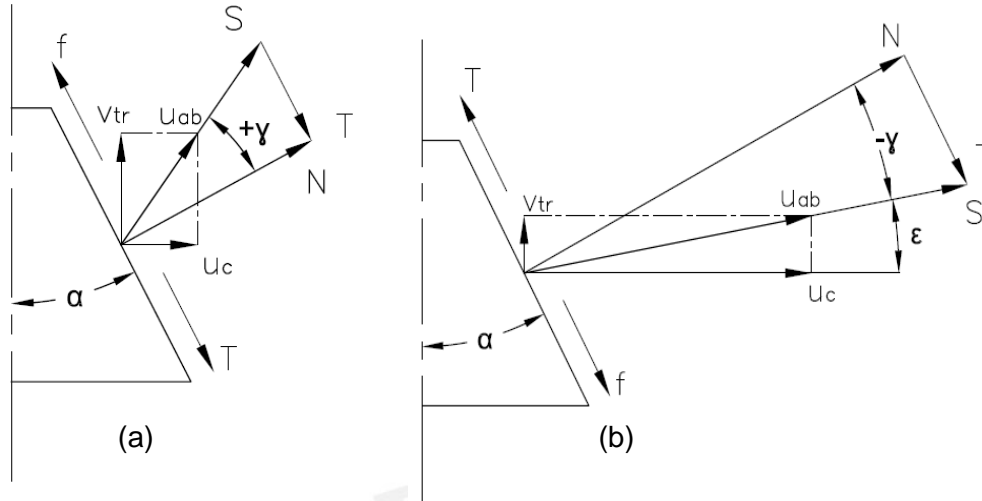


Figura A.24: Casos de aplicación de fuerzas sobre la cuchilla en el instante de corte

**Nomenclatura y datos a utilizar:**

- $f$  = Fuerza de fricción de los tallos sobre la cuchilla.
- $v_{tr}$  = velocidad de avance del tractor.
- $u_{ab}$  = velocidad del movimiento absoluto de la cuchilla.
- $N$  = fuerza normal ejercida sobre la cuchilla.
- $S$  = proyección de la fuerza normal sobre la dirección de la velocidad  $u_{ab}$ .
- $T$  = proyección de la fuerza normal paralela al filo del corte.
- $\gamma$  = ángulo entre la línea de velocidad  $u_{ab}$  y la línea de acción de la fuerza normal.
- $u_c$  = ángulo de proyección de la velocidad  $u_{ab}$  sobre el eje horizontal.
- $\alpha_{cuchilla}$  = ángulo de inclinación del filo de la cuchilla =  $40^\circ$ .
- $\epsilon$  = ángulo entre las líneas de las velocidad  $u_{ab}$  y  $u_c$ .
- $\tan(\varphi)$  = coeficiente de fricción entre los tallos y la cuchilla = 0,5

De la Figura A.24 se puede observar que la fuerza  $S$ , tiende a desplazar los tallos según la dirección de la velocidad  $u_{ab}$ , mientras que la fuerza  $T$ , tiende a desplazar los tallos según el filo de la cuchilla, por lo que se puede formular lo siguiente:

$$T = N \cdot \tan(\gamma)$$

$$f_{max} = N \cdot \tan(\varphi)$$

Con las expresiones mostradas anteriormente, se analizará cuál será la mejor condición para el funcionamiento de máquina, es decir que los tallos no deslicen sobre la cuchilla, y a partir de ahí, calcular la velocidad recomendada de avance del tractor. Para seleccionar la condición adecuada, es necesario tener en cuenta que la fuerza máxima de fricción  $f$ , no debe ser menor a la fuerza  $T$ , ya que de lo contrario los tallos deslizarían hacia la dirección de esta última.

$$T < f_{max}$$

Con las expresiones anteriores se analizará la mejor condición:

#### Caso a (ver Figura A.24 (a))

$$\gamma > 0$$

- $\gamma > \varphi$ ; entonces  $T > f_{max}$ , por lo tanto, los tallos deslizarían hacia abajo. NO CUMPLE.
- $\gamma < \varphi$ ; entonces  $T < f_{max}$ , por lo tanto, los tallos no deslizarían. SÍ CUMPLE

#### Caso b (Figura A.24 (b))

$$\gamma < 0$$

- $\gamma > \varphi$ ; entonces  $T > f_{max}$ , por lo tanto, los tallos deslizarían hacia arriba. NO CUMPLE.
- $\gamma < \varphi$ ; entonces  $T < f_{max}$ , por lo tanto, los tallos no deslizarían. SÍ CUMPLE

Además, por la forma de la entalladura de la cuchilla, esta ejerce mayor oposición al deslizamiento de los tallos hacia arriba, por lo que la fuerza máxima de fricción  $f_{max}$ , es mayor cuando  $\gamma < 0$ .

Por lo tanto, se selecciona la condición cuando  $\gamma < 0$ , y  $\gamma < \varphi$  (ver Figura A.24).

De la Figura A.24 (b) se observa que:

$$\gamma = \alpha - \epsilon \tag{A-9}$$

Reemplazando en la condición seleccionada ( $\gamma < \varphi$ ).

$$\alpha - \epsilon \leq \varphi \tag{A-10}$$

$$\tag{A-11}$$

$$\tan(\epsilon) \geq \tan(\alpha - \varphi)$$

$$\tan(\epsilon) \geq \frac{\tan(\alpha) - \tan(\varphi)}{1 + \tan(\varphi) \cdot \tan(\alpha)} \quad (\text{A-12})$$

También observamos de la Figura A.24 (b) del presente anexo que:

$$\tan(\epsilon) = \frac{v_{tr}}{u_c} \quad (\text{A-13})$$

Igualando las ecuaciones (A-12) y (A-13) se obtiene:

$$v_{tr} \geq u_c \cdot \frac{\tan(\alpha) - \tan(\varphi)}{1 + \tan(\varphi) \cdot \tan(\alpha)} \quad (\text{A-14})$$

El valor de  $u_c$ , es el mismo que el valor de velocidad " $\dot{x}$ ", el cual depende del tiempo. Por lo hallado en cálculos del acápite 3.3 se sabe que el valor máximo de la velocidad  $\dot{x}$  es aproximadamente 1,9 m/s. Por lo tanto se llega a plantear la siguiente expresión.

$$v_{tr} \geq \dot{x}_{max} \cdot \frac{\tan(\alpha) - \tan(\varphi)}{1 + \tan(\varphi) \cdot \tan(\alpha)} \quad (\text{A-15})$$

### **ANEXO A 3.22: TABLA DE POSICIONES DEL PUNTO Pf PERTENECIENTE A LA GARRA**

Los desplazamientos vertical y horizontal totales hacen referencia al punto Pf de la garra. Por lo tanto, simulando el mecanismo en un software computacional se obtiene lo siguiente.



Tabla A.10: Desplazamiento del punto Pf de la garra de alimentación y la cuchilla

Desplazamiento cuchilla	Desplazamiento Garra	Desplazamiento relativo de la garra	Desplazamiento vertical total	Desplazamiento horizontal	Desplazamiento real	Tiempo
0	0	0	0	0	0	0
3.50	2.26500	-1.23500	2.26	-72.26866	72.30414541	0.005
7.00	7.03000	0.03000	7.03	-50.69966	51.18472843	0.010
10.50	14.33300	3.83300	14.33	-28.63320	32.02022847	0.015
14.00	23.99300	9.99300	23.99	-6.94480	24.97787613	0.02
17.50	35.58900	18.08900	35.59	13.43370	38.03999496	0.025
21.00	48.49100	27.49100	48.49	31.64280	57.90201959	0.03
24.50	61.95000	37.45000	61.95	47.01000	77.76723346	0.035
28.00	75.21700	47.21700	75.22	59.11400	95.66641043	0.040
31.50	87.64500	56.14500	87.65	67.79000	110.8022117	0.045

**ANEXO A 3.23: CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES, ACELERACIONES Y FUERZAS DEL MECANISMO DE ALIMENTACION**

Las velocidades y aceleraciones se calcularán para el instante en que sucede el corte (ver Figura A.25).

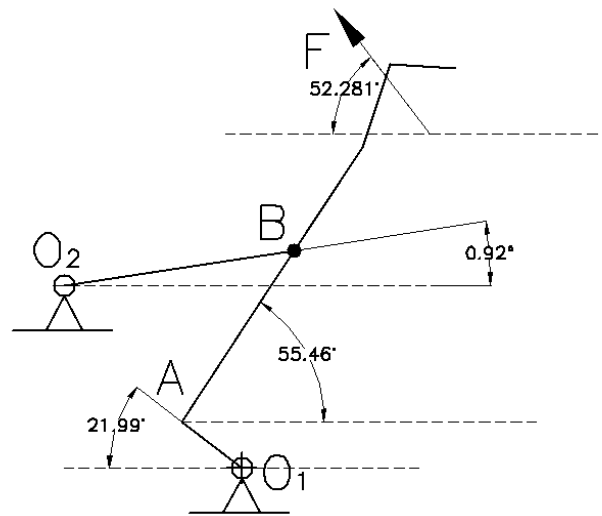


Figura A.25: Posición de la garra de alimentación para el instante de corte

Hallando la velocidad para el punto B en función de la velocidad angular  $\omega_2$ :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{O2} + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{B/O2} \tag{A-16}$$

$$\vec{V}_B = 162,98\omega_2j - 2,61\omega_2i$$

Hallado la velocidad para el punto A:

$$\begin{aligned}\vec{V}_A &= \vec{V}_{O1} + \vec{\omega}_1 \times \vec{r}_{A/O1} \\ \vec{V}_A &= -588,07i - 1456,24j\end{aligned}\tag{A-17}$$

Debido a que los puntos A y B pertenecen al sólido rígido de la garra, se planteará la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}\vec{V}_B &= \vec{V}_A + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_{B/A} \\ \vec{V}_B &= -588,07i - 1495,24j + 92,28\omega_3j - 134,06\omega_3i\end{aligned}\tag{A-18}$$

Igualando los resultados de las ecuaciones (A-16) y (A-18) , se obtiene:

$$\begin{aligned}\omega_3 &= -4,62 \frac{rad}{s} \text{ (horario)} \\ \omega_2 &= -11,97 \frac{rad}{s} \text{ (horario)}\end{aligned}$$

Posteriormente plantearemos las expresiones de las aceleraciones, donde:

- Aceleración angular de la articulación  $O_2B=\alpha_2$
- Aceleración angular de la articulación  $AB=\alpha_3$
- Aceleración angular de la articulación  $AO_1=\alpha_1 = 0$

Hallando la aceleración del punto A:

$$\begin{aligned}\vec{a}_A &= \vec{a}_{O1} + \vec{\alpha}_1 \times \vec{r}_{A/O1} - \omega_1^2 \cdot (\vec{r}_{A/O1}) \\ \vec{a}_A &= 30493,77i - 12314,09j \text{ mm/s}^2\end{aligned}\tag{A-19}$$

Hallando la aceleración del punto B:

$$\begin{aligned}\vec{a}_B &= \vec{a}_{O2} + \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_{B/O2} - \omega_2^2 \cdot (\vec{r}_{B/O2}) \\ \vec{a}_B &= (-2,61 \cdot \alpha_2 - 23316,1)i + (162,73 \cdot \alpha_2 - 373,96)j\end{aligned}\tag{A-20}$$

Debido a que los puntos A y B pertenecen al mismo sólido rígido de la garra, se planteará la siguiente expresión utilizando las ecuaciones (A-19) y (A-20).

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_{B/A} - \omega_3^2 \cdot (\vec{r}_{B/A})\tag{A-21}$$

Reemplazando las ecuaciones (A-19) y (A-20) en (A-21), se obtiene los siguientes valores para las aceleraciones angulares:

$$\alpha_2 = 99,39 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{ (antihorario)}$$

$$\alpha_3 = 388,66 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{ (antohorario)}$$

Con lo hallado anteriormente, se puede hallar la aceleración del centroide planteando la ecuación (A-22) y utilizando los valores hallados de aceleración y velocidades angulares de la garra.

$$\begin{aligned} \vec{a}_G &= \vec{a}_B + \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_{G/B} - \omega_3^2 \cdot (\vec{r}_{G/B}) \\ \vec{a}_G &= (a_{Gx}; a_{Gy}) = -82637,12i + 44972,96j \text{ mm/s}^2 \end{aligned} \quad (\text{A-22})$$

Hallando la aceleración del elemento O<sub>2</sub>B con la ecuación (A-23) y utilizando los valores hallados de velocidad y aceleración angulares del elemento O<sub>2</sub>B se obtiene:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{G2} &= \vec{a}_{O2} + \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_{G2/O2} - \omega_2^2 \cdot (\vec{r}_{G2/O2}) \\ \vec{a}_{G2} &= (a_{Gx2}; a_{Gy2}) = 7899,62j - 11787,84i \text{ mm/s}^2 \end{aligned} \quad (\text{A-23})$$

Hallando la aceleración del elemento O<sub>1</sub>A:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{G1} &= \vec{a}_{O1} + \vec{\alpha}_1 \times \vec{r}_{G1/O1} - \omega_1^2 \cdot (\vec{r}_{G1/O1}) \\ \vec{a}_{G1} &= (a_{Gx1}; a_{Gy1}) = 15246,88i - 6157,04 \text{ mm/s}^2 \end{aligned} \quad (\text{A-24})$$

Para poder hallar las reacciones en las conexiones del mecanismo de alimentación se debe tener en cuenta las siguientes características de las partes del mecanismo de alimentación:

- Masa de la garra:  $M_G = 0,496 \text{ kg}$ ,
- Momento de inercia:  $I_G = 0,04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Masa del elemento AO1:  $M_{G1} = 0,184 \text{ kg}$
- Masa del elemento BO2:  $M_{G2} = 0.116 \text{ kg}$
- Momento de inercia:  $I_{G2} = 340,014 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

Posteriormente se muestran las ecuaciones de la cinética planteadas de los DCL de la garra, del elemento AO<sub>1</sub> y del elemento BO<sub>2</sub> presentados en el acápite 3.10.

Del DCL Garra:

$$\sum F_x = M_G \cdot a_{Gx} : A_x + B_x + 90,025 = 0,496 \cdot 82,637 \quad (\text{A-25})$$

$$\sum F_y = M_G \cdot a_{Gy} : -A_y - B_y + 111,368 = 0,496 \cdot 44,972 \quad (\text{A-26})$$

$$\sum M = I \cdot \alpha : 0,07 \cdot B_y - 0,148 \cdot B_x + 0,162 \cdot A_y - 0,282 \cdot A_x + 0,118 \cdot F = I_G \cdot \alpha_3 \quad (\text{A-27})$$

Del DCL de la barra AO<sub>1</sub>:

$$\sum F_x = M_G \cdot a_{Gx1} : A_x + O_{x1} = 0,184 \cdot 15,246 \quad (\text{A-28})$$

$$\sum F_y = M_G \cdot a_{Gy1} : -A_y - O_{y1} = 0,184 \cdot 6,157 \quad (\text{A-29})$$

$$\sum M = I \cdot \alpha_1 : -0,014 \cdot A_x - 0,034 \cdot A_y + 0,034 \cdot O_{y1} + 0,014 \cdot O_{x1} = 0 \quad (\text{A-30})$$

Del DCL de la barra BO<sub>2</sub>:

$$\sum F_x = M_G \cdot a_{Gx2} : -B_x - O_{x2} = 0,116 \cdot 0,787 \quad (\text{A-31})$$

$$\sum F_y = M_G \cdot a_{Gy2} : B_y + O_{y2} = 0,116 \cdot 7,899 \quad (\text{A-32})$$

$$\sum M = I \cdot \alpha : -0,0013 \cdot B_x + 0,08136 \cdot B_y - 0,08136 \cdot O_{y2} + 0,0013 \cdot O_{x2} = I_{G2} \cdot \alpha_2 \quad (\text{A-33})$$

Con las ecuaciones (A-25), (A-26), (A-27), (A-28), (A-29), (A-30), (A-31), (A-32) y (A-33) anteriormente planteadas se obtienen los siguientes resultados:

- $B_y = -3,035 \text{ N}$
- $B_x = -232,412 \text{ N}$
- $A_x = 183,372 \text{ N}$
- $A_y = 97,127 \text{ N}$
- $O_{x1} = -180,562 \text{ N}$
- $O_{y1} = -98,264 \text{ N}$

- $O_{y2} = 3,955 N$
- $O_{x2} = 231,042 N$

### ANEXO A 3.24: CÁLCULO DE REACCIONES Y DIAGRAMAS DE FUERZAS INTERNAS PARA EL EJE CONDUCIDO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

A continuación se calcularán las reacciones sobre el eje conducido del mecanismo de alimentación, las cuales servirán para verificar si el eje falla o no por fatiga o por fluencia. En la Figura A.26 se muestra el eje conducido.

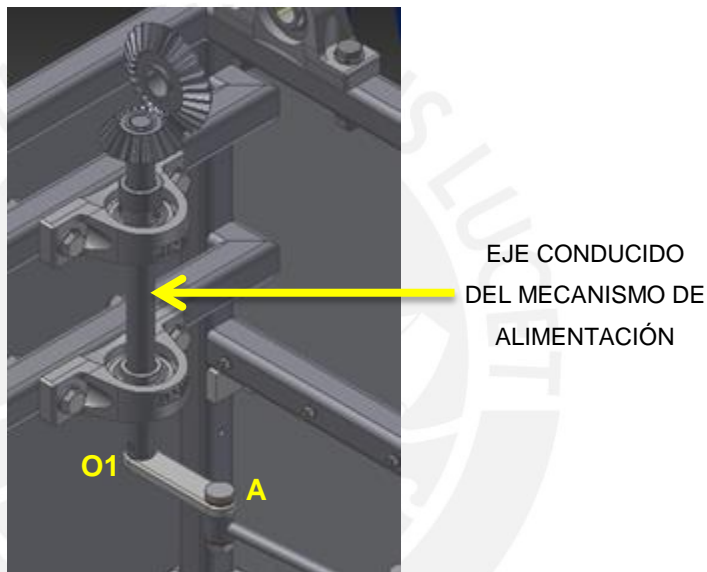


Figura A.26: Eje conducido del mecanismo de transmisión

Para el engranaje que se encuentra en la parte superior de este eje se tienen los siguientes datos:

- Modulo:  $m_m = 2,5 mm$ .
- Numero de dientes:  $Z = 2,5 mm$ .

Por lo tanto se obtiene como resultado lo siguiente:

- Diámetro medio:  $dm = m_m \cdot Z = 75 mm$ .
- Fuerza tangencial:  $Ft_2 = \frac{2 \cdot Mt}{dm} = 617,6 N$
- Angulo de presión:  $\alpha = 20^\circ$

- Angulo de inclinación del diente  $\delta = 56,31^\circ$
- Fuerza radial:  $Fr_2 = Ft_2 \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta) = 124,7 \text{ N}$
- Fuerza axial:  $Fa_2 = Ft_2 \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\delta) = 187,1 \text{ N}$

Del DCL planteado en el acápite 3.12 se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio (A-34),

(A-35), (A-36) y (A-37):

$$\sum F_x = 0 : -Fr_2 + R_{Bx} + R_{Ax} - 554,83 = 0 \quad (\text{A-34})$$

$$\sum F_y = 0 : -Ft_2 - R_{By} + R_{Ay} + 108,97 = 0 \quad (\text{A-35})$$

Momentos para el plano XZ:

$$\sum M_o = 0 : -260 \cdot Fr_2 + 185 \cdot R_{Bx} + 55 \cdot R_{Ax} = 0 \quad (\text{A-36})$$

Momentos para el plano YZ:

$$\sum M_o = 0 : +260 \cdot Fr_2 + 185 \cdot R_{By} + 55 \cdot R_{Ay} = 0 \quad (\text{A-37})$$

Las ecuaciones (A-34),

(A-35), (A-36) y (A-37) dan como resultado:

$$R_{By} = -1020,01 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 511,38 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 717,63 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -38,1 \text{ N}$$

Con dichas fuerzas calculadas para el eje conducido se graficaron los diagramas de fuerzas internas para el plano XZ (ver Figura A.27).

