



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

**DEPARTAMENTO  
INGENIERIA ELECTROMECHANICA**

**PROYECTO FINAL N° 38**

**“PLANTA DE PROCESAMIENTO DE  
SEMILLA DE SOJA”**

**Autores: REAL, Nicolas.**

**ISOLA, Leonel.**

**Docentes: Ing. ALI, Daniel.**

**Ing. FERREYRA, Daniel.**

**FECHA DE PRESENTACION:**

**20 de Diciembre de 2018**



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO**

**DEPARTAMENTO  
INGENIERIA ELECTROMECHANICA**

**PROYECTO FINAL N° 38**

**“PLANTA DE PROCESAMIENTO DE  
SEMILLA DE SOJA”**

**Autores: REAL, Nicolas.**

**ISOLA, Leonel.**

**Docentes: Ing. ALI, Daniel.**

**Ing. FERREYRA, Daniel.**

**FECHA DE PRESENTACION:**

**20 de Diciembre de 2018**



## INDICE

1	INTRODUCCION.....	3
1.1	Presentación General del Proyecto. ....	3
1.2	Diagrama de flujo. ....	4
1.3	Alcance del proyecto. ....	6
1.4	Funcionamiento de la planta. ....	6
2	CALCULO ELEVADOR A CANGILONES.....	7
2.1	Selección de cangilones.....	8
2.1.1	Calculo diámetro del tambor. ....	9
2.1.2	Dimensionamiento motorreductor. ....	10
2.2	Cálculo correa plana. ....	11
2.2.1	Cálculo momento en el arranque. ....	11
2.2.2	Dimensionamiento de la correa plana. ....	12
2.2.3	Verificación de la tensión mínima para que no patine la correa.....	13
2.3	Diseño cabezal tambor.....	14
2.3.1	Dimensionamiento eje tambor motriz.....	14
2.3.1.1	Dimensionamiento chaveta eje tambor motriz.....	18
2.3.2	Dimensionamiento eje tambor conducido. ....	19
2.3.2.1	Dimensionamiento chaveta eje tambor motriz.....	20
2.3.3	Dimensionamiento de acoplamiento. ....	21
2.3.4	Dimensionamiento rodamientos eje tambor motriz.....	22
2.3.5	Dimensionamiento rodamientos eje tambor conducido. ....	24
2.4	Dimensionamiento cabezal-proyección. ....	26
2.4.1	Dimensionamiento Cabezal. ....	29
2.5	Diseño pantalón. ....	30
2.5.1	Dimensionamiento pantalón.....	30
3	CÁLCULO Y DISEÑO DE CINTA TRANSPORTADORA.....	37
3.1	Calculo de potencia.....	38
3.1.1	Selección disposición rodillos, ancho de banda y velocidad de transporte. .	38
3.1.2	Determinación del diámetro del tambor.....	39
3.2	Dimensionamiento motorreductor.....	40
3.3	Calculo cinta transportadora.....	41
3.3.1	Determinación de tensiones.....	41
3.3.2	Selección de cinta transportadora.....	42



3.4	Diseño de estación de rodillos.....	43
3.4.1	Preselección de rodillos. ....	43
3.4.1.1	Determinación cantidad de estaciones.....	43
3.4.1.2	Calculo capacidad de carga.....	44
3.4.1.3	Dimensionamiento rodillos.....	45
3.5	Diseño de tambores motriz y conducido.....	45
3.5.1	Dimensionamiento tambores.....	45
3.5.2	Dimensionamiento diámetro eje.....	46
3.5.3	Dimensionamiento chaveta.....	49
3.6	Dimensionamiento de acople.....	50
3.7	Dimensionamiento rodamiento eje tambor.....	51
3.8	Diseño estructura soporte de cinta.....	53
3.8.1	Dimensionamiento largueros estructura.....	53
3.8.2	Dimensionamiento de los apoyos de los largueros.....	55
4	CALCULO Y DISEÑO INSTALACION ELECTRICA.....	58
4.1	Calculo carga a alimentar.....	58
4.2	Calculo alimentador.....	59
4.2.1	Calculo Icc y selección protección cable alimentador.....	60
4.3	Calculo alimentador tablero secundario.....	64
4.3.1	Calculo Icc y selección protección cable alimentador a tablero secundario.....	66
4.4	Dimensionamiento salida motor.....	68
4.4.1	Salida motor- Motor cinta secadora P=3 [HP].....	69
4.4.2	Salida motor- Motor secadora P=25 [HP].....	69
4.5	Calculo conductores salida motor.....	70
4.5.1	Conductor motor- Motor cinta secadora P=3 [HP].....	70
4.5.2	Conductor motor- Motor secadora P=25 [HP].....	73
4.6	Calculo puesta a tierra.....	77
4.6.1	Calculo puesta a tierra SET.....	77
4.6.2	Calculo puesta a tierra nave.....	78
5	Conclusion.....	80
6	Documentación Adjunta.....	81
7	Anexo.....	119
8	Bibliografía	

## 1 INTRODUCCION

### 1.1 *Presentación General del Proyecto.*

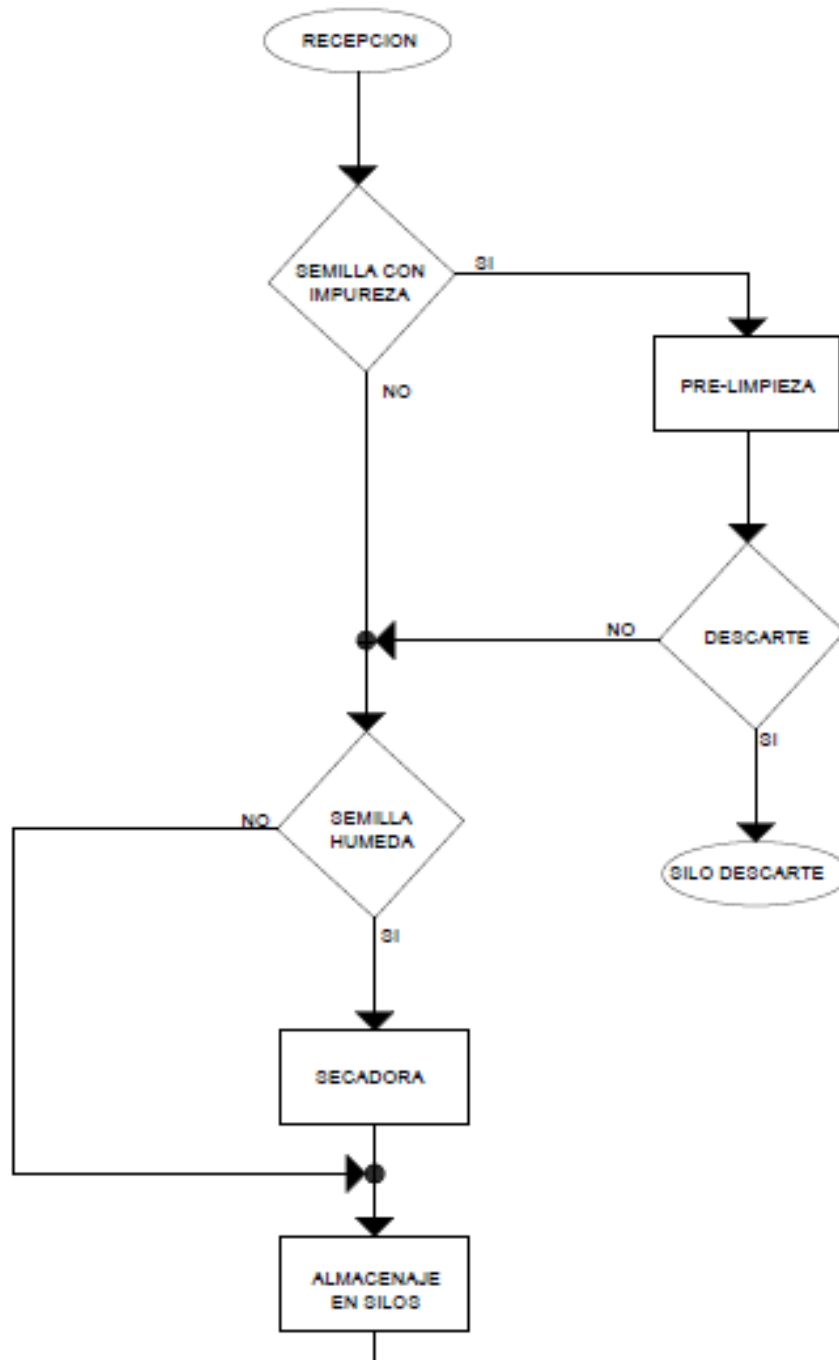
El objetivo del siguiente proyecto es el cálculo y diseño de los componentes de una línea de almacenaje, limpieza, tratamiento químico y embolsado de semilla de soja.