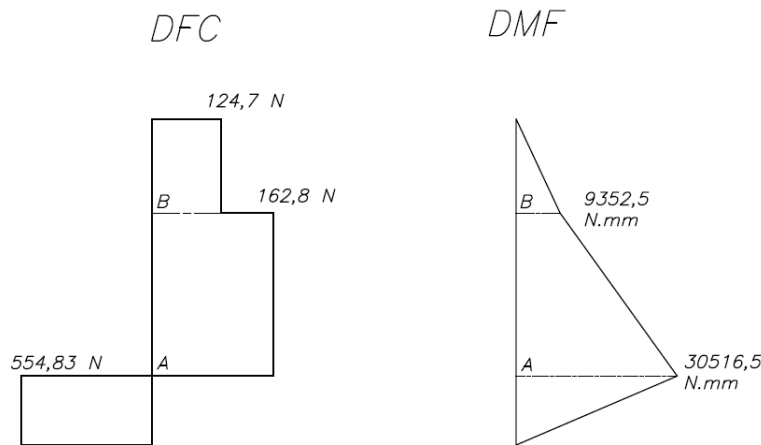


Figura A.27: Diagrama de fuerzas internas para el plano XZ

De la misma forma se grafica los diagramas de fuerzas internas para el plano YZ (ver Figura A.28)

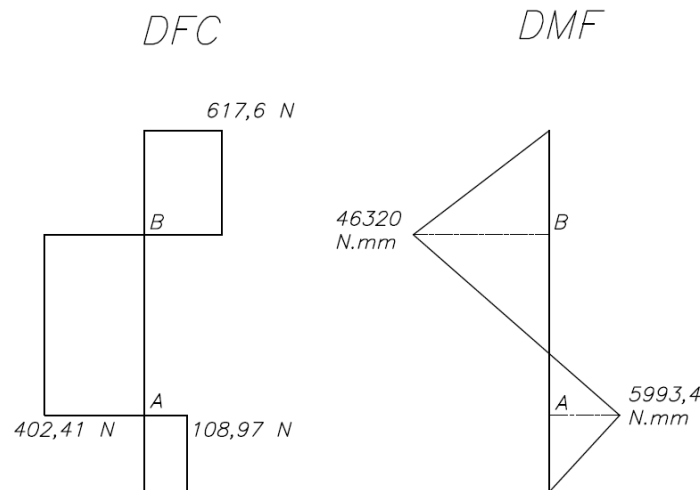


Figura A.28: Diagrama de fuerzas internas para el plano YZ

También se grafica el momento torsor para dicho eje conducido (ver Figura A.29)

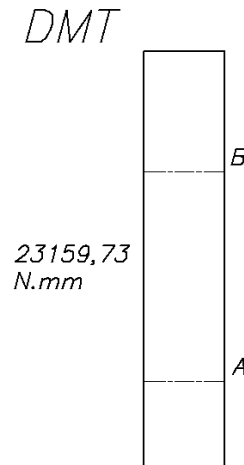


Figura A.29: Diagrama de momento torsor

### ANEXO A 3.25: ANÁLISIS DE FATIGA PARA EL EJE CONDUcido DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

Con las reacciones y las fuerzas internas calculadas en el Anexo A 3.24 se procederá a verificar el eje para que no falle por fatiga. Se debe de tener en cuenta que el factor de seguridad (FS) debe de ser mayor a 2 y que el análisis se realizará para los apoyos A y B del eje conducido. Por otro lado se sabe que el esfuerzo normal causado por el momento flector será pulsante, así como también el esfuerzo cortante causado por el momento torsor.

#### Análisis para el punto A

- Diámetro del eje:  $d=20\text{mm}$
- Momento flector Resultante:  $M_{fR} = \sqrt{9352,5^2 + 46320^2} = 46254,75 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Momento Torsor:  $M_t = 23159,73 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = 60,17 \text{ MPa}$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 60,17 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 30,09 \text{ MPa}$



- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 30.09 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo cortante debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 14,74 \text{ N.mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 14,74 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 7,36 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 30.09 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo: Ver Anexo B 1.1

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,83$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo flector:  $k_{tf} = 1,72$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo torsor:  $k_{tT} = 1,38$
- Factor de entalladura:  $\eta = 0,61$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta f = 1,44$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta t = 1,23$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo normal alternante debido al momento flector y el esfuerzo cortante alternante debido al momento torsor con las ecuaciones (A-38) y (A-39).

$$\sigma_{fa}' = \frac{\beta f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 66,83 \text{ MPa} \quad (\text{A-38})$$

$$\tau_{ta}' = \frac{\beta t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 13,96 \text{ MPa} \quad (\text{A-39})$$

Por lo tanto, ahora procederemos a calcular los esfuerzos normales medio ( $\sigma_{meq}$ ) y alternantes equivalentes ( $\sigma_{aeq}$ )

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3 \cdot \tau_{ta'}^2} = 71,07 MPa \quad (A-40)$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 32,68 MPa \quad (A-41)$$

Donde el factor de seguridad se calcula con la ecuación (A-42).

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{aeq'}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_{Alt}}} \quad (A-42)$$

Donde se sabe que el material de este eje es AISI 1045 ( $\sigma_B = 370 MPa$ ,  $\sigma_{Alt} = 190 MPa$ ), obteniéndose:

$$FS = 2,4$$

Por lo tanto se cumple con la sollicitación que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2.

### **Análisis para el punto B**

- Diámetro del eje:  $d=20mm$
- Momento flector Resultante:  $Mf_R = \sqrt{30516,5^2 + 5993,4^2} = 31099,48 N \cdot mm$
- Momento Torsor:  $Mt = 23159,73 N \cdot mm$

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} = 39,7 N \cdot mm$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 39,7 MPa$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 MPa$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 19,8 MPa$
- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 19,8 MPa$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 14,74 N \cdot mm$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 14,74 MPa$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 MPa$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 7,36 MPa$

- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 30.09 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo:

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,83$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo flector:  $k_{tf} = 1,72$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo torsor:  $k_{tT} = 1,38$
- Factor de entalladura:  $\eta = 0,61$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta f = 1,44$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta t = 1,23$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo normal alternante ( $\sigma_{fa}'$ ) y el esfuerzo cortante alternante ( $\tau_{ta}'$ ) con las ecuaciones (A-43) y (A-44).

$$\sigma_{fa}' = \frac{\beta f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 30,54 \text{ MPa} \quad (\text{A-43})$$

$$\tau_{ta}' = \frac{\beta t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 7,36 \text{ MPa} \quad (\text{A-44})$$

Al igual que para el apoyo A, se procederá a calcular los esfuerzos equivalentes para el apoyo B y se calculará el factor de seguridad utilizando la ecuación (A-42):

$$\sigma_{aeq}' = \sqrt{\sigma_{fa}'^2 + 3 \cdot \tau_{ta}'^2} = 36,3 \text{ MPa} \quad (\text{A-45})$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 23,55 \text{ MPa} \quad (\text{A-46})$$

$$FS = \frac{1}{\frac{23,55}{400} + \frac{36,3}{200}} = 4,16 \quad (\text{A-47})$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fatiga se encuentre sea mayor a 2.

### ANEXO A 3.26: REACCIONES Y DIAGRAMAS DE FUERZAS INTERNAS DEL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

A continuación se calcularán las reacciones sobre el eje intermedio del mecanismo de alimentación, las cuales servirán para verificar si el eje falla por fatiga o por fluencia. En la Figura A.30 se muestra el eje intermedio

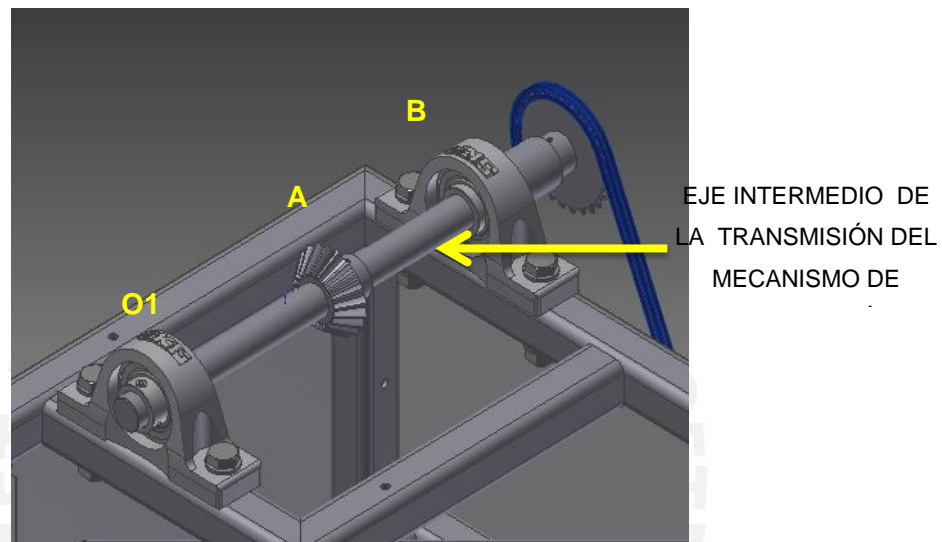


Figura A.30: Eje intermedio del mecanismo de alimentación

Del DCL realizado en el acápite 3.13 se puede plantear las ecuaciones de equilibrio siguientes:

$$\sum F_x = 0 : Bx + Ft + Ax + Fx = 0 \quad (\text{A-48})$$

$$\sum F_y = 0 : By + Fr + Ay - Fy = 0 \quad (\text{A-49})$$

Momentos para el plano YZ:

$$\sum M_o = 0 : 125 \cdot Fr + 225 \cdot Ay - 305 \cdot Fy = 0 \quad (\text{A-50})$$

Momentos para el plano YZ:

$$\sum M_o = 0 : -125 \cdot Ft - 225 \cdot Ax - 305Fx = 0 \tag{A-51}$$

De las ecuaciones (A-48), (A-49), (A-50) y (A-51) se obtiene como resultado:

$$By = -240,03 \text{ N}$$

$$Ay = 494,47 \text{ N}$$

$$Ax = -447,56 \text{ N}$$

$$Bx = -247,09 \text{ N}$$

A continuación se muestran los diagramas de fuerzas internas para el eje analizado (ver Figura A.31, fFigura A.32 y Figura A.33). Dichos diagramas se construyeron con las reacciones anteriormente calculadas.

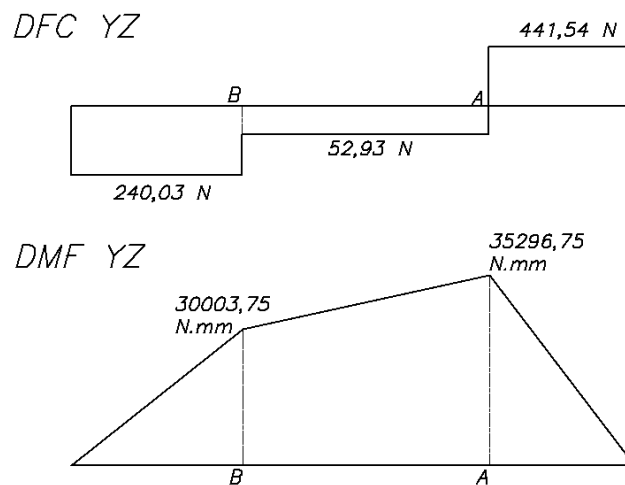


Figura A.31: Diagrama de fuerzas internas para el plano YZ

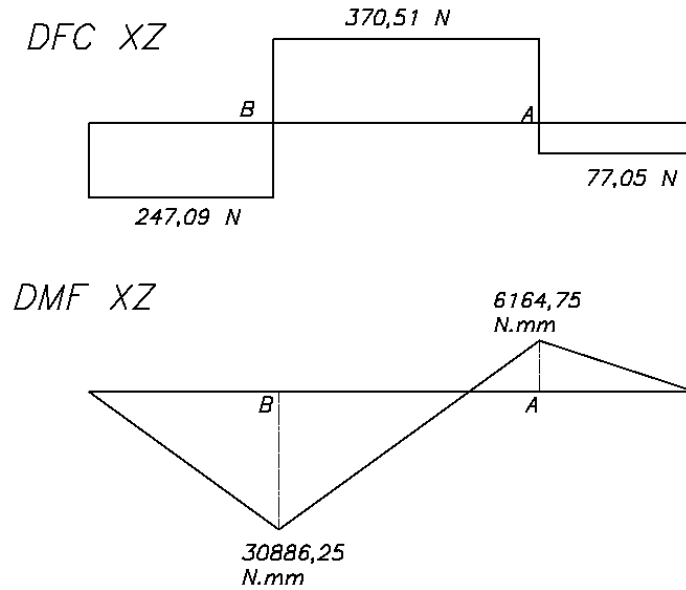


Figura A.32: Diagrama de fuerzas internas para el plano XZ

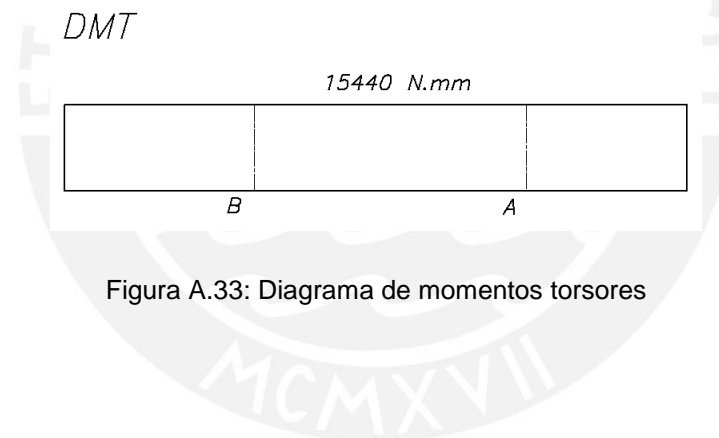


Figura A.33: Diagrama de momentos torsores

### **ANEXO A 3.27: ANÁLISIS DE FATIGA PARA EL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN**

Con las reacciones y las fuerzas internas calculadas en el Anexo A 3.26 se procederá a verificar el eje para que no falle por fatiga. Se debe de tener en cuenta que el factor de seguridad (FS) debe de ser mayor 2 y que el análisis se realizará para los apoyos A y B del eje intermedio. Por otro lado se sabe que el esfuerzo normal causado por el momento flector será pulsante, así como también el esfuerzo cortante causado por el momento torsor.

**Análisis para el punto A**

- Diámetro del eje:  $d=20\text{mm}$
- Momento flector resultante:  $Mf_R = \sqrt{35296,75^2 + 6164,75^2} = 35831,06 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Momento Torsor:  $Mt = 15440 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} = 45,63 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 45,63 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 22,81 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 22,81 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 9,83 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 9,83 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 4,92 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{ta} = 4,92 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo (Ver Anexo B 1.1):

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,83$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo flector:  $k_{tf} = 1,72$
- Concentrador de esfuerzos para esfuerzo torsor:  $k_{tT} = 1,38$
- Factor de entalladura:  $\eta = 0,61$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_f = 1,44$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_t = 1,23$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo alternante para el esfuerzo normal dado por el momento flector y el esfuerzo cortante dado por el momento torsor. Para dicho propósito se utilizará las ecuaciones (A-52) y (A-53).

$$\sigma_{fa'} = \frac{\beta f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 50,56 \text{ MPa} \quad (\text{A-52})$$

$$\tau_{ta'} = \frac{\beta t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 9,31 \text{ MPa} \quad (\text{A-53})$$

Por lo tanto, ahora se procederá a calcular los esfuerzos equivalentes del esfuerzo normal alternante y medio con las ecuaciones (A-54) y (A-55):

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3 \cdot \tau_{ta'}^2} = 52,78 \text{ MPa} \quad (\text{A-54})$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 24,34 \text{ MPa} \quad (\text{A-55})$$

Donde el factor de seguridad se calcula con la ecuación (A-42) y se sabe que el material de este eje es AISI 1045 ( $\sigma_B = 370 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{Alt} = 190 \text{ MPa}$ ), obteniéndose:

$$FS = 3,08$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2.

### Análisis para el punto B

- Diámetro del eje:  $d=20\text{mm}$
- Momento flector Resultante:  $Mf_R = \sqrt{30003,75^2 + 30886,25^2} = 43060,25 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- Momento Torsor:  $Mt = 15440 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} = 54,83 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 54,83 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 27,42 \text{ MPa}$



- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 27,42 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 9,83 \text{ N. mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor :  $\tau_{ts} = 9,83 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 4,92 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{as} = 4,92 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo (Ver Anexo B 1.1):

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,83$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$

Por no haber cambios de sección

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_f = 1$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_t = 1$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo normal alternante debido al momento flector y el esfuerzo cortante debido al momento torsor. Para dicho propósito se utilizarán las ecuaciones (A-56) y (A-57) .

$$\sigma_{fa}' = \frac{\beta_f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 42,18 \text{ MPa} \quad (\text{A-56})$$

$$\tau_{ta}' = \frac{\beta_t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 7,57 \text{ MPa} \quad (\text{A-57})$$

Por lo tanto, ahora procederemos a calcular los esfuerzos equivalentes alternante y medio con las ecuaciones (A-58) y (A-59) respectivamente:

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3 \cdot \tau_{ta'}^2} = 44,17 \text{ MPa} \tag{A-58}$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 23,55 \text{ MPa} \tag{A-59}$$

Donde el factor de seguridad se calcula con la ecuación (A-42) y se sabe que el material de este eje es AISI 1045 ( $\sigma_B = 370 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{Alt} = 190 \text{ MPa}$ ), obteniéndose:

$$FS = 3,57$$

Por lo tanto se cumple con la sollicitación que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2.

### ANEXO A 3.28 ANÁLISIS DE LOS CASOS DE FUNCIONAMIENTO DEL EJE MOTRIZ DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

**CASO 1: Análisis cuando el remolque se soporta en cuatro llantas y transmite potencia por medio de las dos llantas delanteras.**

De acuerdo a la Figura A.34, para calcular las fuerzas en los apoyos de las llantas, se realizará la sumatoria de momentos respecto al eje X-X (ecuación (A-60)), el cual pasa por el centroide del remolque, donde:

$$d_1 = 418,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 41,5 \text{ mm}$$

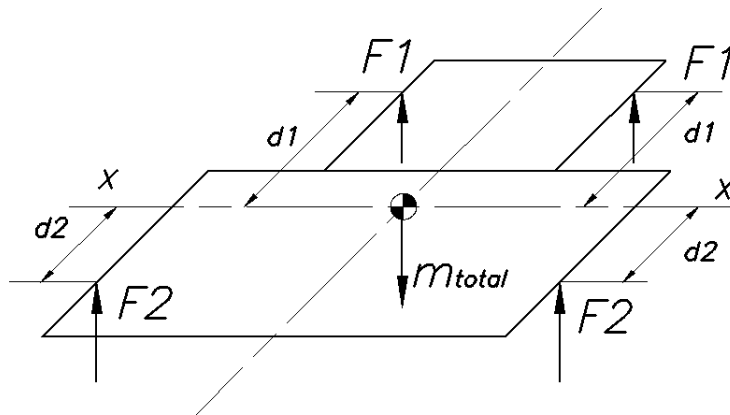


Figura A.34: Fuerzas en las llantas del remolque en el caso 1

Al plantear las ecuaciones de equilibrio (A-60) y (A-61) se obtiene:

$$\sum M_{x-x} = 0 : 2 \cdot d1 \cdot F1 = 2 \cdot d2 \cdot F2 \tag{A-60}$$

$$F1 = 0,0992 \cdot F2$$

$$\sum F_V = 0 : 2 \cdot F_1 + 2 \cdot F_2 = 3000N \tag{A-61}$$

$$F_2 = 1364,63 N$$

$$F_1 = 135,37 N$$

Donde la fuerza  $F_2$  es la actuante sobre el eje motriz analizado y la fuerza  $F_1$  es la que actúa en las llantas traseras. A continuación, en la Figura A.35 se muestra el DCL del eje motriz con las fuerzas a calcular.