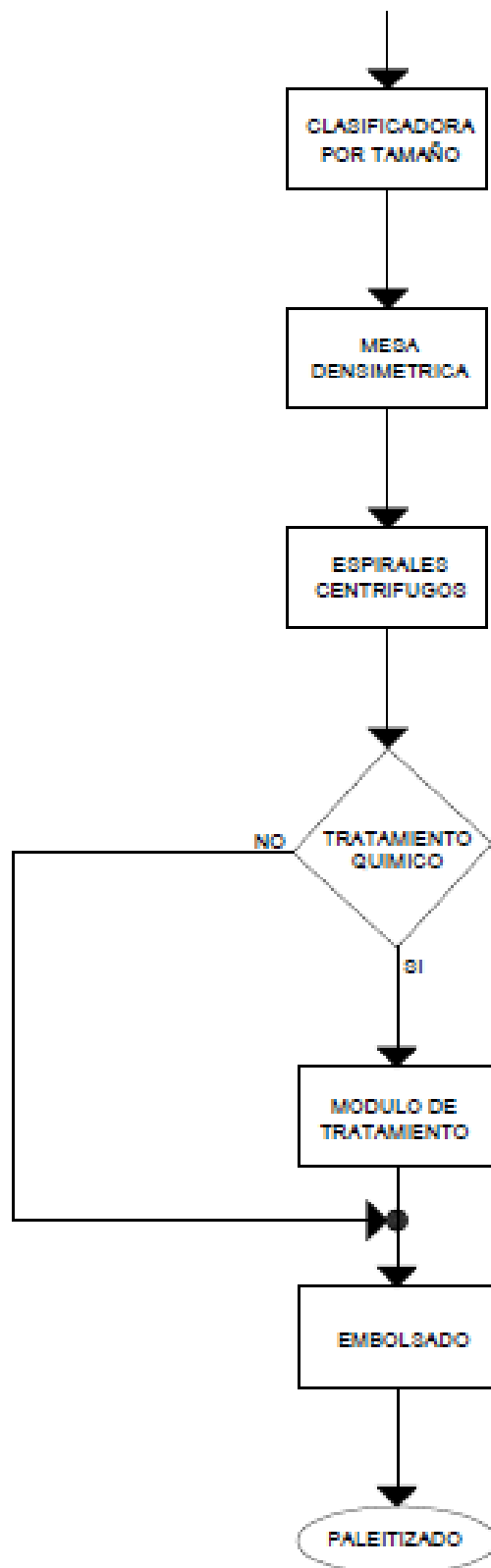
La nave industrial está prevista que sea instalada en la zona núcleo-pampeana, más precisamente en la ciudad de Colon, Buenos Aires.

Las etapas del proceso serán:

- Recepción, pre-limpieza y almacenaje de la semilla.
- Clasificación por tamaño de grano a través de zarandas.
- Limpieza a través de mesa densimetría.
- Tratamiento químico de las semillas en caso de ser requerido.
- Embolsado y palletizado.

1.2 Diagrama de flujo.





### **1.3 Alcance del proyecto.**

El proyecto está dividido en 2 grandes partes: calculo mecánico, calculo eléctrico.

Calculo mecánico: se plantea realizar el cálculo y diseño de un elevador a cangilones, y una cinta transportadora.

Calculo eléctrico: se realizara el cálculo de la potencia consumida, la selección del transformador necesario, la selección del alimentador principal, el diseño de la puesta a tierra, calculo y diseño del banco de capacitores y las alimentaciones a cada uno de los puntos necesarios.

### **1.4 Funcionamiento de la planta.**

La planta contara con 2 líneas de proceso en el cual cada línea tiene una capacidad de 5 Tn/hs, y una capacidad de almacenamiento de 50.000 bolsas de 40 Kg terminadas.

El funcionamiento general de la planta podría subdividirse en 3 procesos: recepción, clasificado, tratamiento químico/embolsado.

Proceso 1, Recepción: La recepción de semillas se realizara a través de camiones los cuales son descargado a través del volquete, y almacenado en silos. Esta semilla puede ser pasada por un equipo de pre-limpieza.

Proceso 2 Clasificado: Mediante un elevador a cangilones y luego una cinta transportadora es llevada a un silo pulmón, del silo es descargo a la clasificadora, luego a través de un elevador es transportada a la mesa densimetría. Las semillas consideradas como no aceptables por la clasificadora y la mesa densimetría es transportada a un silo de descarte.

Proceso 3, Tratamiento químico/embolsado: A las semillas aceptadas por el proceso de clasificado, son transportadas a través de un elevador a cangilones y de allí se las puede enviar a la tolva de embolsado (en caso que la semilla no sea tratada) y luego su embolsado, o a la tolva de tratamiento químico de allí descargada a la máquina de tratamiento y luego embolsada.



## 2 CALCULO ELEVADOR A CANGILONES

Luego de realizado los cálculos llegamos a los siguientes materiales para la construcción de la noria:

Capacidad de transporte: 60 [Tn/Hs].

Altura de elevación: 18,5 [m].

Cangilón: UNIPOL, modelo: 350.

Correa Plana: Goodyear PLYLON 440, 4 telas.

Largo=39 [m], Ancho=16".

Material Pantalón: Chapa acero negro, Calibre: 14 (2 [mm]).

Mando: Motorreductor SEW,

Modelo: S97DRN132M4 (P: 7,5 [KW], i=1:60,59).

Cabezal: Proyección H=980[mm], X=1495[mm].

Tambor:  $\varnothing = 840[mm]$ , A=457[mm].