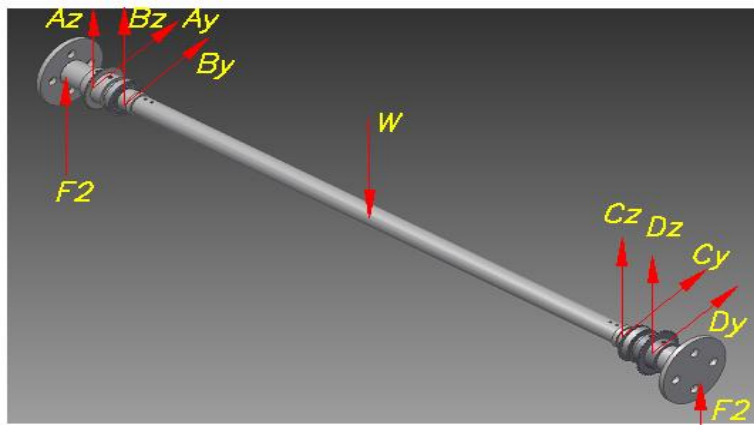


Figura A.35: DCL del eje motriz cuando las 4 llantas se encuentren apoyadas sobre el terreno

Donde las reacciones  $A_z$ ,  $A_y$ ,  $D_z$  y  $D_y$ , pertenecen a las reacciones ocasionadas por la transmisión de la cadena, las cuales ya se conocen sus valores del acápite 3.13 y cuyos valores son los siguientes:

$$A_z = D_z = 441,45 N$$

$$A_y = D_y = 77,05 N$$

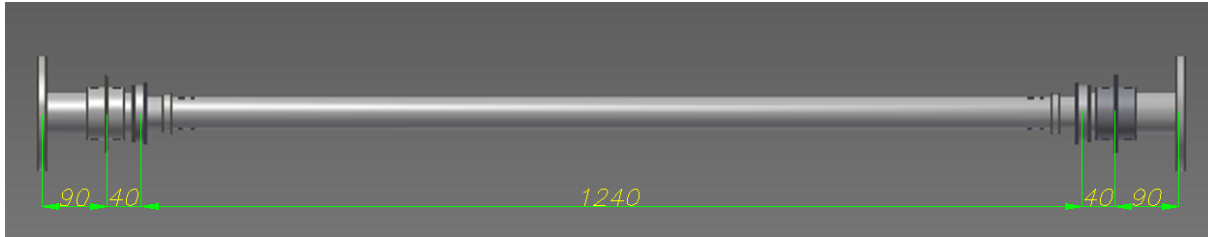


Figura A. 36: Dimensiones principales del eje motriz

Planteando las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_z = 0 : Az + Bz + Cz + Dz + 2 \cdot F_2 - w_{eje} = 0 \quad (\text{A-62})$$

$$\sum F_y = 0 : Ay + By + Cy + Dy = 0 \quad (\text{A-63})$$

$$\sum M_{A-v} = 0 : 90 \cdot Az + 130 \cdot Bz + 1370 \cdot Cz + 1410 \cdot Dz + 1500 \cdot F_2 - 750 \cdot w_{eje} = 0 \quad (\text{A-64})$$

$$\sum M_{A-h} = 0 : 90 \cdot Ay + 130 \cdot By + 1370 \cdot Cy + 1410 \cdot Dy = 0 \quad (\text{A-65})$$

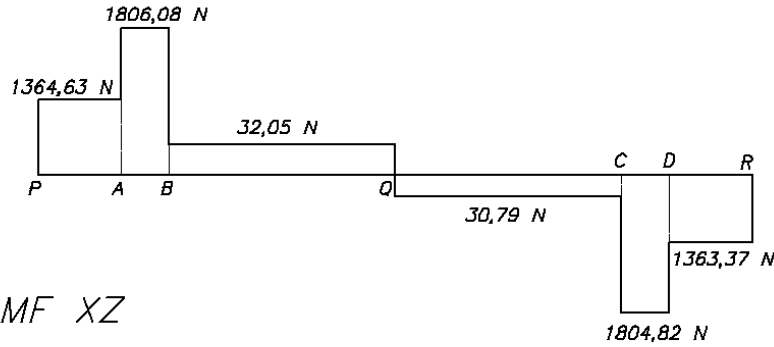
Con las ecuaciones (A-62), (A-63), (A-64) y (A-65) se obtienen los siguientes valores de las reacciones:

$$Bz = Cz = -1774,03 \text{ N}$$

$$By = Cy = -77,05 \text{ N}$$

A continuación se muestra el diagrama de fuerzas internas

DFC XZ



DMF XZ

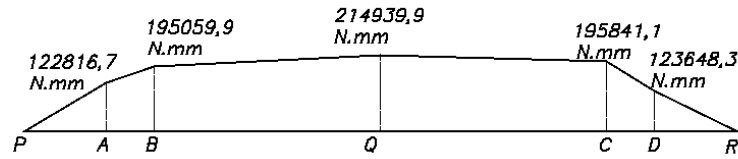
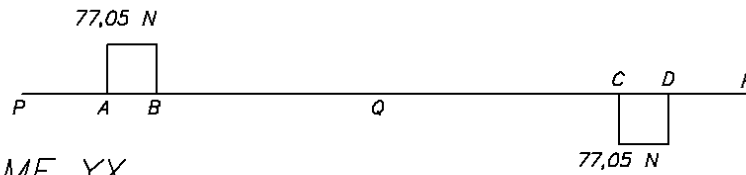


Figura A.37: Diagrama de fuerzas internas del eje motriz para el plano XZ

DFC YX



DMF YX

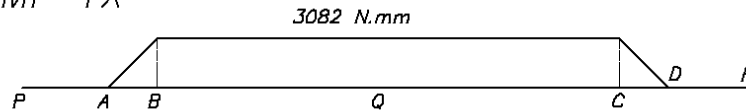


Figura A.38: Diagrama de fuerzas internas del eje motriz para el plano YX

DMT

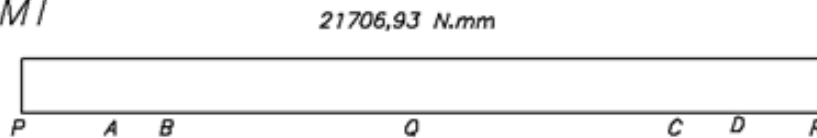


Figura A.39: Diagrama del momento torsor en el eje motriz

Como se observa de la Figura A.37, Figura A.38 y Figura A.39, el punto Q (centro del eje motriz) es el que se encuentra sometido a más fuerzas internas, por lo que este punto será el analizado.

En dicho punto Q a analizar, el eje está compuesto por un tubo, el cual tiene las siguientes características:

- $\varnothing_e = 42,2 \text{ mm}$ .  $r_e = 21,1 \text{ mm}$ .
- $\varnothing_i = 32,5 \text{ mm}$ .  $r_i = 16,25 \text{ mm}$ .
- Momento de inercia  $I = 100910,26 \text{ mm}^4$ .
- Momento de Inercia polar:  $J = 201820,53 \text{ mm}^4$ .

Con dichas características, se procede a calcular el esfuerzo normal causado por el momento flector y el esfuerzo cortante causado por el momento torsor, ambos actuando en el tubo.

- Momento flector Resultante:  $Mf_R = \sqrt{214939,9^2 + 3082^2} = 214961,99 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Momento Torsor:  $Mt = 21706,93 \text{ N}\cdot\text{mm}$

### Verificación Por Fatiga

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{Mf \cdot r_e}{I} = 44,95 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 44,95 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 22,48 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento flector:  $\sigma_{fa} = 22,48 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{Mt \cdot r_e}{J} = 2,27 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 2,27 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 1,14 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{ta} = 1,14 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo (Anexo B 1.1):

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,75$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$

Por no haber cambios de sección

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_f = 1$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_t = 1$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo alternante normal ( $\sigma_{fa}'$ ) debido al momento flector y el esfuerzo cortante alternante ( $\tau_{ta}'$ ) causado por el esfuerzo torsor con las ecuaciones (A-66) y (A-67).

$$\sigma_{fa}' = \frac{\beta_f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 38,37 \text{ MPa} \quad (\text{A-66})$$

$$\tau_{ta}' = \frac{\beta_t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 3,87 \text{ MPa} \quad (\text{A-67})$$

Por lo tanto, ahora procederemos a calcular los esfuerzos normal y cortante equivalentes.

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa}'^2 + 3 \cdot \tau_{ta}'^2} = 38,95 \text{ MPa} \quad (\text{A-68})$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 22,56 \text{ MPa} \quad (\text{A-69})$$

Donde el factor de seguridad se calcula con la ecuación (A-42) y se sabe que el material de este eje es ASTM A53 ( $\sigma_B = 370 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{Alt} = 190 \text{ MPa}$ ), obteniéndose:

$$FS = 3,98$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2, y este eje tubular trabajará sin problemas.

### Verificación Por Fluencia

Para este análisis se utilizarán los valores de los esfuerzos máximos, tanto esfuerzos normales como cortantes y se reemplazarán en la ecuación (A-70).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 \cdot \tau_{ts}^2} = 45,12 \text{ MPa} \quad (\text{A-70})$$

El material de este eje es ASTM A 53 y su esfuerzo a la fluencia ( $\sigma_F$ ) es de 200 MPa. Por lo que se obtiene el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 4,43 \quad (\text{A-71})$$

Por lo tanto se cumple con la sollicitación que el factor de seguridad en fluencia sea mayor a 2 y de esta manera se asegura el correcto funcionamiento de este eje motriz.

### **CASO 2: Análisis cuando el remolque se soporta en dos llantas y transmite potencia por medio de una llanta delantera.**

Para este caso se realizará el mismo análisis que el caso 1, por lo que se realizará la sumatoria de momentos respecto al eje X-X, donde:

$$d_1 = 418,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 41,5 \text{ mm}$$

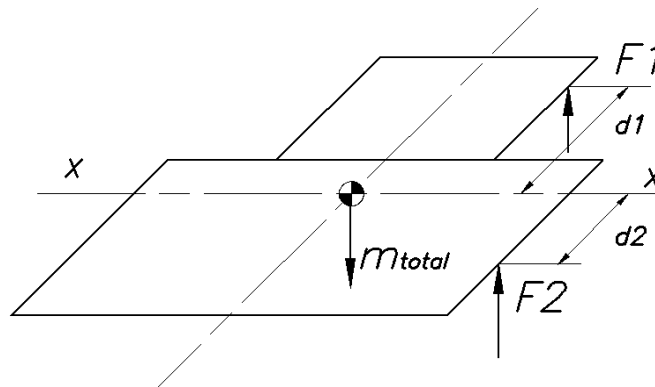


Figura A.40: Fuerzas en las llantas del remolque en el caso 2



$$\sum M_{x-x} = 0 : 2 \cdot d_1 \cdot F_1 = 2 \cdot d_2 \cdot F_2 \quad (\text{A-72})$$

$$F_1 = 0,0992 \cdot F_2$$

$$\sum F_V = 0 : F_1 + F_2 = 3000N \quad (\text{A-73})$$

Con las ecuaciones

(A-72) y (A-73) se obtiene como resultado:

$$F_2 = 2729,26 N$$

$$F_1 = 270,74 N$$

Donde la fuerza  $F_2$  es la actuante sobre el eje motriz analizado (en una de sus dos llantas). A continuación, en la Figura A.41 se muestra el DCL del eje motriz con las fuerzas a calcular.

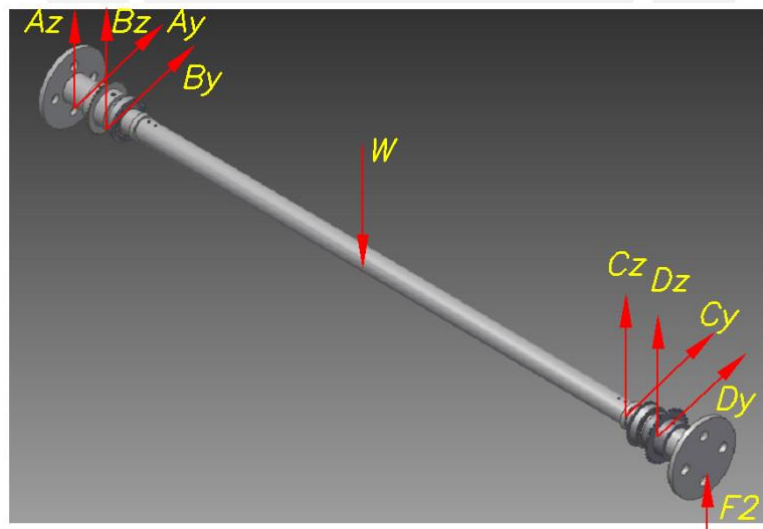


Figura A.41: DCL del eje motriz para el caso 2

El procedimiento a realizar en esta parte es similar al realizado en el caso anterior. Por lo que solo se mostrarán las ecuaciones utilizadas y los resultados obtenidos

$$A_z = D_z = 441,45 \text{ N}$$

$$A_y = D_y = 77,05 \text{ N}$$

Planteando las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_z = 0 : A_z + B_z + C_z + D_z + F_2 - w_{eje} = 0 \quad (\text{A-74})$$

$$\sum F_y = 0 : A_y + B_y + C_y + D_y = 0 \quad (\text{A-75})$$

$$\sum M_{A-v} = 0 : 90 \cdot A_z + 130 \cdot B_z + 1370 \cdot C_z + 1410 \cdot D_z + 1500 \cdot F_2 - 750 \cdot w_{eje} = 0 \quad (\text{A-76})$$

$$\sum M_{A-h} = 0 : 90 \cdot A_y + 130 \cdot B_y + 1370 \cdot C_y + 1410 \cdot D_y = 0 \quad (\text{A-77})$$

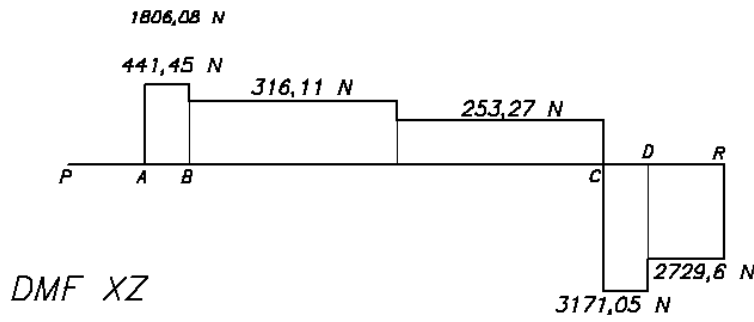
Con las ecuaciones (A-74), (A-75), (A-76) y (A-77) se obtiene los siguientes resultados para las reacciones:

$$B_z = -125,34 \quad ; \quad C_z = -3424,32 \text{ N}$$

$$B_y = -77,05 \quad ; \quad C_y = -77,05 \text{ N}$$

A continuación, en la Figura A.42, Figura A.43 y Figura A.44 se muestran los diagramas de fuerzas internas para este eje motriz

DFC XZ



DMF XZ

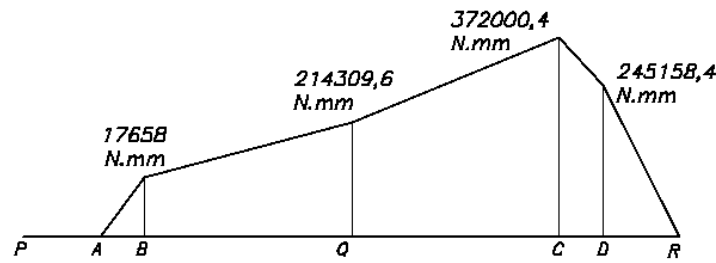
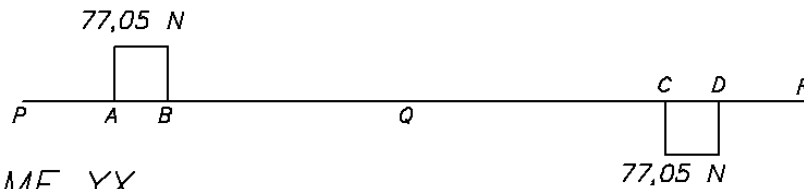


Figura A.42: Diagramas de fuerzas internas en el plano XZ

DFC YX



DMF YX

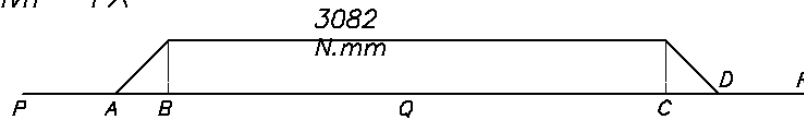


Figura A.43: Diagramas de fuerzas internas para el plano YX

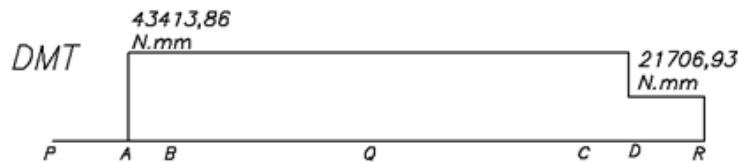


Figura A.44: Diagrama de momento torsor

Al igual que en el caso anterior, el punto C es el que se encuentra más cargado por fuerzas internas, por lo que este punto será el punto del análisis. Para este punto C se tiene lo siguiente:

- Momento flector Resultante:  $Mf_R = \sqrt{372000,4^2 + 3082^2} = 372013,17 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Momento Torsor:  $Mt = 43413,86 \text{ N}\cdot\text{mm}$

### Verificación Por Fatiga

Para el momento flector:

- Esfuerzo debido al momento flector  $\sigma_f = \frac{Mf \cdot re}{I} = 77,78 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento flector:  $\sigma_{fs} = 77,78 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento flector:  $\sigma_{fi} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento flector:  $\sigma_{fm} = 38,89 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante al momento flector:  $\sigma_{fa} = 38,89 \text{ MPa}$

Para el momento torsor:

- Esfuerzo debido al momento torsor  $\tau_T = \frac{Mt \cdot re}{J} = 4,54 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Esfuerzo superior debido al momento torsor:  $\tau_{ts} = 4,54 \text{ MPa}$
- Esfuerzo inferior debido al momento torsor:  $\tau_{ti} = 0 \text{ MPa}$ .
- Esfuerzo medio debido al momento torsor:  $\tau_{tm} = 2,27 \text{ MPa}$
- Esfuerzo alternante debido al momento torsor:  $\tau_{as} = 2,27 \text{ MPa}$

Para este eje se tienen los siguientes concentradores de esfuerzo (Anexo B 1.1):

- Concentrador de superficie:  $C_s = 0,9$
- Concentrador de tamaño:  $C_{tam} = 0,75$
- Concentrador de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Concentrador de carga:  $C_c = 1$
- Concentrador de confiabilidad al 95%:  $C_{conf} = 0,868$

Por no haber cambios de sección

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta_f = 1$

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos a flexión:  $\beta t = 1$

Posteriormente se procederá a calcular el valor del esfuerzo normal alternante y el esfuerzo cortante alternante con las ecuaciones (A-78) y (A-79).

$$\sigma_{fa'} = \frac{\beta f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} = 66,38 \text{ MPa} \quad (\text{A-78})$$

$$\tau_{ta'} = \frac{\beta t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} = 3,87 \text{ MPa} \quad (\text{A-79})$$

Por lo tanto, ahora procederemos a calcular el esfuerzo normal y cortante equivalentes.

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3 \cdot \tau_{ta'}^2} = 66,71 \text{ MPa} \quad (\text{A-80})$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 39,08 \text{ MPa} \quad (\text{A-81})$$

Donde el factor de seguridad se calcula con la ecuación (A-42) y se sabe que el material de este eje tubular es ASTM A56 ( $\sigma_B = 370 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{Alt} = 190 \text{ MPa}$ ), obteniéndose:

$$FS = 2,32$$

### Verificación de falla por fluencia

Para este análisis se utilizarán los valores de los esfuerzos máximos, tanto de esfuerzos normales como cortantes que se calcularon anteriormente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{fS}^2 + 3 \cdot \tau_{tS}^2} = 78,17 \text{ MPa} \quad (\text{A-82})$$

Debido a que el material es ASTM A56 y su esfuerzo de fluencia " $\sigma_F$ " es 200 MPa, se obtiene el factor de seguridad

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 2,56$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fluencia sea mayor a 2 y este eje funcionará correctamente cuando solamente se encuentre apoyado por dos (2) de sus cuatro (4) ruedas.

### ANEXO A 3.29 ANÁLISIS POR RESISTENCIA DE LA BARRA PORTACUCHILLAS

Para establecer las fuerzas que actúan sobre la barra, es necesario conocer las fuerzas que se ejercerán en la cuchilla, ya que por efectos de acción y reacción serán las mismas en la barra portacuchillas.

#### a. Análisis de fuerzas sobre la cuchilla

La fuerza de corte es perpendicular al filo de la cuchilla, por lo que actúa como se muestra en la Figura A.45

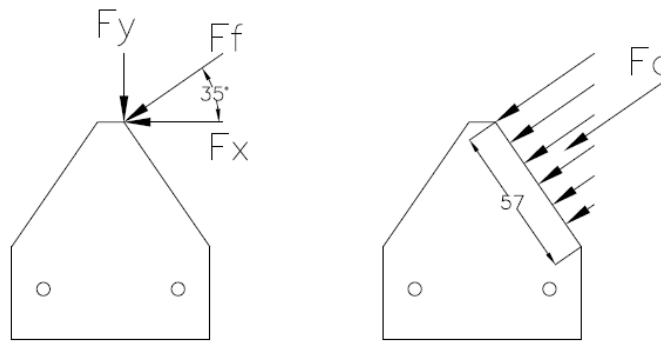


Figura A.45: DCL de la cuchilla

Donde:

$F_x = F_{\text{corte}}$  = Fuerza en dirección x (fuerza obtenida de ensayo)

$F_y$  = Fuerza en dirección "y".

$F_f$  = Fuerza aplicada en el filo de la cuchilla.

$F_c$  = Fuerza concentrada en el filo de corte.

La fuerza de corte en sentido horizontal ( $F_x$ ), se asumirá como si fuera una fuerza distribuida. Por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$F_x = 15 \text{ kgf}$$

$$F_f = \frac{F_x}{\cos(35)} * \frac{2}{57} = 0,64 \text{ kgf/mm.}$$

$$F_y = F_x \cdot \tan(35)$$

$$F_y = 10,51 \text{ kgf}$$

$$F_c = \frac{1}{2} \cdot F_f \cdot 57$$

$$F_c = 18,24 \text{ kgf.}$$

La fuerza que se encuentra concentrada en el filo será aplicada a la cuchilla como se muestra en la Figura A.46:

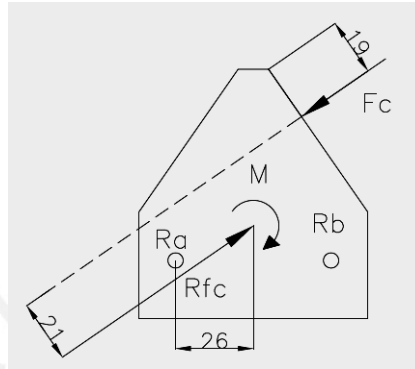


Figura A.46: Fuerzas actuantes en la cuchilla

Por acción y reacción, se tiene que:

$$R_{fc} = 18,24 \text{ kgf.}$$

Debido a que la fuerza  $F_c$ , no pasa por el centroide de la cuchilla, lo que causará un momento debido a su excentricidad, el cual es:

$$M = F_c \cdot d = 18,24 \cdot 21 \text{ kgf} - \text{mm} \tag{A-83}$$

Donde:

d: distancia entre la fuerza  $F_c$  y el centroide de la cuchilla = 21mm.

$$M = 383,04 \text{ kgf} - \text{mm}$$

De acuerdo a la fuerza  $R_{fc}$ , cada perno está resistiendo un esfuerzo cortante:

$$F_{cortante} = \frac{18,24 \text{ kgf}}{2 \text{ pernos}} \tag{A-84}$$

$$F_{cortante} = 9,12 \text{ kgf}$$

Aparte, el momento causa un esfuerzo cortante en cada perno, siendo la fuerza cortante calculada de acuerdo a la ecuación (A-85) siguiente:

$$F_{momento} = \frac{M}{2 \cdot r_B} \quad (A-85)$$

$$F_{momento} = 7,36 \text{ kgf}$$

Por lo tanto, sumando vectorialmente los resultados de las ecuaciones (A-84) y (A-85), se obtiene la fuerza cortante total que soporta cada perno, la cual es igual a:

$$Fr' = 11,72 \text{ kgf.}$$

### b. Cálculo del factor de seguridad a fatiga de la barra portacuchillas

Por el efecto de acción-reacción, la fuerza sobre cada perno también tendrá efecto en la barra portacuchilla. A continuación, en la Figura A.47 se muestra la acción de la fuerza  $Fr'$  sobre una parte de la barra portacuchillas.

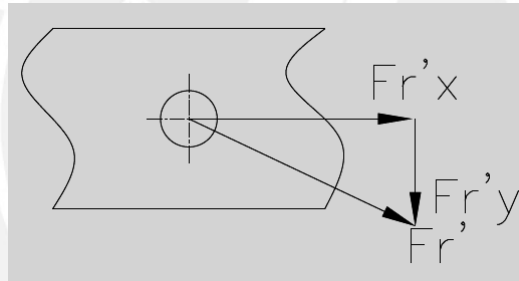


Figura A.47: DCL de una sección de la barra portacuchillas

Donde:

$$Fr'_x = 11,72 * \cos(19) = 11,08 \text{ kgf.}$$

$$Fr'_y = 11,72 * \text{sen}(19) = 3,82 \text{ kgf.}$$

La barra tiene las siguientes dimensiones:

- Peralte: 3 mm.
- Ancho: 16 mm.
- Largo: 1400 mm.
- Diámetro de agujeros pasantes: 5.5mm.

Por lo tanto, el área crítica será donde se encuentre el agujero pasante



$$A_{critica,x} = 3 \times 16 - \frac{\pi x (5.5)^2}{4} = 24,24 \text{ mm}^2$$

$$A_{critica,y} = 24 \times 3 - \frac{\pi x (5.5)^2}{4} = 48,24 \text{ mm}^2$$

En la dirección "X", la fuerza es alternante, pero con un esfuerzo medio igual a cero, por lo que los valores máximos y mínimo de los esfuerzos son de igual magnitud pero en distinto sentido.

A continuación se muestran los valores de los esfuerzos normales máximos y mínimos:

Para la dirección X y utilizando la ecuación (A-86) se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{Fr'_x * g}{A_{critica,x}} = \frac{11,08 \times 9,81}{24,24} = 4,48 \text{ MPa} \quad (\text{A-86})$$

$$\sigma_{x,max} = 4,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x,min} = -4,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x,a} = 4,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x,m} = 0 \text{ MPa}$$

Para la dirección "Y" y utilizando la ecuación (A-87) :

$$\sigma_y = \frac{Fr'_y * g}{A_{critica,y}} = \frac{3,82 \times 9,81}{48,24} = 0,78 \text{ MPa} \quad (\text{A-87})$$

$$\sigma_{y,max} = 0,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{y,min} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{y,a} = 0,39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{y,m} = 0,39 \text{ MPa}$$

De acuerdo a los factores de fatiga (Ver Anexo B 1.1):

- Factor de superficie:  $c_{sup} = 0,78$
- Factor de tamaño:  $c_{tam} = 0,987$
- Factor de carga:  $c_c = 1$

- Factor de temperatura:  $c_{temp} = 1$
- Concentrador de esfuerzos:  $k_t = 2,232$
- Factor de entalladura:  $\eta = 0,56$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos:  $\beta = 1,69$

Por lo tanto, estas constantes de los concentradores afectarán al esfuerzo normal alternante, los cuales son:

$$\sigma_{x,a'} = 9,84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{y,a'} = 0,86 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, ahora se procederá a calcular los esfuerzos normales equivalentes:

$$\sigma_{aeq} = 9,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{meq} = 0,39 \text{ MPa}$$

Con los valores equivalentes calcularemos el factor de seguridad:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{meq}}{700} + \frac{\sigma_{aeq}}{370}} \quad (\text{A-88})$$

$$FS = 36,68$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2. Este factor de seguridad es demasiado alto debido a que las cargas sobre una cuchilla son relativamente bajas.

### **ANEXO A 3.30 CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA QUE EL REMOLQUE INICIE SU MOVIMIENTO**

Como se mencionó anteriormente, el eje que se encuentra en las llantas delanteras transmite la potencia necesaria para el mecanismo de alimentación, por lo tanto se requiere que las llantas delanteras trabajen en rodadura pura, ya que en caso de deslizar, el mecanismo de alimentación no funcionará correctamente. Para que las llantas se encuentren en rodadura pura, habrá un rango para la fuerza de empuje ( $F_e$ ) que se aplicará al remolque para que este

avance. El caso crítico a analizar será cuando el tractor jale al remolque sobre un terreno inclinado. Del acápite 3.14 y del Anexo A 1.1 se tienen los siguientes datos.

- Inclinación de los terrenos:  $\alpha = 20^\circ - 30^\circ$
- Peso total del remolque:  $M * g = 3200 \text{ N}$
- Coeficiente de fricción entre caucho y tierra  $\mu = 0,75$

Las dimensiones importantes para el cálculo de la fuerza de empuje son las siguientes (ver Figura A.48):

- Altura del centro de gravedad del remolque:  $h1 = 305 \text{ mm}$
- Distancia desde  $h1$  hasta el punto de aplicación de la fuerza de empuje  $F_e$ :  $h2 = 162,5 \text{ mm}$
- Distancia  $d2 = 41,5 \text{ mm}$
- Distancia  $d1 = 418,5 \text{ mm}$

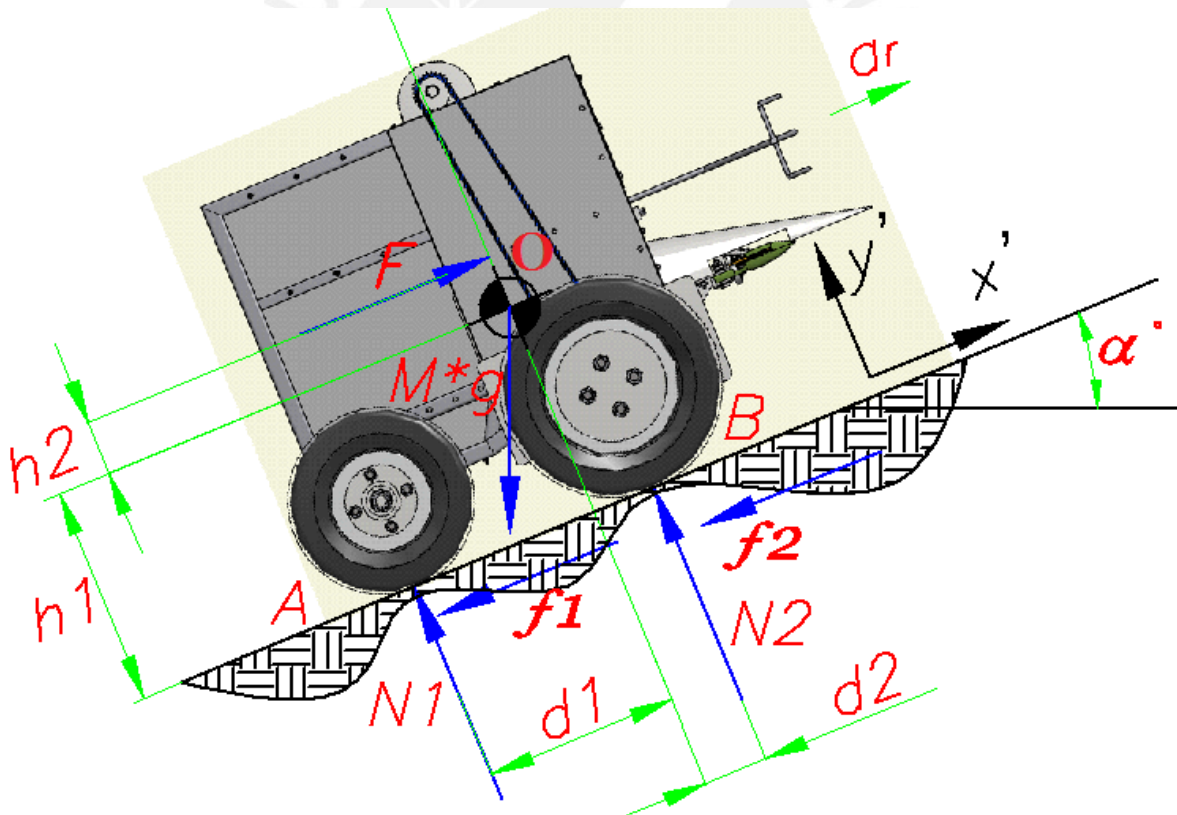


Figura A.48: DCL del remolque

En el primer instante en que el remolque es jalado habrá una aceleración  $a_r$  en el eje  $x'$  y solo habrá movimiento en este sentido, es decir tampoco no habrá rotación del remolque (aceleración angular igual a cero). Asumiendo a todo el conjunto del remolque como un sólido rígido, se puede concluir que todos los puntos del remolque van a tener la misma aceleración. A continuación se plantearán las ecuaciones de D'Alembert para el remolque:

$$\sum F_{x'} = F - Mg * \text{sen}\alpha - f_1 - f_2 = M * a_r \tag{A-89}$$

$$\sum F_{y'} = -Mg * \text{cos}\alpha - N_1 - N_2 = 0 \tag{A-90}$$

$$\sum M_o = F * h_2 - N_2 * d_2 + N_1 * d_1 + f_1 * h_1 + f_2 * h_1 = 0 \tag{A-91}$$

Para verificar que la rueda gire, se realizará el DCL para la rueda, y se graficarán los momentos que harían que esta girara. Para que suceda rodadura pura en la llanta se necesita garantizar la ecuación (A-92).

$$a_{ll} = \ddot{\theta} * r \tag{A-92}$$

Donde:

- $\ddot{\theta}$ = aceleración angular
- $a_{ll}$ = aceleración de la llanta
- $r$ = radio de la llanta

Se realiza el DCL de la rueda (ver Figura A.49)

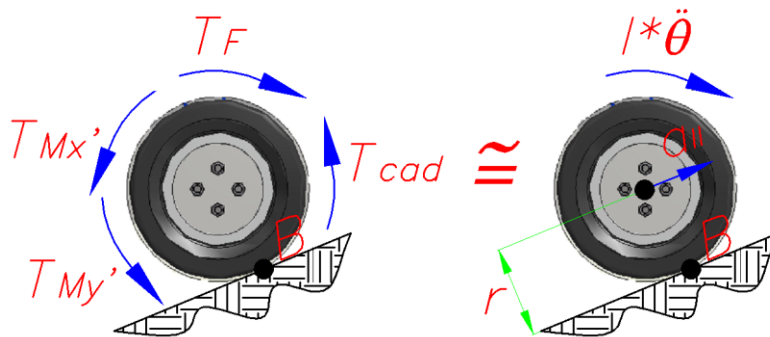


Figura A.49: DCL de la llanta

Se sabe que:

- Radio de la rueda:  $r = 200\text{mm}$ .
- Momento de inercia de la llanta:  $I = 0,096 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Peso de la llanta:  $m = 10,92 \text{ kg}$ .
- $T_{cad} =$  Momento torsor necesario para la transmisión en la cadena ( ver Anexo A 3.28)
- $T_F =$  Momento torsor causado por la fuerza de empuje  $F$  (ver Figura A.48).
- $T_{Mx'} =$  Momento torsor sobre la rueda causado por la componente del peso en el eje  $x'$ .
- $T_{My'} =$  Momento torsor sobre la rueda causado por la componente del peso en el eje  $y'$ .
- $\ddot{\theta} =$  aceleración angular de la rueda.

Donde:

- $T_{cad} = 43,4 \text{ N}\cdot\text{m}$  (ver Anexo A 3.28 - caso 2)
- $T_F = F * (h_2 + h_1 - r)$  (ver Figura A.48).
- $T_{Mx'} = Mg * \text{sen}\alpha * (h_1 - r)$ . (ver Figura A.48).
- $T_{My'} = Mg * \text{cos}\alpha * d_2$  . (ver Figura A.48).

Posteriormente se planteará la ecuación de D'Alembert que involucra los momentos torsores con la aceleración angular de acuerdo al DCL de la llanta (ver Figura A.49).

$$\sum M_B: T_F - T_{cad} - T_{My'} - T_{Mx'} = I * \ddot{\theta} + r * m * a_{ll} \quad (\text{A-93})$$

Para que suceda rodadura se debe de cumplir que:

$$f_1 \leq \mu * N_1 \quad (\text{A-94})$$

$$f_2 \leq \mu * N_2 \quad (\text{A-95})$$

De las ecuaciones (A-89), (A-90), (A-91), (A-92), (A-93), (A-94) y (A-95) se obtiene:

$$\ddot{\theta} = 10,57 \text{ rad/s}^2$$

$$F \leq 2773,05 \text{ N} \approx 2775 \text{ N}$$

Por lo tanto será necesario aplicar como máximo una fuerza de 2775 N para que el remolque pueda avanzar bajo la condición de que sus llantas realicen rodadura pura.

### **ANEXO A 3.31 VERIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA PUENTE**

La estructura puente en esta máquina es la que une la estructura del remolque con la estructura que se engancha al tractor, para que de esta manera se puede transmitir la tracción del tractor al remolque. De acuerdo a lo calculado en el Anexo A 3.30, se sabe que la fuerza máxima que se debe aplicar al remolque para que avance sin problemas es de 2775 N (bajo la condición que sus llantas se encuentren en rodadura pura), por lo tanto con dicha fuerza se trabajará para realizar la verificación de la estructura puente. La estructura a verificar está compuesta por perfiles estructurales cuadrados dispuestos como se muestra en la Figura A.50.