Acoplamiento: Tipo: A cadena

Marca: INTERMEC, Modelo: C100-20.

Eje conductor: Hierro redondo trefilado  $\varnothing = 110[mm]$ .

Caja rodamiento tambor superior: Modelo: SNL 524-620.

Chaveta eje mando: DIN 6885 b=16[mm], h=10[mm], L=250[mm].

Rodamiento eje conductor: Rodamiento a bola a rotula

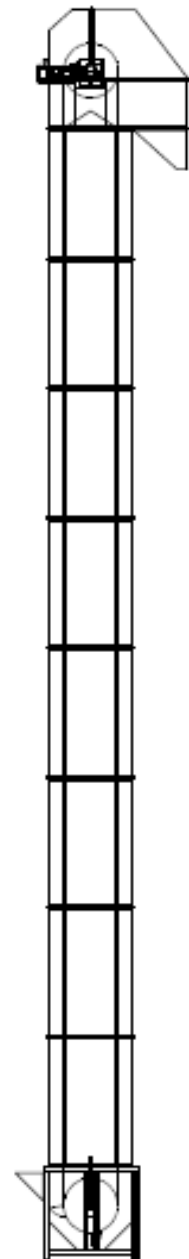
Marca: SKF, Modelo: 1224 KM.

Eje conducido: Hierro redondo trefilado  $\varnothing = 50[mm]$ .

Rodamiento eje conducido: Rodamiento a bola

Marca SKF, Modelo: YAR 210-2F.

Caja rodamiento tensor: Modelo: THH 2211



A continuación comenzaremos con los cálculos de la noria:

### 2.1 Selección de cangilones.

Comenzaremos seleccionando el tipo y la cantidad de cangilones partiendo de la capacidad de transporte.

$$Q_m = \frac{Q}{V_t} \left[ \frac{Kg}{m} \right]$$

$Q_m$ : Capacidad a transportar por metro lineal.

Q: Capacidad a transportar  $\left[ \frac{Tn}{hs} \right]$ .

$V_t$ : Velocidad tangencial del tambor  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ .

$$Q_m = \frac{60 \frac{Tn}{hs}}{1 \frac{m}{s}} \times \frac{1000 Kg}{1 Tn} \times \frac{1 hs}{3600 s} = 16,7 \left[ \frac{Kg}{m} \right]$$

Suponemos adoptar 5 cangilones por metro.

$$Q_c = \frac{Q_m}{N_c} \left[ \frac{Kg}{cangilon} \right]$$

$Q_c$ : Capacidad a transportar en Kg de semilla por cangilón.

$N_c$ : Cantidad de cangilones por metro lineal de correa plana.

$$Q_c = \frac{16,7}{5} \rightarrow Q_c = 3,34 \left[ \frac{Kg}{cangilon} \right]$$

Sabiendo que el peso específico de la soja es  $770 \frac{Kg}{m^3} \times \frac{1m^3}{1000 dm^3} = 0,77 \frac{Kg}{dm^3}$ .

$$Q_c = \frac{3,34 \frac{Kg}{cangilon}}{0,77 \frac{Kg}{dm^3}} = 4,33 \frac{dm^3}{cangilon}$$

Considerando que adoptamos un porcentaje de llenado del cangilón del 80%

$$Q_c = 4,34 \frac{dm^3}{cangilon} \times 0,8 \rightarrow Q_c = 3,47 \frac{dm^3}{cangilon}$$

Entonces seleccionamos un cangilón de plástico UNIPOL 350 con las siguientes características:

Largo  $L = 350 \text{ mm}$

Proyección  $Proy = 210 \text{ mm}$

Profundidad  $Prof. = 170 \text{ mm}$

Capacidad  $Q_C = 6 \text{ dm}^3$

Peso  $P = 1,245 \text{ Kg}$

N° de perforaciones = 3

Diámetro del bulón =  $3/8''$

Distancia entre perforaciones =  $117 \text{ mm}$

Por lo tanto:

$$Q_C = 6 \frac{\text{dm}^3}{\text{cangilon}} \times 0,8 = 4,8 \frac{\text{dm}^3}{\text{cangilon}}$$

$$Q_C = 4,8 \frac{\text{dm}^3}{\text{cangilon}} \times 0,77 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^3} = 3,7 \frac{\text{Kg}}{\text{cangilon}}$$

$$Q_m = 3,7 \frac{\text{Kg}}{\text{cangilon}} \times 5 \frac{\text{cangilon}}{\text{m}} = 18,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$Q_R = 18,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ Tn}}{1000 \text{ Kg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 66,6 \frac{\text{Tn}}{\text{h}}$$

Verifica con la capacidad que necesitamos transportar.

### 2.1.1 Cálculo diámetro del tambor.

Para el cálculo del diámetro del tambor utilizaremos la siguiente fórmula empírica:

$$\phi_t = 4 \times Proj$$

$$\phi_t = 4 \times 210 \text{ mm} = 840 \text{ mm}$$

Por lo tanto adoptaremos un diámetro de tambor de  $840 \text{ mm}$ .

**2.1.2 Dimensionamiento motorreductor.**

$$w = \frac{V_t}{r} = \frac{1 \frac{m}{s}}{0,42 m}$$

$$w = 2,38 \frac{rad}{s} \times \frac{1 \text{ vuelta}}{2\pi rad} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 22,73 \text{ rpm}$$

$$i = \frac{1440}{22,73} = 63,95$$

Ahora calculamos la potencia en el eje:

$$P_{EJE} = \frac{Q \times (H + H_1)}{270} \times 1,4 \text{ [HP]}$$

$P_{EJE}$ : Potencia mecánica en el eje del tambor del elevador [HP].

Q: Capacidad a transportar  $\left[\frac{Tn}{h}\right]$ .

H: Altura del elevador [m].

$H_1$ : Valor de corrección de acuerdo con la altura [m]. Obtenido en la siguiente tabla:

**VALORES DE  $H_1$**

Tipo de elevador	Características del material	Valores de $H_1$ m
Cangilones discontinuos	Pesado y en trozos gruesos	15
	Medianamente pesados o ligeros y en polvo	10
Cangilones continuos	Pesado y en trozos gruesos	10
	Mediano, ligero y en polvo	5

$$P_{EJE} = \frac{60 \times (18,5 + 10)}{270} \times 1,4 \rightarrow P_{EJE} = 8,86 \text{ [HP]}$$

Selecciono un motorreductor SEW eurodrive S97DRN132M4, corona sin fin.

Datos:

Potencia: 7,5 Kw

i: 60,59

n:1468 RPM

Freno: BE11 (230 V, 110 Nm)

## **2.2 Cálculo correa plana.**

### **2.2.1 Cálculo momento en el arranque.**

$$M_t = 71620 \times \frac{P_M}{w_t} \times K \text{ [Kgcm]} \quad (1)$$

$$M_t = r_t \times (T_1 - T_2) \text{ [Kgcm]} \rightarrow T_1 = \frac{M_t}{r_t} + T_2 \quad (2)$$

$$e^{\mu\alpha} = \frac{T_1}{T_2} \rightarrow T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} \text{ Prony} \quad (3)$$

K: Factor tipo de arranque.

$T_1$ : Esfuerzo ramal cargado [Kg].