Para la verificación de la estructura puente se asumirá lo siguiente:

- La estructura puente está conectada por un extremo al remolque y por el otro a la estructura de enganche al tractor, siendo este extremo por donde se transmitirá la fuerza de empuje. Desde el instante en que el tractor comience a jalar la máquina, hasta que esta comience a moverse, habrá una fuerza que irá incrementando constantemente hasta que se inicie el movimiento. Debido a que el remolque no se va a mover hasta que se llegue a un valor máximo de fuerza, se asumirá al apoyo de la estructura en el remolque como un apoyo empotrado (en el instante en que el tractor comience a jalar de la estructura de enganche y el remolque no se mueva).
- La conexión de la estructura puente y la estructura de enganche al tractor es mediante pines, los cuales son pasantes a la estructura puente y su apoyo se encuentra soldado a un perfil cuadrado de la estructura de enganche. Por lo tanto la estructura puente será representada como se muestra en la Figura A.51.

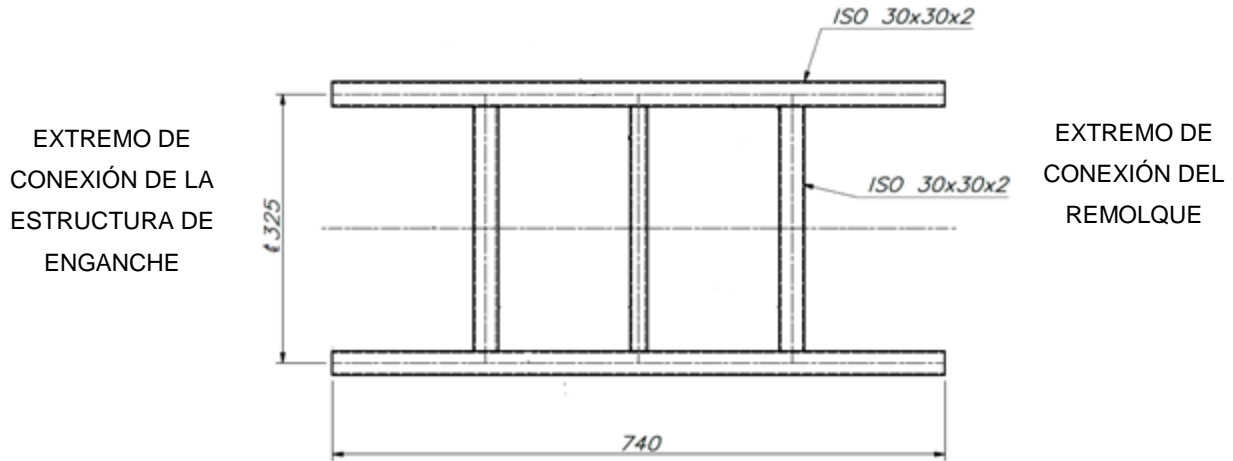


Figura A.50: Estructura puente

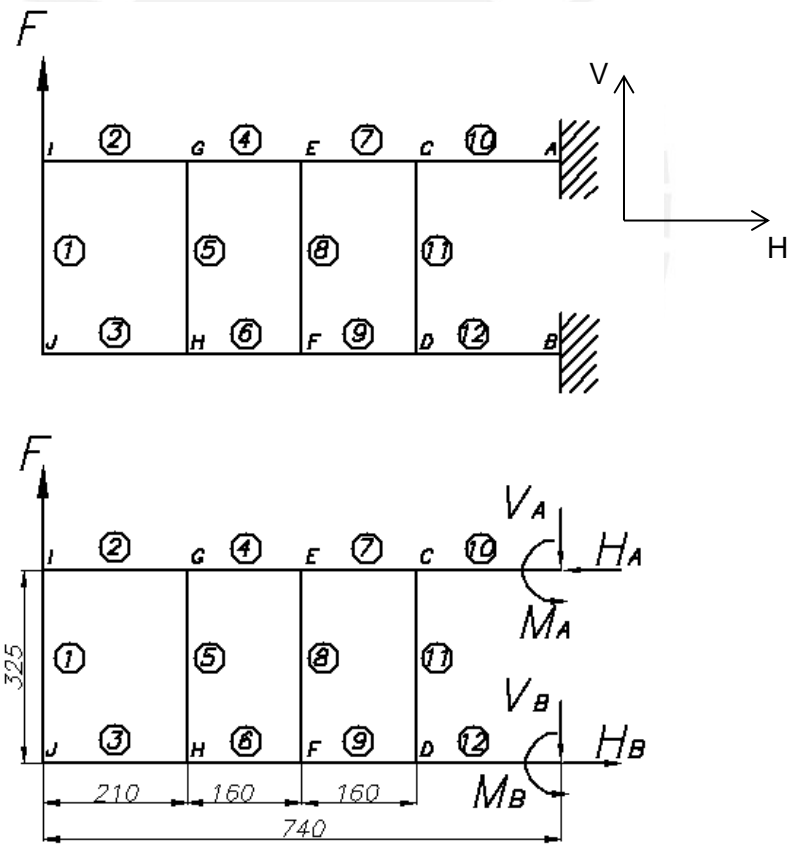


Figura A.51: Representación y DCL de la estructura Puente.

Para designar las fuerzas en los elementos se utilizará la designación  $F_j^i$ , donde F es la fuerza, sea vertical (V) o horizontal (H) del elemento i, que actúa en el nodo j.

Como se puede observar, la estructura puente (ver Figura A.51) está doblemente empotrada, por lo tanto es un sistema hiperestático. Para poder calcular las fuerzas internas en cada nodo de la estructura puente se plantean las siguientes aproximaciones [Medina, 2006]:

- Todas las reacciones de los apoyos que se encuentren en un mismo eje, tienen el mismo módulo, pero pueden ser de diferente sentido. Esto nos lleva a plantear la siguiente igualdad.

$$|V_A^{10}| = |V_B^{12}| \quad (A-96)$$

$$|H_A^{10}| = |H_A^{12}| \quad (A-97)$$

$$|M_A^{10}| = |M_B^{12}| \quad (A-98)$$

- Los momentos flectores en los extremos de un arriostre son iguales ( $M_C^{11} = M_D^{11}; M_E^8 = M_F^8; M_G^5 = M_H^5; M_I^1 = M_J^1$ )
- La fuerza sobre el extremo libre es  $F = 2775 \text{ N}$  (ver Figura A.51)

Para la verificación de la estructura puente se calculará cada fuerza que existe en los miembros para elegir al que está más cargado y posteriormente realizar su verificación.

De lo expuesto anteriormente se puede plantear las ecuaciones de equilibrio para el eje “V” (ver Figura A.51) con lo cual se obtiene:

$$|V_A^{10}| + |V_B^{12}| = F \quad (A-99)$$

De lo que se obtiene:

$$|V_A^{10}| = 1387,5 \text{ N} \quad ; \quad |V_B^{12}| = 1387,5 \text{ N}$$

Posteriormente se realizará el DCL del extremo BDFHJ (ver Figura A.52)

$$0 \quad 0 \quad 0$$



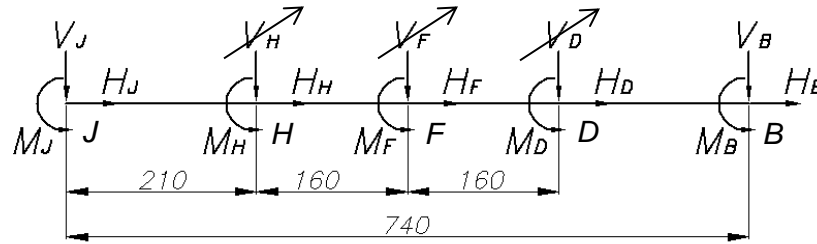


Figura A.52: DCL del miembro BDFHJ

También se realizará un DCL general, el cual se muestra en la Figura A.53. Con dicho DCL general se procederá a calcular las fuerzas en cada uno de los elementos:



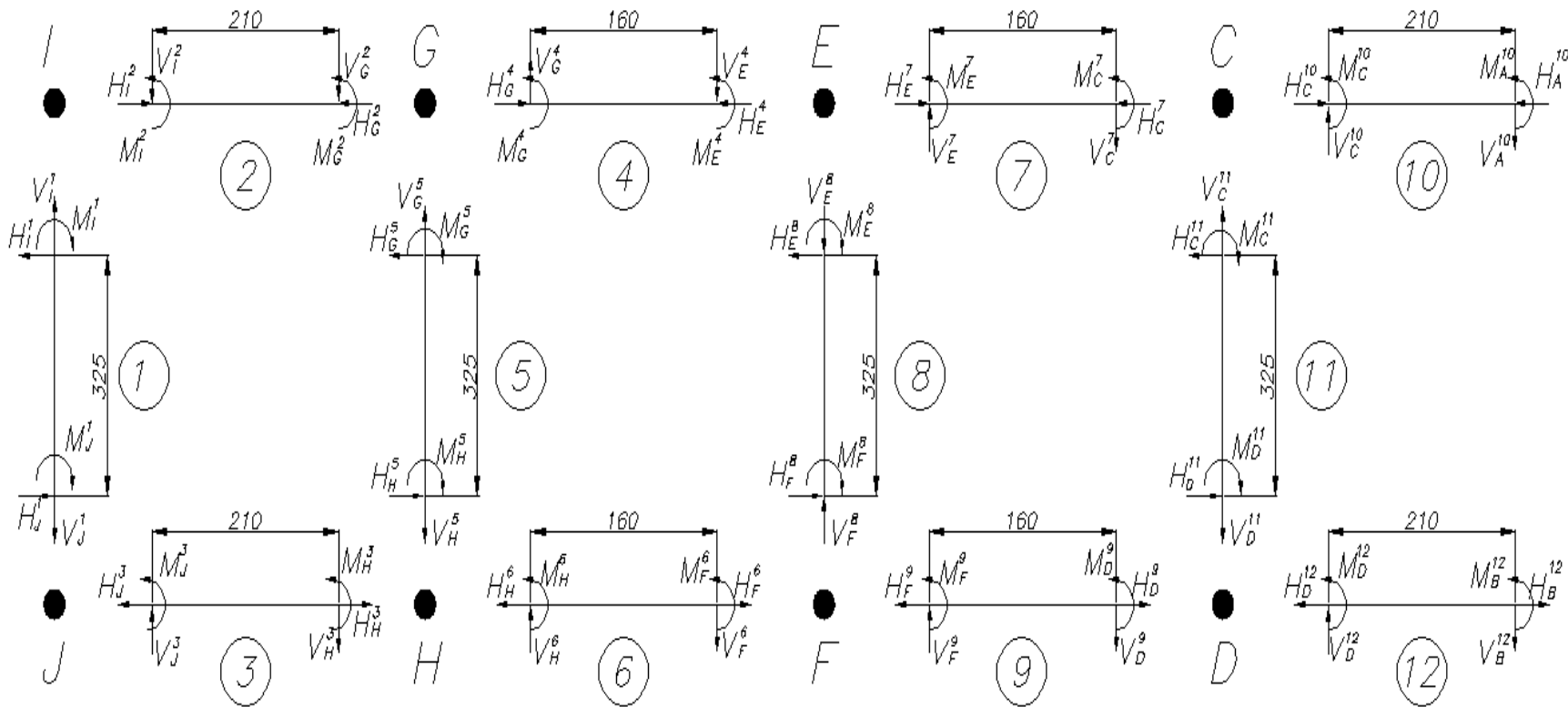


Figura A.53: DCL general de la estructura puente

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 1

Se propone que las fuerzas  $V_H^5, V_F^8$  y  $V_D^{11}$  son despreciables en comparación con la carga  $V_J^1$  y  $V_B^{12}$ , por ello solo estas dos últimas serán consideradas para el cálculo de la reacción vertical en el nodo B. [Medina, 2006].

Por lo tanto:

$$V_J^1 = V_J = 1387,5 \text{ N } (\uparrow)$$

$$V_B^{12} = V_B = 1387,5 \text{ N } (\downarrow)$$

Se debe de tener en cuenta que la fuerza  $V_J^1$  es una fuerza normal en tracción para el elemento 1 y de igual magnitud que  $V_I^1$  (ver Figura A.53).

La ecuación (A-100) nos permite calcular los momentos en los extremos del arriostre o elemento 1 [Medina, 2006].

$$M_I^1 = M_J^1 = \frac{4}{25} * \frac{(F * L_e)}{2} \quad (\text{A-100})$$

Donde:

- $F$  : fuerza en el extremo libre de la estructura = 2775 N
- $L_e$  : longitud desde el empotramiento hasta el extremo libre = 740mm.

$$M_I^1 = M_J^1 = 163,017 \text{ N.m (sentido horario)}$$

Por lo tanto, para que el elemento 1 se encuentre en equilibrio:

$$\sum M_J: M_I^1 + M_J^1 = H_J^1 * 0.325 \quad (\text{A-101})$$

$$H_J^1 = 1003,181 \text{ N}$$

Con las fuerzas calculadas se construye los diagramas de fuerzas internas que se muestran en la Figura A.54

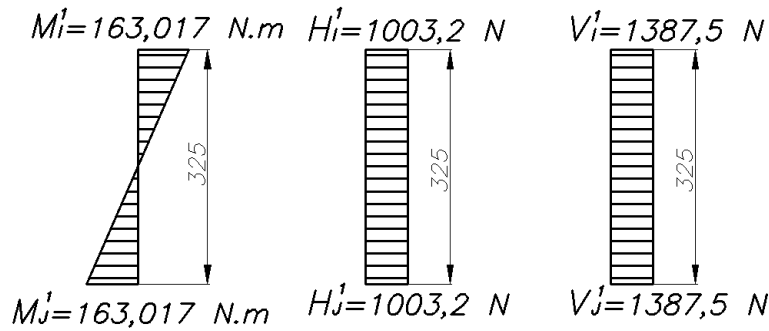


Figura A.54: Diagrama de fuerzas internas del elemento 1

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 3

Este elemento, al igual que el elemento 1, estará sometido a fuerzas cortantes, fuerzas normales y momentos flectores. De lo hallado anteriormente, se sabe que para el elemento 1 la fuerza  $V_j^1$  es una fuerza axial, sin embargo, para el elemento 3, esta fuerza causa un efecto cortante. De igual manera, la fuerza  $H_j^1$  es cortante para el elemento 1, mientras que para el elemento 3 causa un efecto de fuerza axial. Del análisis del elemento 1 se obtienen los siguientes datos:

- $H_j^1 = H_j^3 = 1003,181 \text{ N}$
- $V_j^1 = V_j^3 = 1387,5 \text{ N}$
- $M_j^1 = M_j^3 = 163,017 \text{ N.m}$

Posteriormente se procede a realizar las ecuaciones de equilibrio para este elemento.

$$\sum F_V: V_j^3 = V_H^3 \tag{A-102}$$

$$\sum F_H: H_j^3 = H_H^3 \tag{A-103}$$

$$\sum M_j: M_j^3 + M_H^3 = 0.21 * V_H^3 \tag{A-104}$$

De las ecuaciones (A-109), (A-110) y (A-111) se obtiene:

$$V_H^3 = 1387,5 \text{ N}$$

$$H_H^3 = 1003,181 \text{ N}$$

$$M_H^3 = 128,36 \text{ N.m}$$

Con las fuerzas calculadas se procede a realizar el diagrama de fuerzas internas para el elemento 3 (ver Figura A.55)

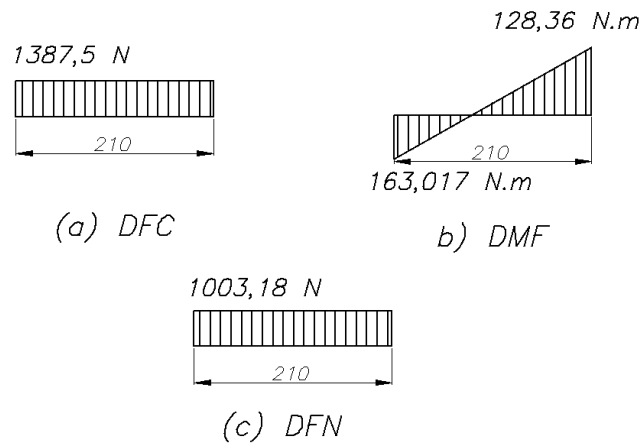


Figura A.55: Diagrama de fuerzas internas para el elemento 3

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 5

Como se mencionó anteriormente, se sabe que los momentos flectores  $M_G^5$  y  $M_H^5$  son iguales y se calcula de acuerdo a la ecuación (A-105).

$$M_G^5 = M_H^5 = \frac{176}{781} * \frac{(F * L_e)}{2} \tag{A-105}$$

Donde:

- $F$  : fuerza en el extremo libre de la estructura = 2775 N
- $L_e$  : longitud desde el empotramiento hasta el extremo libre = 740mm.

De la ecuación (A-105) se obtiene como resultado:

$$M_G^5 = M_H^5 = 231,58 \text{ N.m}$$

De acuerdo a lo explicado anteriormente ( $M_G^5 = M_H^5$ ) se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio para el elemento 5:

$$\sum F_V: V_G^5 = V_H^5 \quad (A-106)$$

$$\sum F_H: H_G^5 = H_H^5 \quad (A-107)$$

$$\sum M_H: M_G^5 + M_H^5 = 0.325 * H_G^5 \quad (A-108)$$

De las ecuaciones (A-106), (A-107) y (A-108) se obtiene:

$$H_H^5 = H_G^5 = 1425,11 \text{ N}$$

En la Figura A.56 se muestran los diagramas de fuerzas internas para el elemento 5 (se desprecia las fuerzas normales)

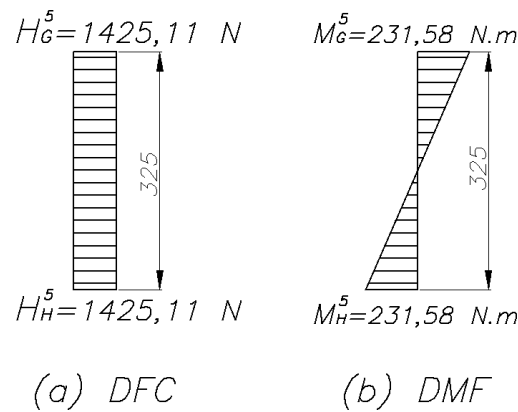


Figura A.56: Diagrama de fuerzas internas para el elemento 5

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 6

Asimismo, para calcular las fuerzas en el elemento 6 es necesario realizar un balance de fuerzas y momentos en el nodo H. De acuerdo a la Figura A.53 se puede plantear las siguientes ecuaciones de equilibrio para el nodo H.

$$\sum F_V: V_H^5 + V_H^3 = V_H^6 \quad (A-109)$$

$$\sum F_H: H_H^5 + H_H^3 = H_H^6 \quad (A-110)$$

$$\sum M: M_H^3 + M_H^6 = M_H^5 \quad (A-111)$$

Como se mencionó anteriormente las cargas axiales de los arriostres ( $V_H^5$ ) son igual a cero, por lo cual se obtiene:

$$M_H^6 = 106,22 \text{ N.m} \quad V_H^6 = 1387,5 \text{ N}$$

Reemplazando el valor de  $H_H^5$  en la ecuación (A-110)

$$H_H^6 = 2428,29 \text{ N}$$

Para calcular las reacciones en el elemento 6 se plantearán las ecuaciones de equilibrio siguientes:

$$\sum F_V: V_H^6 = V_F^6 \tag{A-112}$$

$$\sum F_H: H_H^6 = H_F^6 \tag{A-113}$$

$$\sum M_H: M_F^6 + M_H^6 = 0,16 * V_F^6 \tag{A-114}$$

De las ecuaciones (A-112), (A-113) y (A-114) se obtiene:

$$V_F^6 = 1387,5 \text{ N}$$

$$H_F^6 = 2428,29 \text{ N}$$

$$M_F^6 = 115,78 \text{ N.m}$$

En la Figura A.57 se muestran los diagramas de fuerzas internas para el elemento 6.

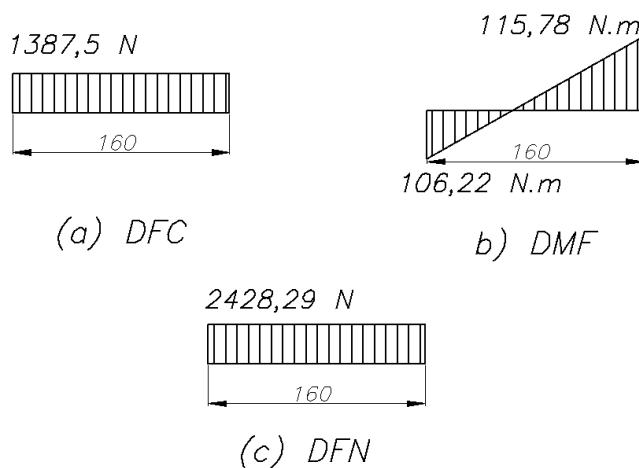


Figura A.57: Diagramas de fuerzas internas del elemento 6

## ANÁLISIS DEL ELEMENTO 8

Como se mencionó anteriormente, se sabe que el momento flector  $M_E^8$  y  $M_F^8$  son iguales y se calcula de acuerdo a la ecuación (A-115).

$$|M_E^8| = |M_F^8| = \frac{167}{781} * \frac{(F * L_e)}{2} \quad (A-115)$$

Donde:

- $F$  : fuerza en el extremo libre de la estructura = 2775 N
- $L_e$  : longitud desde el empotramiento hasta el extremo libre = 740mm.

De la ecuación (A-105) se obtiene como resultado:

$$M_E^8 = M_F^8 = 219,55 \text{ N.m}$$

Posteriormente se plantearán las ecuaciones de equilibrio para el elemento 8:

$$\sum F_V: V_E^8 = V_F^8 \quad (A-116)$$

$$\sum F_H: H_E^8 = H_F^8 \quad (A-117)$$

$$\sum M_F: M_E^8 + M_F^8 = 0.325 * H_E^8 \quad (A-118)$$

De las ecuaciones (A-116), (A-117) y (A-118) se obtiene:

$$H_E^8 = H_F^8 = 1351,07 \text{ N}$$

En la Figura A.58 se muestran los diagramas de fuerzas internas para el elemento 8 (se desprecia las fuerzas normales)



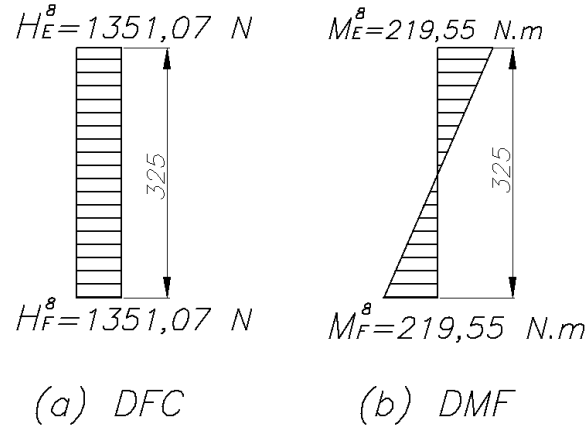


Figura A.58: Diagrama de fuerzas internas para el elemento 8

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 9

Para calcular las fuerzas en el elemento 9 es necesario realizar un balance de fuerzas y momentos en el nodo F. De acuerdo a la Figura A.53 se puede plantear las siguientes ecuaciones de equilibrio para el nodo F.

$$\sum F_V: V_F^6 = V_F^9 + V_F^8 \quad (A-119)$$

$$\sum F_H: H_F^6 + H_F^8 = H_F^9 \quad (A-120)$$

$$\sum M: M_F^9 + M_F^6 = M_F^8 \quad (A-121)$$

Como se mencionó anteriormente las cargas axiales de los arriostres ( $V_F^8$ ) es igual a cero, por lo cual se obtiene:

$$M_F^9 = 103,77 \text{ N.m}$$

$$V_F^9 = 1387,5 \text{ N}$$

Reemplazando los valores de  $H_F^6$  y  $H_F^8$  en la ecuación (A-120) se obtiene como resultado:

$$H_F^9 = 3779,26 \text{ N}$$

Para calcular las reacciones en el elemento 9 se plantearán las ecuaciones de equilibrio siguientes:

$$\sum F_V: V_D^9 = V_F^9 \tag{A-122}$$

$$\sum F_H: H_D^9 = H_F^9 \tag{A-123}$$

$$\sum M_F: M_F^9 + M_D^9 = 0,16 * V_D^9 \tag{A-124}$$

De las ecuaciones (A-122), (A-123) y (A-124) se obtiene:

$$V_D^9 = 1387,5 \text{ N}$$

$$H_D^9 = 3779,26 \text{ N}$$

$$M_D^9 = 118,28 \text{ N.m}$$

En la Figura A.59 se muestra los diagramas de fuerzas internas para el elemento 9.

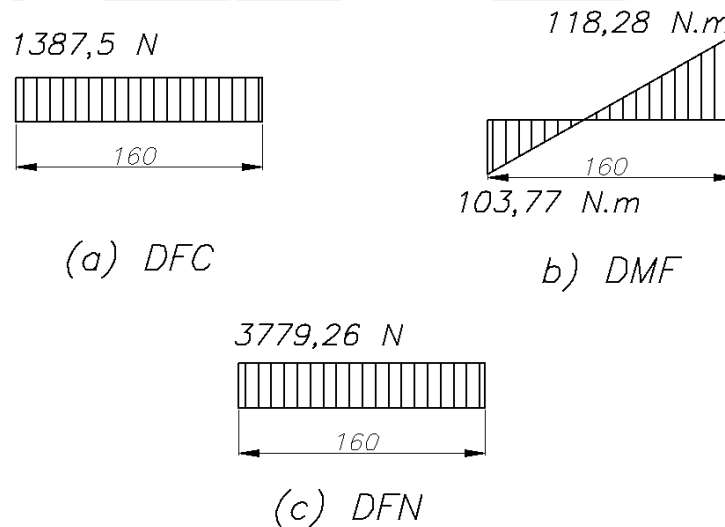


Figura A.59: Diagrama de fuerzas internas del elemento 9

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 11

Como se mencionó anteriormente, se sabe que el momento flector  $M_C^{11}$  y  $M_D^{11}$  son iguales y se calcula de acuerdo a la ecuación (A-125).

$$M_C^{11} = M_D^{11} = \frac{156}{781} * \frac{(F * L_e)}{2} \tag{A-125}$$

Donde:

- $F$  : fuerza en el extremo libre de la estructura = 2775 N
- $L_e$  : longitud desde el empotramiento hasta el extremo libre = 740mm.

De la ecuación (A-125) se obtiene como resultado:

$$M_C^{11} = M_D^{11} = 205,08 \text{ N.m}$$

Posteriormente se plantearán las ecuaciones de equilibrio para el elemento 11:

$$\sum F_V: V_C^{11} = V_D^{11} \tag{A-126}$$

$$\sum F_H: H_C^{11} = H_D^{11} \tag{A-127}$$

$$\sum M_D: M_C^{11} + M_D^{11} = 0,325 * H_C^{11} \tag{A-128}$$

De las ecuaciones (A-126), (A-127) y (A-128) se obtiene:

$$H_C^{11} = H_D^{11} = 1262,03 \text{ N}$$

En la Figura A.60 se muestran los diagramas de fuerzas internas para el elemento 11 (se desprecia las fuerzas normales)

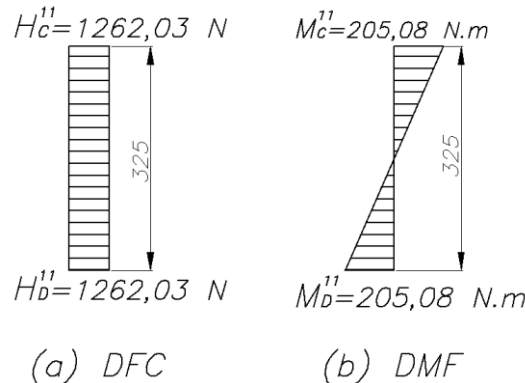


Figura A.60: Diagrama de fuerzas internas para el elemento 8

### ANÁLISIS DEL ELEMENTO 12

Para conocer las reacciones  $H_D^{12}$ ,  $V_D^{12}$  y  $M_D^{12}$  se planteará el equilibrio para el nodo D. Las ecuaciones obtenidas de acuerdo a la Figura A.53 son las siguientes:

$$\sum F_V: V_D^9 + V_D^{11} = V_D^{12} \quad (A-129)$$

$$\sum F_H: H_D^9 + H_D^{11} = H_D^{12} \quad (A-130)$$

$$\sum M_D: M_D^9 + M_D^{12} = M_D^{11} \quad (A-131)$$

De lo explicado anteriormente  $V_D^{11} = 0$ , y utilizando las ecuaciones (A-129), (A-130) y (A-131) se obtiene:

$$V_D^{12} = 1387,5 \text{ N}$$

$$H_D^{12} = 5041,29 \text{ N}$$

$$M_D^{12} = 86,8 \text{ N.m}$$

Posteriormente se plantea el equilibrio para todo el elemento 12:

$$\sum F_V: V_D^{12} = V_B^{12} \quad (A-132)$$

$$\sum F_H: H_D^{12} = H_B^{12} \quad (A-133)$$

$$\sum M_D: M_D^{12} + M_B^{12} = 0,21 * V_B^{12} \quad (A-134)$$

De las ecuaciones (A-132), (A-133) y (A-134) se obtiene:

$$V_B^{12} = 1387,5 \text{ N}$$

$$H_B^{12} = 5041,29 \text{ N}$$

$$M_B^{12} = 204,58 \text{ N.m}$$

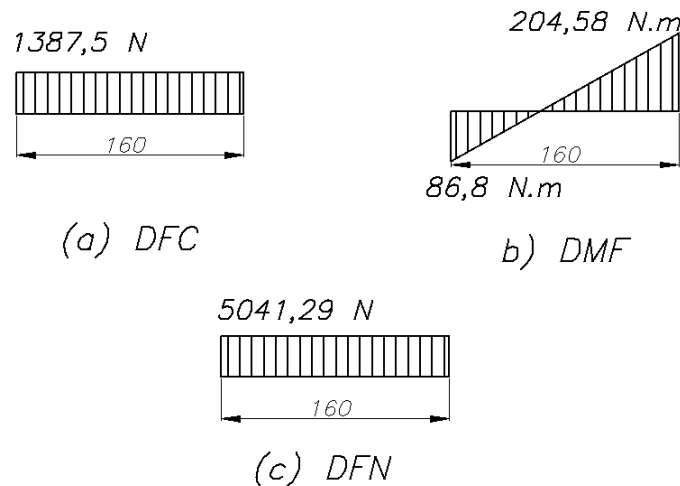


Figura A.61: Diagrama de fuerzas internas del elemento 12

Con todas las cargas calculadas que soporta cada elemento, se procederá a verificar si la estructura falla o no por fluencia. En primer lugar, se selecciona como caso crítico de análisis el elemento GH o elemento 5, ya que se encuentra cargado con mayor momento flector y fuerza cortante. El elemento está conformado por un tubo cuadrado. Para este elemento se tiene los siguientes datos:

- Área:  $224 \text{ mm}^2$
- Momento de Inercia:  $28418,67 \text{ mm}^4$
- $M_G^5 = M_H^5 = 231,58 \text{ N.m}$
- $H_F^8 = 1425,11 \text{ N}$

Por lo tanto se procederá a calcular los esfuerzos normales causados por el momento flector y los esfuerzos cortantes:

$$\sigma_f = \frac{M_G^5 * c}{I} = 78,72 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{H_F^8}{A} = 6,36 \text{ MPa}$$

Posteriormente se calculará el esfuerzo normal equivalente

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_c^2} = 79,48 \text{ MPa}$$

Esta estructura puente se fabricará con acero estructural, siendo su esfuerzo de fluencia  $\sigma_F$  (250 MPa). Con dicho valor se calculará el factor de seguridad (FS) de la máquina.

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_F} = 3,15$$

Por lo tanto no habrá ningún inconveniente con el funcionamiento de la estructura puente.

### **ANEXO A 3.32 VERIFICACIÓN DE VOLCADURA DEL TRACTOR**

Por medio del enganche tripuntal, el tractor transmitirá la fuerza necesaria para que la máquina segadora pueda avanzar. Dicha fuerza calculada en el Anexo A 3.30 podría causar que el tractor vuelque hacia atrás, por ello se realizará dicha verificación.

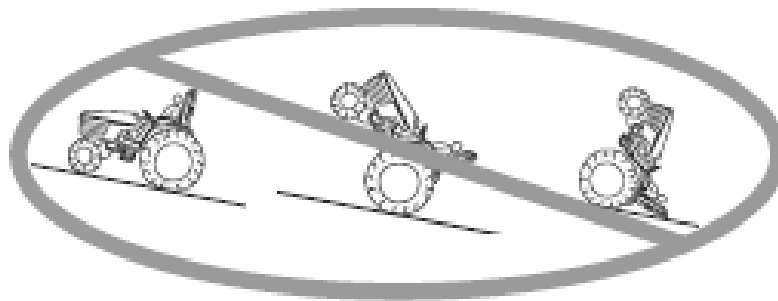


Figura A.62: Volcadura hacia atrás en un tractor  
Fuente: Revista "Seguridad al usar el tractor"

El enganche tripuntal está dispuesto como se muestra en la Figura A.63, donde la fuerza resultante que se aplica para el avance a la máquina se asumirá que pasa por el baricentro del triángulo (punto A de la Figura A.63) a una distancia de 596 mm sobre el nivel del suelo.

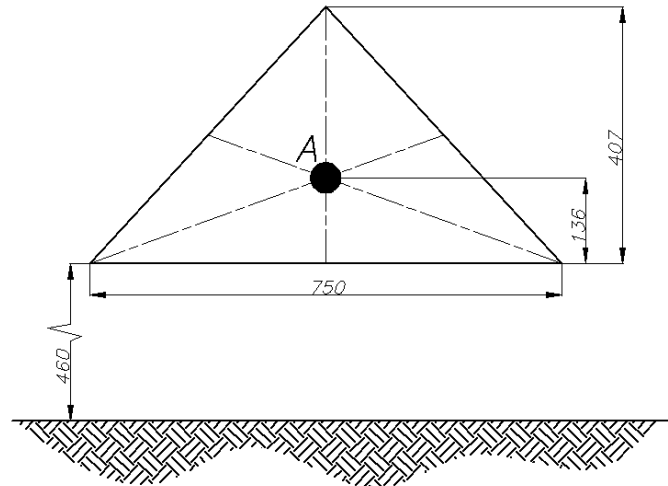


Figura A.63: Representación gráfica del enganche tripuntal y la aplicación de la fuerza para el avance de la máquina

Se debe de tener en cuenta que la fuerza aplicada al remolque se encontraba a una altura de 467,5mm sobre el suelo (ver Anexo A. 3.30), lo cual se encuentra por debajo del punto A de acuerdo a la Figura A.63. Por lo tanto, también es necesario agregar al extremo del tractor un momento  $M_F$ , el cual se encuentra calculado a continuación.

- Momento dado por el traslado de la fuerza  $F$ :  $M_F = [h_F - (h_1 + h_2)] * F = 128.5 * F \text{ N} \cdot \text{mm}$ .

Donde :

Altura del punto A:  $h_F = 596 \text{ mm}$

Las especificaciones del tractor son:

- Masa del tractor :  $M_{tr} = 4,7 \text{ toneladas}$
- Fuerza de volcadura del tractor :  $F$
- Angulo máximo de inclinación  $\alpha = 30^\circ$

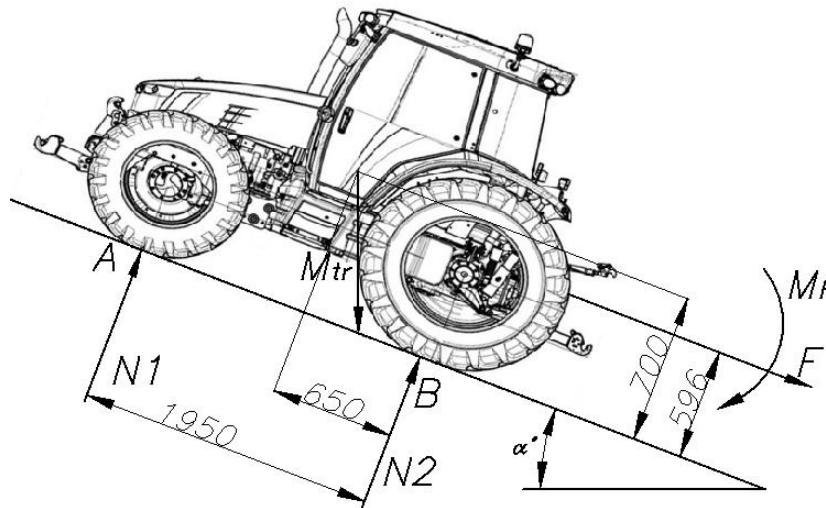


Figura A.64: Diagrama de fuerzas aplicadas sobre el tractor

De acuerdo a la Figura A.64 se realiza la sumatoria de momentos respecto al punto B para garantizar el equilibrio.

$$\sum M_B: M_{tr} * \cos\alpha * 650 = 596 * F + M_F + M_{tr} * \operatorname{sen}\alpha * 700 + N_1 * 1950 \quad (\text{A-135})$$

De la ecuación (A-135) se conocerá cual es el valor de la fuerza F para que vuelque el tractor, siendo para el instante de vuelco la fuerza normal N1 igual a cero.

Por lo tanto de la ecuación (A-135) se obtiene:

$$F = 15620 \text{ N}$$

De acuerdo al Anexo A 3.30, la fuerza necesaria para jalar la máquina segadora es de 2775 N, siendo esta el 17% de la fuerza necesaria para la volcadura. Por lo tanto se puede garantizar que el tractor bajo funcionamiento condiciones de rodadura pura no volcará.