$T_2$ : Esfuerzo ramal descargado [Kg].

$\mu$ : Coeficiente de fricción correa plana – tambor.

$\alpha$ : Angulo de contacto corra plana – tambor [rad].

Reemplazando en (2) por (1) y (3):

$$T_1 = \frac{M_t}{r_t} + T_2 = \frac{71620 \times \frac{P_w}{w_t} \times K}{r_t} + \left( \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} \right) \rightarrow T_1 - \left( \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} \right) = \frac{71620 \times \frac{P_w}{w_t} \times K}{r_t}$$

$$T_1 = \frac{71620 \times \frac{P_w}{w_t} \times K}{r_t} \times \left( \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \text{ [Kg]}$$

Siendo:

K: Arranque directo, K=2,5

$\mu$ : goma – goma = 0,6.

$\alpha$ :  $180^\circ = \pi$

$$T_1 = \left( \frac{71620 \times \frac{10}{24,22} \times 2,5}{42} \right) \times \left( \frac{e^{0,6\pi}}{e^{0,6\pi} - 1} \right)$$

$$T_1 = 1760,15 \times 1,18 \rightarrow T_1 = 2076,98 \text{ [Kg]}$$

$$T_2 = \frac{2076,28}{e^{0,6\pi}} \rightarrow T_2 = 315,36 \text{ [Kg]}$$

$$M_t = 71620 \times \frac{10}{24,22} \times 2,5 \rightarrow M_t = 73926,5 \text{ [Kgcm]}$$

### 2.2.2 Dimensionamiento de la correa plana.

El ancho de la correa la seleccionaremos de la siguiente manera:

$$A_{CP} = A_C + 40 \text{ mm}$$

$A_C$ : Ancho de cangilón [mm].

$$A_{CP} = 352 + 40 \rightarrow A_{CP} = 392 \text{ [mm]}$$

Adoptamos un ancho de correa de:

$$A_{CP} = 406,4 \text{ mm} \rightarrow 16 \text{ pulg}$$

Para seleccionar la correa calculamos la carga por cm:

$$T_{CP} = \frac{T_1}{A_{CP}} \rightarrow T_{CP} = \frac{2076,98}{40,64} = 51,08 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Seleccionamos del catálogo GOOD YEAR correas planas elevadoras EP 1250/6 de 6 telas la cual posee una tensión admisible de trabajo  $P_t = 97,89 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} > 51,08 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$ .

El largo de la correa será:

$$L_{CP} = 2 \times \pi \times r_t + 2 \times H$$

$$L_{CP} = 2 \times \pi \times 0,21 + 2 \times 18,5$$

$$L_{CP} = 38,32 \text{ [m]}$$

Adoptamos un largo de 40 m para poder hacer una correcta unión entre los extremos de la correa.

### 2.2.3 Verificación de la tensión mínima para que no patine la correa.

Para asegurar que la correa no patine se debe cumplir lo siguiente:

$$T_2 < \sum P_{RD} = (P_{CV} \times N_C + P_{CP}) \times H$$

Donde:

$T_2$ : Esfuerzo ramal descargado [Kg].

$P_{RD}$ : Sumatoria pesos del ramal descargado.

$P_{CV}$ : Peso de un cangilón vacío + peso tornillos [Kg].

$N_b$ : Cantidad de cangilones por metro lineal de correa.

$P_{CP}$ : Peso de la correa plana por metro.

H: Altura del elevador [m].

$$P_{CV} = 1,245 + 3 \times (0,0327 + 0,00723 + 0,0136 + 0,0027)$$

$$P_{CV} = 1,4139 \frac{Kg}{cangilon}$$

$$P_{CP} = 6 \frac{Kg}{m^2} \times 0,4064 m \rightarrow P_{CP} = 2,44 \frac{Kg}{m}$$

$$\sum P_{RD} = \left( 1,4139 \frac{Kg}{cangilon} \times 5 \frac{cangilon}{m} + 2,44 \frac{Kg}{m} \right) \times 18,5 m$$

$$\sum P_{RD} = 175,93 Kg$$

Si se cumple que:

$T_2 < \sum P_{RD}$ : No es necesario tensar la correa plana.

$\sum P_{RD} < T_2 < 1,2 \times \sum P_{RD}$ : Es suficiente revestir con goma el tambor.

$1,2 \times \sum P_{RD} < T_2$ : Es necesario tensar la correa en el tambor inferior.

En nuestro caso:

$$T_2 = 315,36 \neq \sum P_{RD} = 175,93$$

$$\sum P_{RD} = 175,93 < T_2 = 315,36 \neq 1,2 \times \sum P_{RD} = 211,11$$

$$1,2 \times \sum P_{RD} = 211,11 < T_2 = 315,36$$

Por lo tanto necesitamos tensar la correa en el tambor inferior.

La tensión necesaria para que la correa no patine la calculamos de la siguiente manera:

$$T_{TS} = \frac{T_2}{1,2} - \sum P_{RD} = \frac{315,36}{1,2} - 175,93$$

$$T_{TS} = 262,8 \text{ Kg}$$

### **2.3 Diseño cabezal tambor.**

#### **2.3.1 Dimensionamiento eje tambor motriz.**

Esfuerzos distribuidos en el tambor:

$$Q_C = \frac{F_C}{A_T} \left( \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} \right)$$

Sumatoria esfuerzo en el tambor:

$$F_C = T_1 + T_2 + T_{TS} + P_{tambor} + \sum P_{RD} + \sum P_{RC} \text{ [Kg]}$$

Esfuerzo en los rodamientos:

$$R_A = R_B = \frac{F_C}{2} \text{ [Kg]}$$

El momento flector máximo carga distribuida:

$$M_f = \frac{F_C \times A_T}{8} \text{ [Kgcm]}$$



Momento de comparación:

$$M_c = 0,35 \times M_f + 0,65 \times \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \text{ [Kgcm]}$$

$$M_c = \sigma_{Adm} \times W_{xx} \text{ [Kgcm]}$$

Modulo resistente eje circular macizo:

$$W_{xx} = \frac{\pi \times \phi^3}{32} \rightarrow \phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{W_{xx} \times 32}{\pi}} \text{ [cm]}$$

En nuestro caso tenemos que:

$$\sum P_{RC} = \sum P_{RD} + (P_{SC} \times N_C \times H)$$

$P_{RC}$ : Sumatoria peso ramal cargado.

$P_{SC}$ : Peso de semilla por cangilon.

$$\sum P_{RC} = 175,93 + (4,5 \times 5 \times 18,5)$$

$$\sum P_{RC} = 592,16 \text{ [Kg]}$$

El ancho del tambor lo seleccionaremos de la siguiente manera:

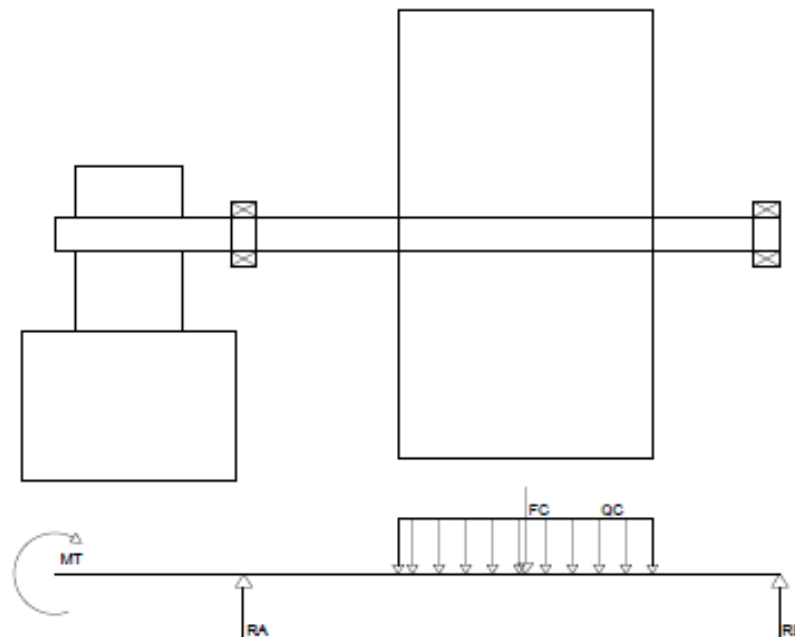
$$A_T = A_{CP} + 50 \text{ [mm]}$$

$A_T$ : Ancho tambor.

$A_{CP}$ : Ancho de la correa plana.

$$A_T = 406,4 + 50 = 456,4 \text{ mm}$$

Adoptamos 457 mm.



$$P_{Tambor} = P_{Chapa} + 2 \times P_{Disco} + P_{eje hueco}$$

El material adoptado para la confección del tambor es chapa de acero SAE 1010 de calibre  $\frac{1}{4}$ " (6,35 mm)  $P = 50,24 \frac{Kg}{m^2}$ .

$$P_{Chapa} = \pi \times \phi_T \times A_T \times P_{Chapa} \rightarrow P_{Chapa} = \pi \times 0,48 \times 0,457 \times 50,24$$

$$P_{Chapa} = 150,27 [Kg]$$

El material adoptado para la confección de los discos es chapa de acero SAE 1010 de calibre  $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm)  $P = 100,50 \frac{Kg}{m^2}$ .

$$P_{Disco} = \pi \times (R_T^2 - R_M^2) \times P_{Chapa} \rightarrow P_{Disco} = \pi \times (0,42^2 - 0,05^2) \times 100,5$$

$$P_{Disco} = 54,90 Kg$$

$$P_{eje hueco} = \pi \times (R_M^2 - R_E^2) \times L_{eje} \times \rho_{eje}$$

$$P_{eje hueco} = \pi \times (0,065^2 - 0,0325^2) \times 0,876 \times 7860$$

$$P_{eje hueco} = 68,54 Kg$$

$$P_{tambor} = 150,27 + 2 \times 54,90 + 68,54 \rightarrow P_{tambor} = 273,71 Kg$$

Por lo tanto la sumatoria de esfuerzos distribuidos a lo largo del tambor será:

$$F_C = 2076,98 + 315,36 + 262,8 + 273,71 + 175,93 + 592,16$$

$$F_C = 3696,94 \text{ Kg}$$

El momento flector máximo será:

$$M_f = \frac{3696,94 \times 45,7}{8} \rightarrow M_f = 29173,28 \text{ Kgcm}$$

El momento flexo torsor de comparación será:

$$M_C = \sqrt{29173,28^2 + 73926,5^2}$$

$$M_C = 79474,57 \text{ [Kgcm]}$$

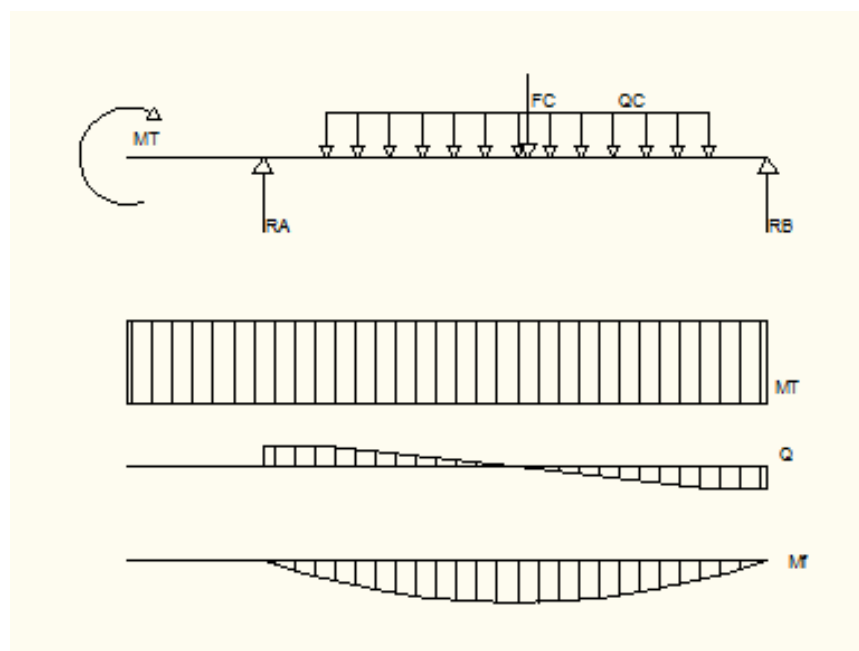
Adoptamos como material para el eje acero SAE 1020, tendremos un

$$\sigma_{Fluencia} = 2300 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \sigma_{Adm} = 1150 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \text{ por lo tanto:}$$

$$W_{xx} = \frac{79474,57}{1150} \rightarrow W_{xx} = 69,1 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 69,1}{\pi}} \rightarrow \phi_{eje} = 8,9 \text{ cm}$$

Adopto un hierro redondo trellado de 110 mm de diámetro, peso aprox= 73,81 Kg/m



**2.3.1.1 Dimensionamiento chaveta eje tambor motriz.**

Para dimensionar la chaveta a utilizar, primero estimaremos las dimensiones de la misma según el diámetro del eje calculado en el punto anterior para luego calcular el largo de esta teniendo en cuenta el momento torsor a transmitir en el arranque.

$$\phi_{eje} = 110 [mm] \rightarrow \text{adoptamos chaveta } b = 32[mm] \times h = 18[mm]$$

$$M_t = F \times r_{eje} \rightarrow F = \frac{M_t}{r_{eje}}$$

Verificación al corte:

$$\tau_{adm} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{b \times \tau_{adm}} [cm]$$

Verificación al aplastamiento:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times \sigma_{adm}} [cm]$$

$$F = \frac{73926,5 [Kgcm]}{5,5 [cm]} \rightarrow F = 13441,1 [Kg]$$

El material utilizado para las chavetas es SAE 1045,  $\sigma_{fluencia} = 2400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$

$$\sigma_{adm} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \quad \tau_{adm} = 1680 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$$L \geq \frac{13441,1}{3,2 \times 1680} = 2,5 [cm] \text{ Calculado al corte}$$

$$L \geq \frac{13441,1}{\frac{1,8}{2} \times 2100} = 7,1 [cm] \text{ Calculado al aplastamiento}$$

Teniendo en cuenta el cálculo realizado adoptamos una chaveta DIN 6885 con las siguientes medidas:  $b = 32 [mm]$   $h = 18 [mm]$   $L = 170 [mm]$ .