**ANEXO A 3.33 TABLAS DE DEFORMACIONES**

**a. Viga empotrada por ambos extremos y sometida a carga distribuida**

Tipo de carga	Reacciones	Pendiente, desplazamiento máximo y curva elástica
Biempotrada con carga uniforme en una porción simétricamente distribuida 	$R_A = +\frac{qL}{2}, R_B = +\frac{qL}{2}$ $M_A = +\frac{qL^2}{12}, M_B = -\frac{qL^2}{12}$ $M_f(x) = -\frac{qL^2}{12} + \frac{qx(L-x)}{2}$	$\theta_{\max} = \frac{\sqrt{3}qL^3}{216}$ $y_{\max} = -\frac{qL^4}{384EI}$ $y = -\frac{qx^2}{24EI}(L-x)^2$

Figura A. 65: Viga empotrada por ambos extremos y sometida a carga distribuida

**b. Viga en voladizo sometida con carga puntual**

t

Tipo de carga	Pendiente	Deformación	Curva elástica
Ménsula con carga concentrada al extremo 	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{2EI}$	$y_{\max} = \frac{-PL^3}{3EI}$	$y = \frac{-Px^2}{6EI}(3L-x)$

Figura A. 66: Viga en voladizo sometida con carga puntual

**c. Viga articulada con carga puntual**

Tipo de carga	Pendiente	Deformación	Curva elástica
Viga con carga concentrada P a media longitud 	$\theta_1 = -\theta_2 = -\frac{PL^2}{16EI}$	$y_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$ para $x = \frac{L}{2}$	$y = -\frac{PxL^2}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2}\right) \quad x < \frac{L}{2}$

Figura A. 67: Viga articulada sometida a carga puntual

### ANEXO A 3.34 SELECCIÓN DE CADENAS RENOLDT

Factor de funcionamiento

- Propulsor: Funcionamiento suave
- Impulsado: factor funcionamiento (medianamente impulsivo)  $f_1 = 1,4$

Factor para el número de dientes:

- $f_2 = \frac{19}{38} = 0,5$
- Momento torsor:  $M_t = 21706,93 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- Velocidad de gira:  $\omega_{eje} = 8,5 \text{ mm}$
- Potencia :  $P_{sel} = 129,1507 \text{ W}$
- Paso:  $P_{real} = 9,525 \text{ mm}$
- $L_{real} = L_{fe} + b = 18,43 \text{ mm}$
- Longitud:  $L = \frac{\frac{(38+27)}{2} + \frac{2 \cdot 618,55}{P_{real}} + \left(\frac{38+27}{2 \cdot 3.14159}\right)^2 \cdot 9,525}{618,515} = 183 \text{ mm}$

### ANEXO A 3.35 VERIFICACIÓN DE FALLA DE LOS TORNILLOS PRISIONEROS

Esta verificación se realizará para los diversos tornillos prisioneros que tendrán como función mantener unido el elemento de transmisión de potencia y el eje donde va a ser montado. Su función también es transmitir potencia, por tal motivo se verificará los tornillos por corte, debido al esfuerzo cortante que causa cada momento torsor de cada eje. Principalmente los tornillos prisioneros se encuentran en el eje motriz, el eje intermedio y el eje conducido del mecanismo de alimentaci. Las ecuaciones a utilizar serán las siguientes:

- Momento torsor:  $M_t$
- Radio del eje:  $r$
- Numero de tornillos:  $N$
- Fuerza en cada tornillo :  $F$

- Esfuerzo cortante  $\sigma_c$
- Radio resistente del tornillo :  $Re$

$$F = \frac{M_t}{N * r} \tag{A-136}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{\pi * Re^2} \text{ (MPa)} \tag{A-137}$$

Tabla A.11: Verificación de los tornillos de transmisión de potencia

	Momento torsor (N.mm)	Radio del eje (mm)	Numero de tornillos	Fuerza por tornillo (N)	Radio Resistente del tornillo (mm)	Esfuerzo Cortante (Mpa)	Esfuerzo de Fluencia (Mpa)	
Extremo Eje Conducido	23159.73	7	2	1654.266	8	8.228	640	Sí cumple
Engranaje Eje Intermedio	15440	10	2	772	8	3.840	640	Sí cumple
Cadena Eje motriz	21706.93	27.5	4	197.3357	8	0.981	640	Sí cumple

### ANEXO A 3.36 ANÁLISIS DE DEFORMACIÓN DEL PERFIL DE SOPORTE DE LA BARRA PORTACUCHILLAS.

El juego que hay entre la cuchilla y la ranura es de aproximadamente 0.5 mm (ver Figura A.68). Para evitar un rápido desgaste de la cuchilla es necesario que no haya rozamiento entre esta y el dedo. De haber contacto entre estos dos elementos también podría haber atoros en el funcionamiento.

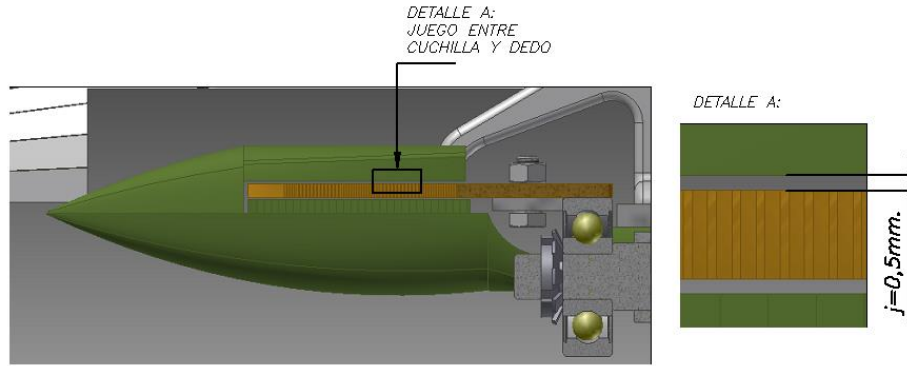


Figura A.68 Vista lateral del dedo y cuchilla

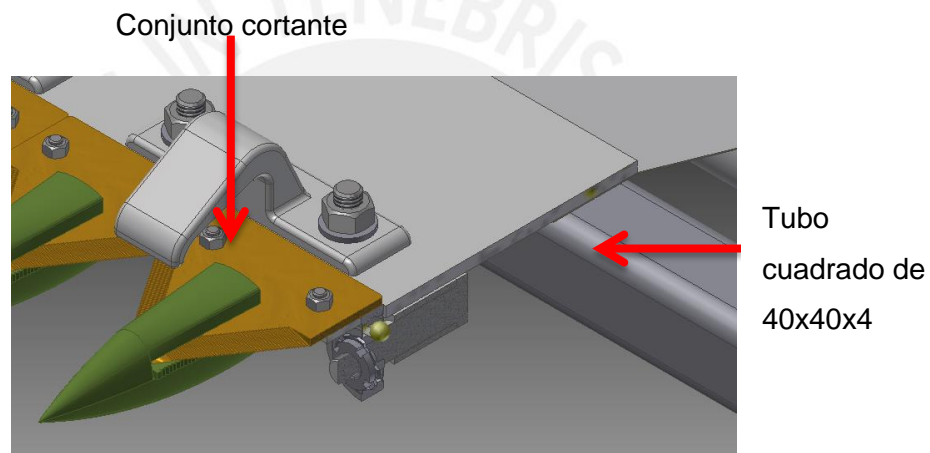


Figura A. 69: Vista del conjunto cortante sobre el tubo cuadrado

El conjunto cortante contiene la barra portacuchillas, las cuchillas, los dedos, las guías superiores de la cuchilla, rodamientos de apoyo, soporte de rodamientos, y todos estos elementos se encuentran empernados a una plancha de 5mm de espesor (ver Figura A.70). Todo este conjunto cortante se encuentra unido mediante pernos al tubo cuadrado. El peso del conjunto cortante ocasionará una deformación vertical y debido a que el centro de gravedad de este conjunto se encuentra excéntrico al centro de gravedad del perfil cuadrado, este mismo peso del conjunto cortante ocasionará un momento torsor al perfil cuadrado deformándolo angularmente. El análisis para el cálculo de estas deformaciones se presenta a continuación.

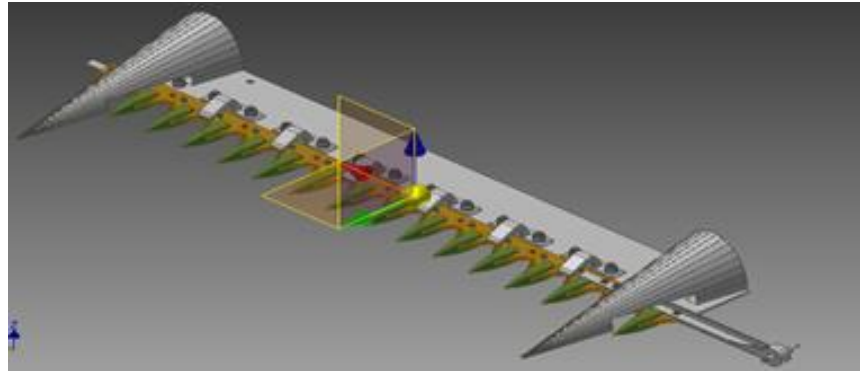


Figura A.70: Conjunto Cortante

**Deformación vertical del tubo:** El peso del conjunto cortante es de 20,416 kg. y tiene una longitud de 1200 mm. La longitud máxima entre apoyo para el tubo cuadrado es de 375mm (ver Figura A.71). En estos apoyos el tubo cuadrado se encuentra soldado, por lo que se hará semejanza al caso cuando un perfil se encuentra empotrado por ambos extremos y bajo una carga distribuida, como se muestra en el Anexo A 3.33 a:

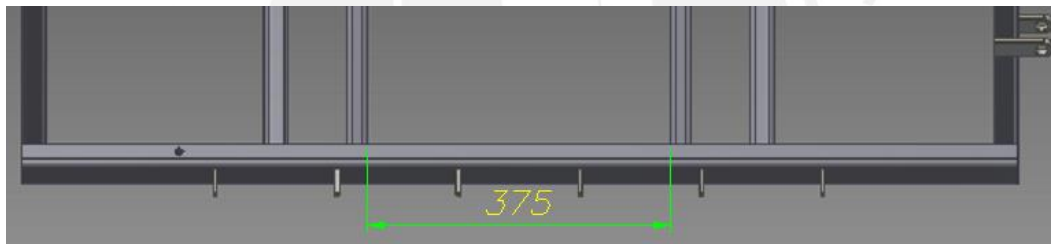
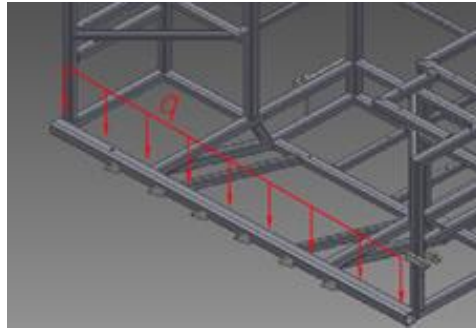


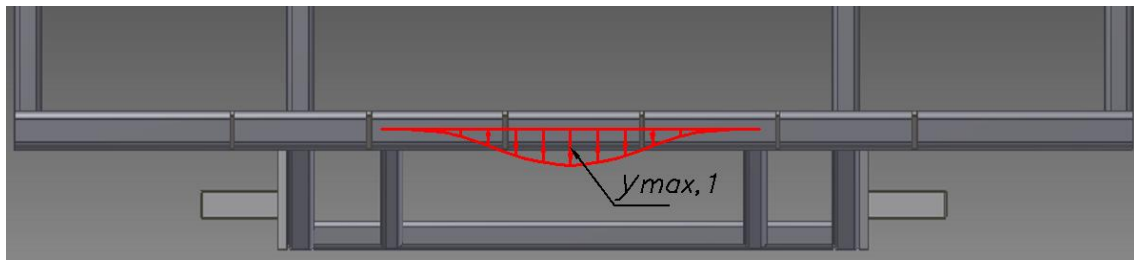
Figura A.71: Estructura del remolque

Donde:

- $m_{cc} = 20,416\text{kg}$
- $l_t = 1200\text{ mm.}$
- $q = \frac{m_{cc} \cdot 9,81}{l_t} = 0,167\text{ N/mm}$
- Momento de inercia del tubo:  $I_t = 101972\text{ mm}^4.$



(a)



(b)

Figura A.72: (a) Carga distribuida sobre estructura del remolque. (b) Deformación vertical  $y_{max,1}$

Para el tramo mencionado anteriormente se calcula la deformación:

$$y_{max,1} = \frac{q \cdot l_t^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (A-138)$$

$$y_{max,1} = 5,58 \cdot 10^{-4} \text{ mm.}$$

**Deformación angular del tubo:** Para el análisis de la deformación angular, es necesario conocer la distancia entre el centro del tubo cuadrado hacia el centroide del conjunto cortante. Dicha distancia se muestra en la Figura A.73:

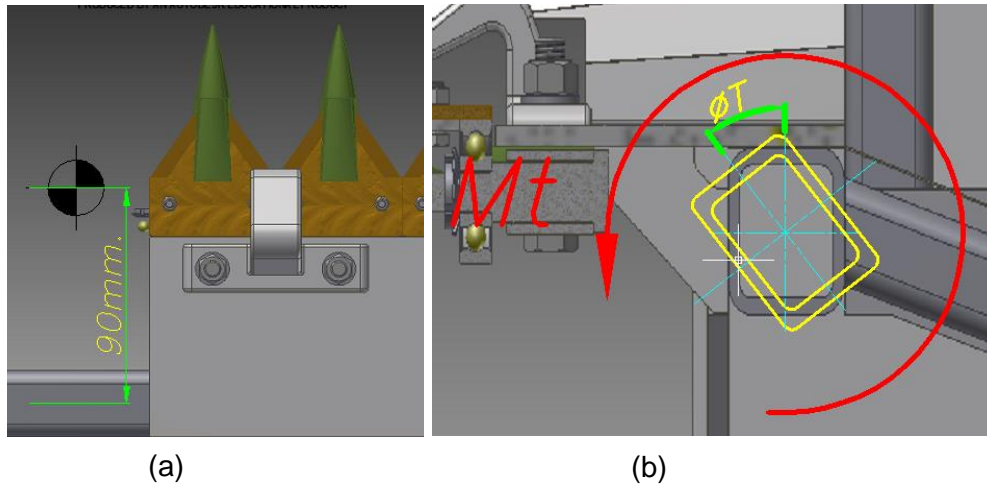


Figura A.73: (a) Distancia al centroide del conjunto cortante  
(b) Deformación del perfil cuadrado por el momento torsor

La deformación angular para una superficie de espesor delgado viene dado por la ecuación (A-139):

$$\phi_T = \frac{M_x}{4 \cdot G \cdot A_m^2} \cdot \int \frac{d(s)}{e(s)} = \frac{62,6 \cdot 90}{4 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot (37^2)} \cdot \int \frac{37 \cdot (2)}{4} \quad (A-139)$$

$$\phi_T = 6,25 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,036^\circ$$

**Deformación de la barra soporte en plano XZ:** La barra donde se encuentran todos los elementos del conjunto cortante también se deformará por efectos del peso de los componentes. Dicha barra se encuentra unida por pernos al tubo cuadrado. Para el análisis de su deformación se muestra la Figura A.74:

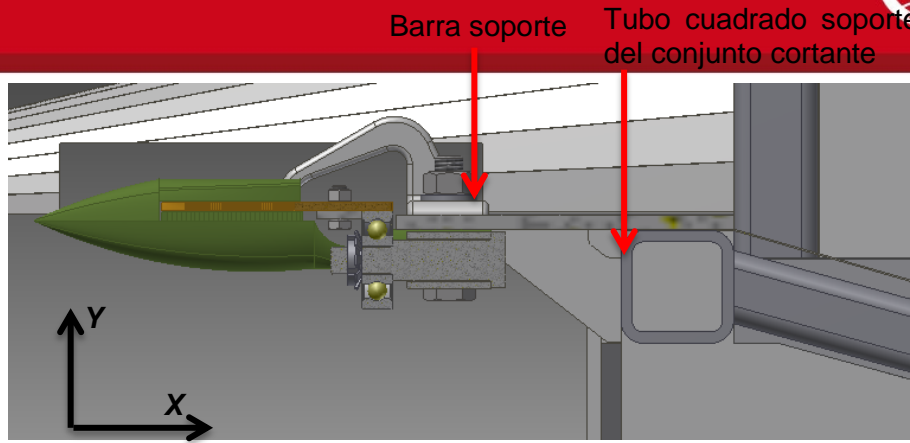


Figura A.74: Vista transversal del conjunto cortante

Para el cálculo de la deformación que se muestra en la barra se asumirá como una viga empotrada en voladizo, como se muestra en el Anexo A 3.33 b:

Siendo:

- $L = d3 = 59 \text{ mm}$
- $P = 24,215 \text{ N}$
- Momento de Inercia de la barra de espesor 5mm :  $I_{barra} = 1250 \text{ mm}^4$

Por lo que la deformación se muestra en la ecuación (A-140):

$$y_{max,2} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_{barra}} = 6,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (\text{A-140})$$

La barra presentará la siguiente forma en su deformación:



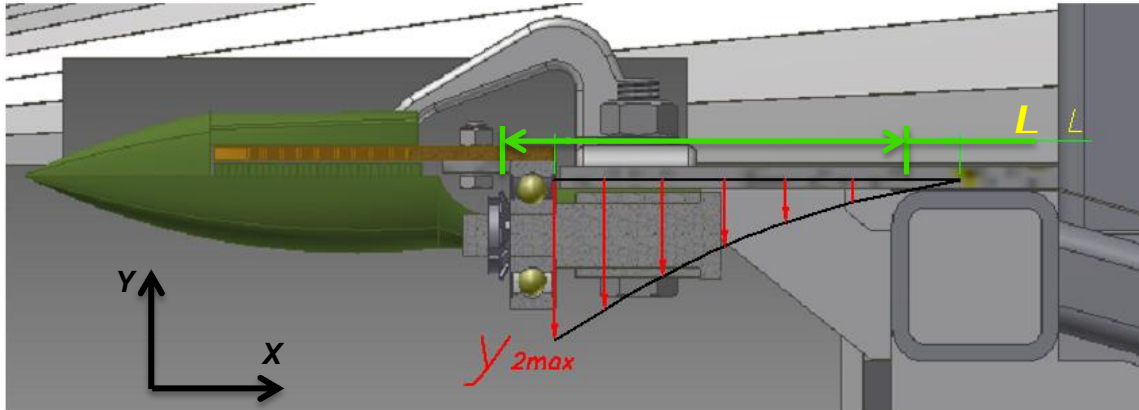


Figura A.75: Curva elástica de la barra de soporte

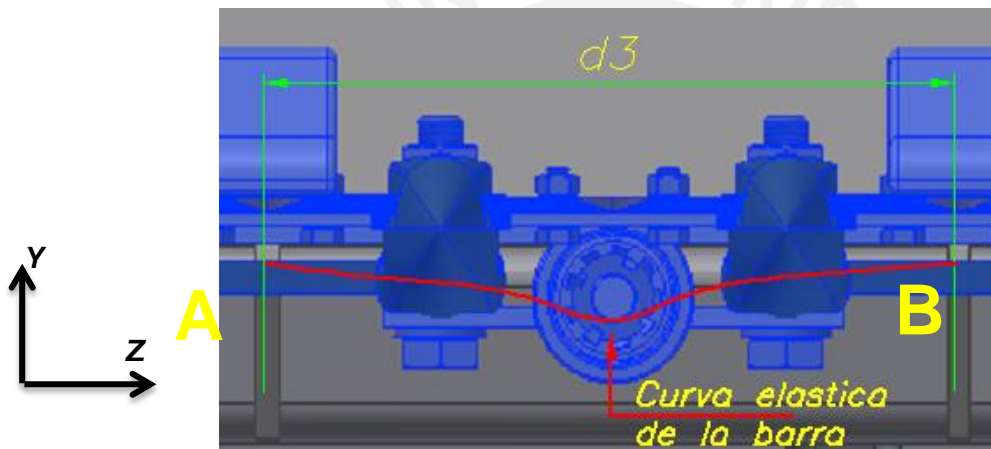


Figura A.76: Curva elástica de la barra

**Deformación de la barra soporte en plano YZ:** Para este tipo de deformación, se asumirá que la longitud entre apoyos “AB” es 145mm (ver Figura A.76) y que la barra se encuentra simplemente apoyada, ya que no está unida a las cartelas ni por soldadura ni tornillos. Esta deformación se calculará según lo presentado en el Anexo A 3.33 c.

$$y_{max,3} = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = 0,017 \quad (A-141)$$

Por lo tanto la deformación total sería:

$$y_{total} = Def. Vert. del tubo + Def. plano XY + Def. Torsión + Def. plano ZY \quad (A-142)$$

$$y_{total} = y_{max,1} + y_{max,2} + \phi \cdot L + y_{max,3}$$

$$y_{total} = 0,051 \text{ mm}$$

Lo requerido era que este valor de deformación sea menor al juego entre cuchilla y dedo, el cual es 0,5 mm. Por lo tanto, por deformaciones el elemento cortante no tendrá problemas al trabajar ya que no habrá rozamiento entre la cuchilla y el dedo.