**2.3.2 Dimensionamiento eje tambor conducido.**

Esfuerzos distribuidos en el tambor:

$$Q_c = \frac{F_c}{A_T} \left( \frac{Kg}{cm} \right)$$

Sumatoria esfuerzo en el tambor:

$$F_c = T_2 + P_{tambor} [Kg]$$

Esfuerzo en los rodamientos:

$$R_A = R_B = \frac{F_c}{2} [Kg]$$

El momento flector máximo carga distribuida:

$$M_f = \frac{F_c \times A_T}{8} [Kgcm]$$

Momento de comparación:

$$M_c = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} [Kgcm]$$

$$M_c = \sigma_{Adm} \times W_{xx} [Kgcm]$$

Modulo resistente eje circular macizo:

$$W_{xx} = \frac{\pi \times \phi^3}{32} \rightarrow \phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{W_{xx} \times 32}{\pi}} [cm]$$

Por lo tanto:

$$F_c = 588,71 [Kg]$$

$$M_f = \frac{588,71 \times 45,7}{8} = 3363 [Kgcm]$$

$$M_c = \sqrt{4440,95^2 + 0^2} [Kgcm]$$

$$M_c = 3363 [Kgcm]$$

$$W_{xx} = \frac{3363}{1150} = 2,92 [cm^3]$$

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{2,92 \times 32}{\pi}}$$

$$\phi_{eje} = 3,1 \text{ [cm]}$$

Adopto un hierro redondo trellado de 50 mm de diámetro, peso aprox= 15,41 Kg/m.

### 2.3.2.1 Dimensionamiento chaveta eje tambor motriz.

Para dimensionar la chaveta a utilizar, primero estimaremos las dimensiones de la misma según el diámetro del eje calculado en el punto anterior para luego calcular el largo de esta teniendo en cuenta el momento torsor a transmitir en el arranque.

$$\phi_{eje} = 50 \text{ [mm]} \rightarrow \text{adoptamos chaveta } b = 16 \text{ [mm]} \times h = 10 \text{ [mm]}$$

$$M_t = F \times r_{eje} \rightarrow F = \frac{M_t}{r_{eje}}$$

Verificación al corte:

$$\tau_{adm} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{b \times \tau_{adm}} \text{ [cm]}$$

Verificación al aplastamiento:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times \sigma_{adm}} \text{ [cm]}$$

$$F = \frac{3363 \text{ [Kgcm]}}{2,5 \text{ [cm]}} \rightarrow F = 1345,3 \text{ [Kg]}$$

El material utilizado para las chavetas es SAE 1045,  $\sigma_{fluencia} = 2400 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$

$$\sigma_{adm} = 2100 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad \tau_{adm} = 1680 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$L \geq \frac{1345,3}{1,6 \times 1680} = 0,5 \text{ [cm]} \text{ Calculado al corte}$$

$$L \geq \frac{1345,3}{\frac{1}{2} \times 2100} = 1,28 \text{ [cm]} \text{ Calculado al aplastamiento}$$

Teniendo en cuenta el cálculo realizado adoptamos una chaveta DIN 6885 con las siguientes medidas:  $b= 16$  [mm]  $h= 10$  [mm]  $L= 30$  [mm].

### 2.3.3 Dimensionamiento de acoplamiento.

Según catálogo de acoplamiento a cadena INTERMEC seleccionaremos el acoplamiento necesario:

$$P_A = P[HP] \times fs$$

fs: Factor de servicio, obtenido en la tabla I del catálogo de acoplamientos

Para elevadores a cangilones el factor de servicio es: 1,5.

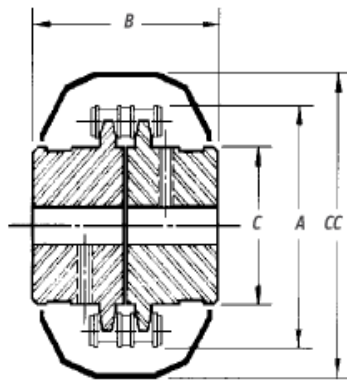
$$P_A = 10[HP] \times 1,5$$

$$P_A = 15 HP$$

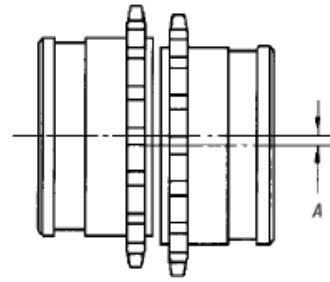
De tabla II entrando con las  $RPM= 22,73$  y  $P_A = 15 HP$  obtenemos el tipo de acoplamiento a utilizar:

Ref.	Revoluciones por minuto para Acoples Tipo Cadena Intermec																			
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	1800	2000	2500	3000	3600	4000	4800
35-18	0,24	0,61	1,2	1,65	2,2	2,6	3	3,3	3,7	4,5	5,6	6,5	7,8	8,9	9,5	11	12	13	13	13
40-18	0,44	1,1	2,2	2,97	3,9	4,7	5,4	5,9	6,7	7,9	10	12	14	16	17	20	21	23	23	23
50-16	0,86	2,1	4,1	5,7	7,5	8,8	9,9	11	12	15	19	22	26	30	32	37	40	43		
50-18	1	2,6	5,6	7,2	9,3	11,2	13,3	14	16	19	24	28	34	38	41	47	51			
60-18	2	4,9	9,8	13	18	21,6	24	27	30	35	45	52	63	72	77	89				
60-22	2,9	7,4	15	21	27	32	36	40	45	54	68	78	94	107	115	133				
80-18	4,4	11	22	31	39	47	54	59	67	80	101	116	141	160	171					
80-22	6,5	16	33	45	60	71	80	89	100	119	151	174	210	239	256					
100-20	9,9	25	49	68	90	107	122	134	151	179	228	261	316	360						
120-20	22	55	111	154	202	242	274	302	339	404	514	589								
160-20	48	120	239	330	436	520	591	651	730	871	1107									
200-18	65	166	331	459	604	723	820	903	1012	1209										
200-20	100	249	496	687	906	1083	1228	1352	1516											
Lubricación	1	2			3					1. Intervalo de Lubricación: una vez al mes 2. Intervalo de Lubricación: una vez a la semana, se recomienda utilizar carcaza 3. Es imprescindible el uso de carcaza (cubierta) con abundante lubricación.										

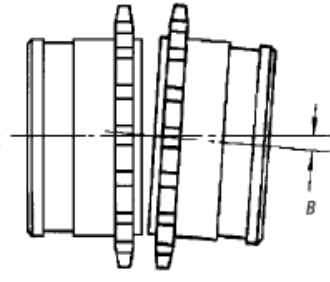
El acoplamiento adoptado es: C100-20.



**Fig .1**



**Fig .2**



**Fig .3**

Referencia	Hueco máximo permisible mm	Dimensiones principales en milímetros (fig. 1)				Desalineamiento máximo permisible (figs. 2 y 3)		RPM máximas sin carcasa	RPM máximas con carcasa oleoactuante
		A	Con carcasa cc	B	C	Paralelo A mm	Angular B grados		
C35-18	31	63	73	56	43	0,20	1,5°	1200	4800
C40-18	41	84	95	70	59	0,27	2°	1000	4500
C50-16	43	95	112	100	63	0,30	2°	800	4000
C50-18	45	105	123	100	73	0,30	2°	800	3600
C60-18	57	127	142	125	88	0,35	2°	600	3000
C60-22	76	151	165	125	115	0,35	2°	500	2500
C80-18	80	168	186	140	115	0,40	2°	500	2000
C80-22	95	202	225	155	142	0,40	2°	400	1900
C100-20	110	232	275	176	160	0,65	2,5°	400	1800
C120-20	130	275	320	224	184	0,80	3°	300	1200
C160-20	190	375	440	360	226	0,80	3°	200	1000
C200-18	205	424	490	508	294	0,80	3°	200	800
C200-20	260	504	570	508	477	0,80	3°	100	600

### 2.3.4 Dimensionamiento rodamientos eje tambor motriz.

Primero definimos los esfuerzos actuantes sobre los rodamientos:

$$R_A = R_B = \frac{F_C}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{3696,92}{2} = 1848,7 \text{ Kg}$$

Las cargas actuantes sobre los rodamientos son cargas puramente radiales, no existen cargas axiales.



Ahora seleccionaremos un rodamiento y calcularemos su vida útil:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

$L_{10}$ : Vida nominal en millones de revoluciones.

$n$ : Tipo de rodamiento=3= rodamiento de bolas.

$C$ : Capacidad de carga dinámica. [N]

$P$ : Carga dinámica equivalente [N].

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = F_r \rightarrow \text{cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$F_r$ : Fuerza radial [N].

$F_a$ : Fuerza axial [N].

$e$ : Valor límite de relación de cargas.

$C_o$ : Capacidad de carga estática [N].

Según el cálculo realizado anteriormente el diámetro del eje es de 110 mm por lo que adoptaremos un rodamiento con las siguientes características para el tambor conductor:

Para el tambor motriz adoptaremos un rodamiento de bolas a rotula 1224 KM + H 3024

Marca: SKF

Diámetro interior  $d$ : 127 mm.

Diámetro exterior  $D$ : 215 mm.

Ancho  $B$ : 42 mm.

Capacidad de carga dinámica  $C$ : 119 kN.

Capacidad de carga estática  $C_o$ : 53 kN.

Velocidad máxima de giro  $n$ : 6300 rpm.

$$F_a = 0 \text{ kN}$$

$$F_r = R_A = R_B = 1848,47 \text{ [N]}$$

$$\frac{F_r}{F_a} = 0 \rightarrow e = e_{min} \cong 0,22 \rightarrow \frac{F_r}{F_a} < e \rightarrow P = F_r$$

$$L_{10} = \left( \frac{119000}{1848,47} \right)^3 = 104315,9 \times 10^6 \text{ [rev]}$$

Suponiendo que las jornadas de trabajo son de 8 horas diarias 200 días al año a una velocidad angular de  $w = 63,95$  [RPM] por lo que el rodamiento tendrá una vida útil de:

$$L_{10} = 104315,9 \times 10^6 \text{ [rev]} \times \frac{1 \text{ [min]}}{63,95 \text{ [rev]}} \times \frac{1 \text{ [hs]}}{60 \text{ [min]}} \times \frac{1 \text{ [dia]}}{8 \text{ [hs]}} \times \frac{1 \text{ [año]}}{200 \text{ [dias]}}$$

$$L_{años} \cong 16991 \text{ años}$$

El rodamiento adoptado sobrepasa la vida útil esperada.

### **2.3.5 Dimensionamiento rodamientos eje tambor conducido.**

Primero definimos los esfuerzos actuantes sobre los rodamientos:

$$R_A = R_B = \frac{F_C}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{588,71}{2} = 294,36 \text{ Kg}$$

Las cargas actuantes sobre los rodamientos son cargas puramente radiales, no existen cargas axiales.

Ahora seleccionaremos un rodamiento y calcularemos su vida útil:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

$L_{10}$ : Vida nominal en millones de revoluciones.

$n$ : Tipo de rodamiento=3= rodamiento de bolas.

$C$ : Capacidad de carga dinámica. [N]

P: Carga dinámica equivalente [N].

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = F_r \rightarrow \text{cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$F_r$ : Fuerza radial [N].

$F_a$ : Fuerza axial [N].

e: Valor límite de relación de cargas.

$C_o$ : Capacidad de carga estática [N].

Según el cálculo realizado anteriormente el diámetro del eje es de 50 mm por lo que adoptaremos un rodamiento con las siguientes características para el tambor conducido:

Para el tambor motriz adoptaremos un rodamiento de bolas YAR 210-2F

Marca: SKF

Diámetro interior d: 50 mm.

Diámetro exterior D: 90 mm.

Ancho B: 51,6 mm.

Capacidad de carga dinámica C: 35,1 kN.

Capacidad de carga estática  $C_o$ : 23,2 kN.

Velocidad máxima de giro n: 4000 rpm.

$$F_a = 0 \text{ kN}$$

$$F_r = R_A = R_B = 294,36 \text{ [N]}$$

$$\frac{F_r}{F_a} = 0 \rightarrow e = e_{min} \cong 0,22 \rightarrow \frac{F_r}{F_a} < e \rightarrow P = F_r$$

$$L_{10} = \left( \frac{35100}{294,36} \right)^3 = 736310,45 \times 10^6 [\text{rev}]$$

Suponiendo que las jornadas de trabajo son de 8 horas diarias 200 días al año a una velocidad angular de  $w = 63,95$  [RPM] por lo que el rodamiento tendrá una vida útil de:

$$L_{10} = 736310 \times 10^6 [\text{rev}] \times \frac{1[\text{min}]}{63,95[\text{rev}]} \times \frac{1[\text{hs}]}{60[\text{min}]} \times \frac{1[\text{dia}]}{8[\text{hs}]} \times \frac{1[\text{año}]}{200[\text{dias}]}$$

$$L_{\text{años}} \cong 119935 \text{ años}$$

El rodamiento adoptado sobrepasa la vida útil esperada.

#### **2.4 Dimensionamiento cabezal-proyección.**

Para dimensionar el cabezal vamos a determinar la proyección de los cangilones aplicando tiro oblicuo en 3 posiciones probables (A, B, C).