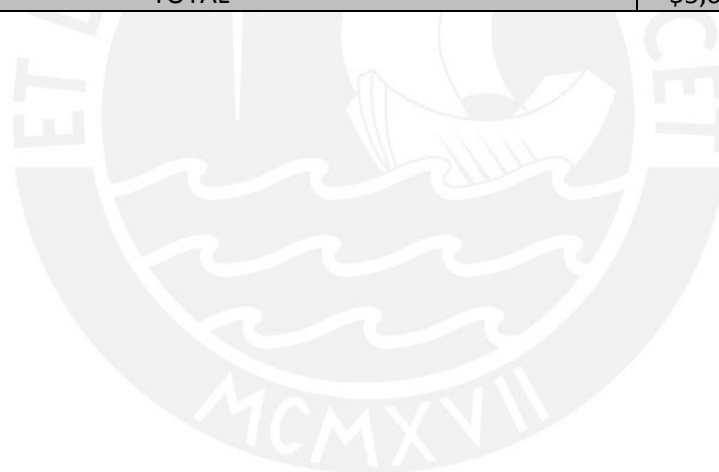
## ANEXO A 4.1: COSTO DE MATERIAL PARA LA FABRICACION DE LA MAQUINA SEGADORA DE QUINUA

Tabla A. 12: Costo de materiales

ITEM	CANTIDADES	C.U	C. TOTAL	UNIDAD
ESTRUCTURA ENGANCHE	1	511.24	511.24	s/.
EJE TUBULAR DELANTERO ENGANCHE	1	5.89	5.89	soles
ACOPLAMIENTO ROSCADO T1	4	87.32	349.28	soles
PRISIONERO M8 x 10 -12.9	24	0.52	12.48	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6005-2Z	4	170.19	680.76	soles
CHUMACERA	4	23.62	94.48	soles
EJE DE UNION RUEDAS ENGANCHE	4	66.95	267.80	soles
RUEDA NEUMATICA BIAS 13.5	4	145	580.00	soles
Tornillo hexagonal M14 x 30	24	3.34	80.16	soles
Tuerca M14	24	0.41	9.84	soles
EJE TUBULAR TRASERO ENGANCHE	1	8.32	8.32	soles
Tornillo hexagonal M10 x 70	7	0.42	2.94	soles
Arandela M10	35	0.42	14.70	soles
Tuerca M10	16	0.42	6.72	soles
ARBOL ESTRIADO	1	92	92.00	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6008 - 2Z	4	324.19	1296.76	soles
RETEN RADIAL 40 x 55 x 8	2	8.92	17.84	soles
ALOJAMIENTO	2	172	344.00	soles
TAPA BRIDADA PARA ALOJAMIENTO	2	21.4	42.80	soles
PERNO CABEZA HEX. M5 x 12 x 8.8	24	0.42	10.08	soles
POLEA ZRS 40 8M 30	1	118.18	118.18	soles
LAINA T1	2	0.42	0.84	soles
PERNO CABEZA HEX. M8 x 14 - 8.8	2	0.42	0.84	soles
EJE CONDUCIDO	1	51.5	51.50	soles
RETEN RADIAL 30 x 42 x 7	2	8.92	17.84	soles
TAPA BRIDADA PARA ALOJAMIENTO DE EJE	2	21.4	42.80	soles
POLEA ZRS 44 8M 30	1	132.13	132.13	soles
VOLANTE	1	52.73	52.73	soles
LAINA T2	1	0.42	0.42	soles
PERNO CABEZA HEX. M8 x 12 - 8.8	1	0.42	0.42	soles
FAJA OPTIBELT OMEGA 912 8M HP 30	1	22.18	22.18	soles
Tornillo hexagonal M12 x 80	4	3.13	12.52	soles
Arandela M12	8	0.42	3.36	soles
Tuerca M12	4	0.42	1.68	soles
PASADOR VOLANTE	1	4.33	4.33	soles
CASQUILLO	1	4	4.00	soles

Tuerca M5	2	0.42	0.84	soles
ESTRUCTURA REMOLQUE	1	423.37	423.37	soles
EJE TUBULAR REMOLQUE	1	25.11	25.11	soles
ACOPLAMIENTO ROSCADO T2	2	87.32	174.64	soles
EJE UNION RUEDAS REMOLQUE	2	66.95	133.90	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6009 - 2Z	2	736.56	1473.12	soles
ANILLO ELASTICO A45	2	4.32	8.64	soles
SOPORTE DE EJE TUBULAR	2	385.34	770.68	soles
ANILLO ELASTICO J75	2	4.32	8.64	soles
SPROCKET MOTRIZ Z=38, INDUSTRIAS YUK	2	126.34	252.68	soles
RUEDA NEUMATICA BIAS 15.7	2	168.93	337.86	soles
CONECTOR RUEDA	2	57.42	114.84	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6006-2Z	2	180.68	361.36	soles
SOPORTE CONECTOR RUEDA	2	64.98	129.96	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6004 - 2Z	2	148.32	296.64	soles
RUEDA NEUMATICA BIAS 13	2	145	290.00	soles
ARANDELA M20	4	0.42	1.68	soles
TUERCA DE SEGURIDAD HEX M20	4	1.4	5.60	soles
PIN DE SEGURIDAD	4	1.23	4.92	soles
DEDO JHON DEERE	8	82.34	658.72	soles
CUCHILLA JHON DEERE	16	3.95	63.20	soles
PASADOR DE APOYO	7	5.22	36.54	soles
ALOJAMIENTO DE PASADO DE APOYO	7	3.8	26.60	soles
RODAMIENTO DE BOLAS 6300 - 2Z	7	192.84	1349.88	soles
ARANDELA DE SEGURIDAD M8.0	7	0.42	2.94	soles
TUERCA AXIAL KM 0	7	0.42	2.94	soles
TORNILLO M5 x 12	26	0.42	10.92	soles
TUERCA M5	26	0.42	10.92	soles
GUIA SUPERIOR CUCHILLA JHON DEERE	6	56.43	338.58	soles
TORNILLO M10 x 45	14	0.42	5.88	soles
ARANDELA M10	44	0.42	18.48	soles
TUERCA M10	30	0.42	12.60	soles
TORNILLO M10 x 60	25	0.42	10.50	soles
ARBOL SUPERIOR DE MECANISMO	2	43.94	87.88	soles
ENGRANAJE CONICO MOTRIZ m=2.5,z=20	2	89.44	178.88	soles
SPROCKET MOTRIZ Z=27, INDUSTRIAS YUK	2	78.45	156.90	soles
PRISIONERO M3 x 5	8	0.42	3.36	soles
CHUMACERA SYJ 20 TF	8	215.67	1725.36	soles
ARBOL INFERIOR DE MECANISMO	2	29.33	58.66	soles
ENGRANAJE CONICO MOTRIZ m=2.5,z=30	2	125.44	250.88	soles
CADENA	2	150.65	301.30	soles

ENSAMBLE MECANISMO	2	26.76	53.52	soles
SEPARADOR	2	56.76	113.52	soles
CUBIERTA DE TRANSMISION	2	113.16	226.32	soles
TORNILLO M5x 40	74	0.42	31.08	soles
ARANDELA M5	177	0.42	74.34	soles
TUERCA M5	77	0.42	32.34	soles
ESTRUCTURA PUENTE	1	57.67	57.67	soles
BARRA EXTREMO UNION	1	23.56	23.56	soles
BARRA DE TRANSMISION	1	25.43	25.43	soles
PIN	4	1.23	4.92	soles
APOYO JUNTA	8	11.45	91.60	soles
PASADOR CONEXION	1	1.23	1.23	soles
CASQUILLO T1	1	4	4.00	soles
CASQUILLO T2	1	4	4.00	soles
TUERZA M10	1	0.42	0.42	soles
PRISIONERO M3 x 6	4	0.42	1.68	soles
TOTAL			15765.89	soles
TOTAL			\$5,646.94	dolares



# ANEXO B

**ANEXO B 1.1 TABLAS DE CONCENTRADORES DE ESFUERZO**

**A. FACTOR EFECTIVO DE CONCENTRADOR DE EJE SOMETIDO A MOMENTO FLECTOR**

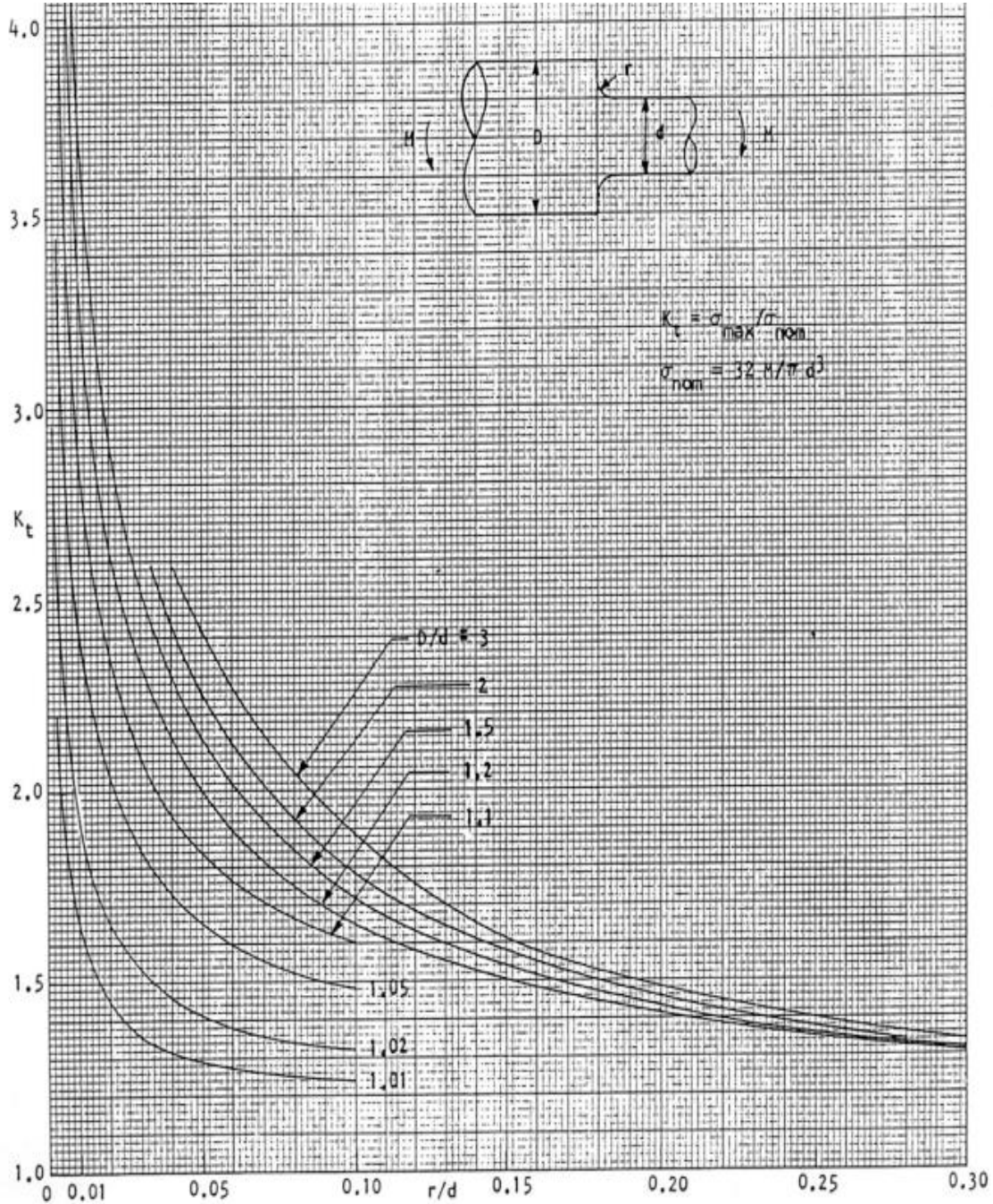


Figura B. 1: factor efectivo de concentrador de esfuerzo de eje sometido a momento flector

**B. FACTOR EFECTIVO DE CONCENTRADOR DE EJE SOMETIDO A MOMENTO TORSOR**

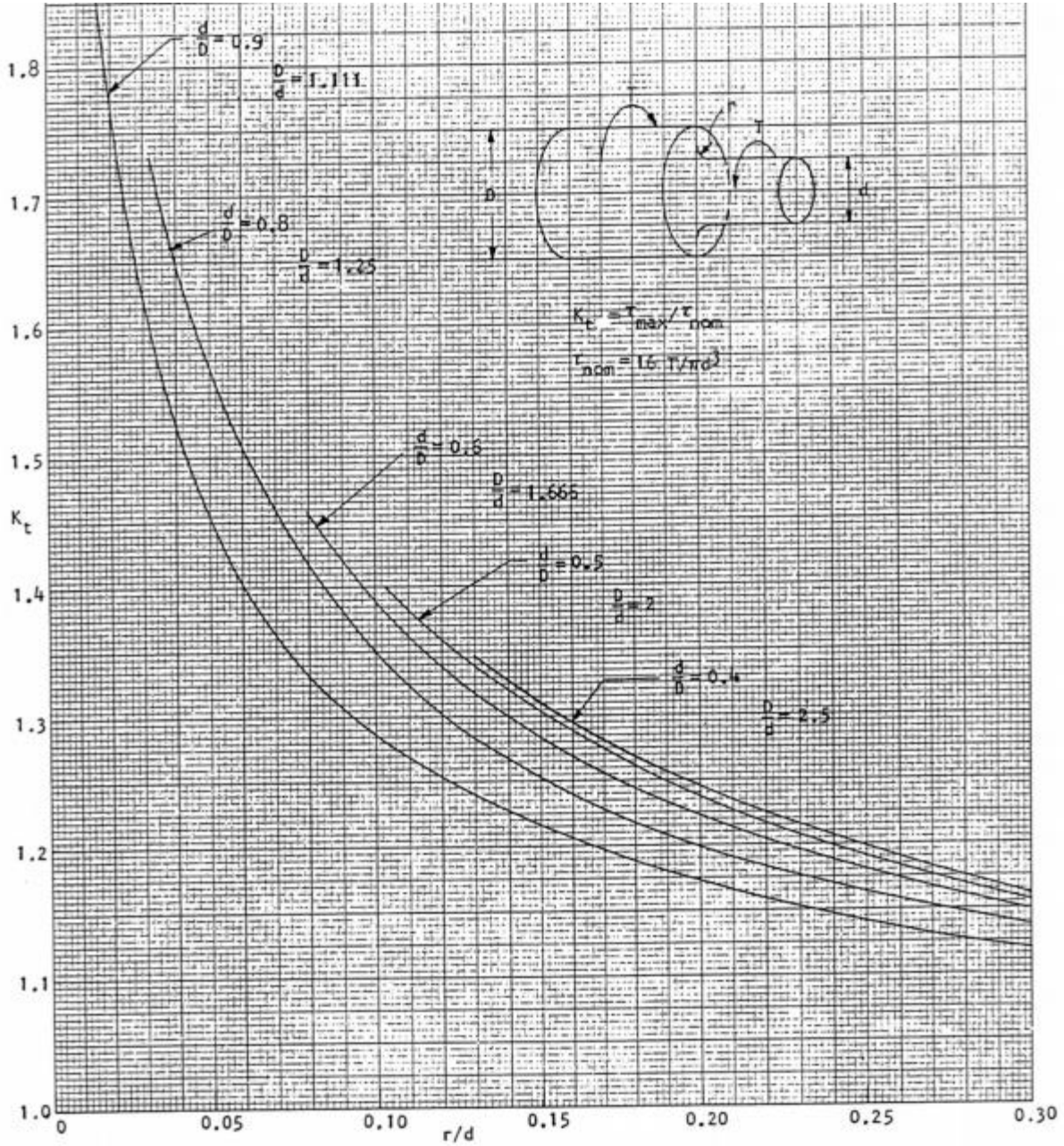


Figura B. 2: factor efectivo concentrador de esfuerzo de eje sometido a momento torsor



### C. COEFICIENTE DE RUGOSIDAD

Valor medio de la rugosidad:  $R_a \cong 0,1 R_z^{1,15}$  (donde  $R_z \cong R_t$ )

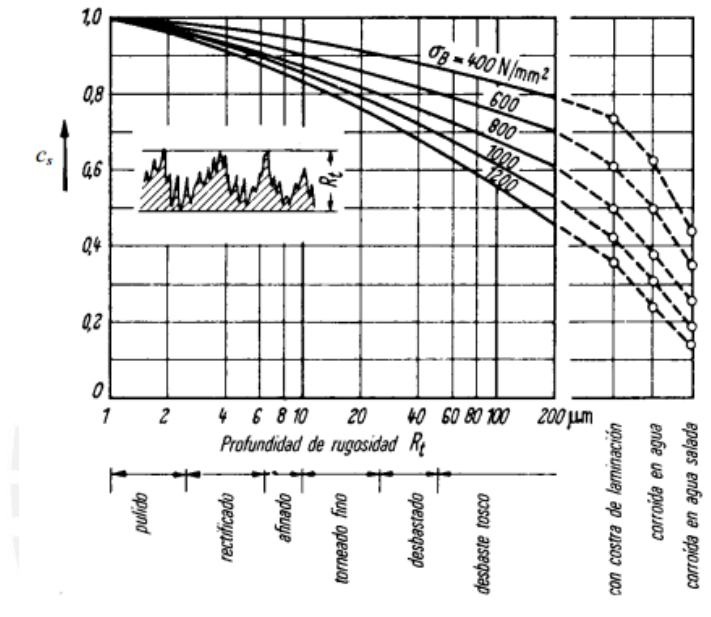


Figura B. 3: Coeficiente de Rugosidad  $c_s$

### D. COEFICIENTE DE TAMAÑO

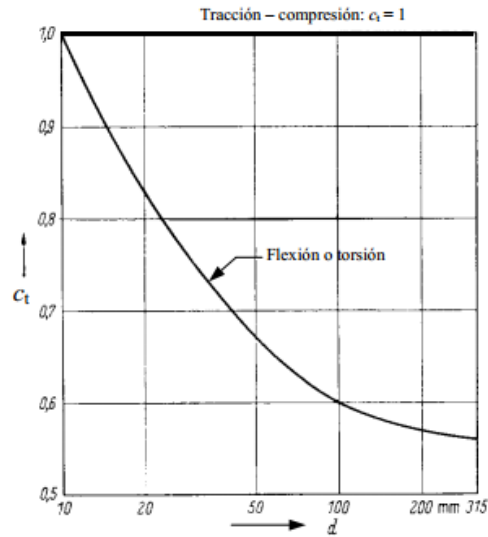


Figura B. 4: Coeficiente de tamaño  $c_{tam}$

### E. COEFICIENTE DE TEMPERATURA

$T$ (°C)	$c_{temp}$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

[Ref.: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica]

Figura B. 5: Coeficiente de temperatura  $c_{temp}$

## F. COEFICIENTE DE CARGA

Tipo de carga	$c_{carg}$
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

[Ref.: Ch. Lipson & R. Juvinall: Handbook of Stress and Strength]

Figura B. 6: Coeficiente de carga  $c_c$

## G. COEFICIENTE DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad $R$	$c_c$
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

[Ref.: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica]

Figura B. 7: Coeficiente de confiabilidad  $c_{conf}$