$$V_t = w_t \times R$$

$$R = r_t + P_{RY} = 420 + 210 = 630 [\text{mm}]$$

$$V_t = 63,25[\text{rpm}] \times 0,63[\text{m}] \times \frac{1[\text{min}]}{60[\text{seg}]} \times \frac{2\pi[\text{rad}]}{1[\text{rev}]} \rightarrow V_t = 4,17 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Posición A ( $\alpha=30^\circ$ )

$$\text{Sen}(\alpha) = \frac{h_o}{R} \rightarrow h_o = \text{sen}(30) \times 630[\text{mm}]$$

$$h_o = 315 [\text{mm}]$$

$$\text{cos}(30) = \frac{X_o}{R} \rightarrow X_o = \text{cos}(30) \times 630[\text{mm}]$$

$$X_o = 545,6 [\text{mm}]$$

Según eje X:

$$X_{\text{max}} = X - X_o$$

$$X = V_x \times t$$

$$V_x = V_t \times \text{sen}(\alpha)$$

$$y = y_0 + V_y \times t - \frac{1}{2} \times g \times t^2$$

$$y - y_0 = 0 = V_y \times t - \frac{1}{2} \times g \times t^2$$

$$t = \frac{2 \times V_y}{g} \rightarrow t = \frac{2 \times V_t \times \cos(\alpha)}{g}$$

$$X_{max} = V_x \times t - X_o = \left[ V_t \times \sin(\alpha) \times \left( \frac{2 \times V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right) \right] - X_o$$

$$X_{max} = \frac{2 \times 4,17^2 \times \sin(30) \times \cos(30)}{9,81} - 0,5456$$

$$X_{max} = 0,99 [m] = 990 [mm]$$

Seguin eje Y

$$H_{max} = h_0 + V_Y \times t - \frac{1}{2} \times g \times t^2$$

$$V_Y = V_t \times \cos(\alpha)$$

$$t = \frac{V_Y}{a}$$

Durante la trayectoria a=g

$$t = \frac{V_t \times \cos(\alpha)}{g}$$

$$H_{max} = h_0 + \left[ (V_t \times \cos(\alpha)) \times \left( \frac{V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right) \right] - \frac{1}{2} \times g \times \left( \frac{V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right)^2$$

$$H_{max} = h_0 + \left( \frac{V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right)^2 \times \frac{1}{2} \times g \rightarrow H_{max} = 0,315 + \left( \frac{4,17 \times \cos(30)}{9,81} \right)^2 \times \frac{1}{2} \times 9,81$$

$$H_{max} = 0,98 [m] = 980 [mm]$$

Posición B ( $\alpha=60^\circ$ )

$$\text{Sen}(\alpha) = \frac{h_o}{R} \rightarrow h_o = \text{sen}(60) \times 630 [mm]$$

$$h_o = 545,6 [mm]$$

$$\text{cos}(\alpha) = \frac{X_o}{R} \rightarrow X_o = \text{cos}(60) \times 630 [mm]$$

$$X_o = 315 [mm]$$

Según eje X:

$$X_{max} = V_x \times t - X_0 = \left[ V_t \times \sin(\alpha) \times \left( \frac{2 \times V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right) \right] - X_0$$

$$X_{max} = \frac{2 \times 4,17^2 \times \sin(60) \times \cos(60)}{9,81} - 0,315$$

$$X_{max} = 1,22 [m] = 1220 [mm]$$

Según eje Y:

$$H_{max} = h_0 + \left( \frac{V_t \times \cos(\alpha)}{g} \right)^2 \times \frac{1}{2} \times g \rightarrow H_{max} = 0,5456 + \left( \frac{4,17 \times \cos(60)}{9,81} \right)^2 \times \frac{1}{2} \times 9,81$$

$$H_{max} = 0,77 [m] = 770 [mm]$$

Posición C ( $\alpha=90^\circ$ ):

$$H_0 = R = 630 [mm]$$

$$X_0 = 0 [mm]$$

Tiro horizontal:

$$X_{max} = V_x \times t - X_0 = V_x \times t - 0 \rightarrow X_{max} = V_x \times t$$

$$h_0 = \frac{1}{2} \times g \times t^2 \rightarrow t = \sqrt{\frac{2 \times h_0}{g}} \rightarrow t = \sqrt{\frac{2 \times R}{g}}$$

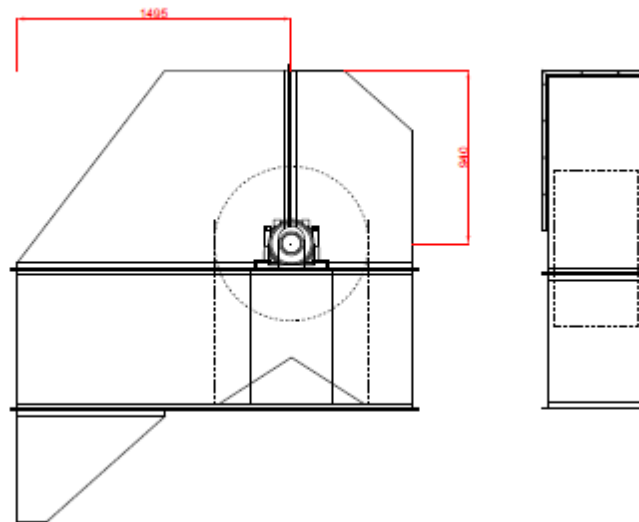
$$X_{max} = V_x \times \sqrt{\frac{2 \times R}{g}} = 4,17 \times \sqrt{\frac{2 \times 0,63}{9,81}}$$

$$X_{max} = 1,49 [m] = 1494,5 [mm]$$

Comparando los tres casos planteados, los valores de H y X máximos son:

$$H_{max} = 980 [mm] \rightarrow \text{Adoptamos } H = 980 [mm]$$

$$X_{max} = 1494,5 [mm] \rightarrow \text{Adoptamos } X = 1495 [mm]$$



#### 2.4.1 Dimensionamiento Cabezal.

Una vez definidos los puntos anteriores, pasamos a determinar las dimensiones del cabezal:

$$P_{cabezal} = P_{chapa} + P_{motorreductor} + P_{tambor} + P_{rod} + P_{angulo} \text{ [Kg]}$$

$$P_{chapa} = P_{chapa} \times A_{cabezal} \text{ [Kg]}$$

$$A_{cabezal} = 10,91 \text{ [m}^2\text{]}$$

El material adoptado para el cabezal es acero negro de 2 mm de espesor, peso=16  $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$

$$P_{chapa} = 10,91 \text{ [m}^2\text{]} \times 16 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right]$$

$$P_{chapa} = 174,56 \text{ [Kg]}$$

El peso del motorreductor adoptado es:

$$P_{motorred} = 235,7 \text{ [Kg]}$$

El peso del tambor es:

$$P_{tambor} = 223,22 \text{ [Kg]}$$

El peso del rodamiento adoptado es:

$$P_{rod} = 8,3 \text{ [Kg]}$$

Para unir el capot adoptamos hierro ángulo 1 1/4"x3/16"  $P_{angulo} = 2,25 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$ .

$$P_{angulo} = 2,25 \times 50,16$$

$$P_{angulo} = 112,86 \text{ [Kg]}$$

Por lo tanto el peso del cabezal es:

$$P_{cabezal} = 174,56 + 235,7 + 223,22 + 8,3 + 112,86$$

$$P_{cabezal} = 754,64 \text{ [Kg]}$$

## **2.5 Diseño pantalón.**

### **2.5.1 Dimensionamiento pantalón.**

Teniendo en cuenta las dimensiones del cabezal y las dimensiones estándar de la chapa de acero negro 1200x2400 [mm], dimensionaremos los pantalones de la siguiente manera:

Para lograr la distancia de 18,5 [m], el elevador estará conformado por 7 pantalones de 2,4 [m] de altura.

$$P_{pant} = P_{chapa} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right] \times A_{chapa} [\text{m}^2] + P_{angulo} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right] \times L_{angulo} [\text{m}^2]$$

$$A_{chapa} = 2 \times L_P \times (2 \times A + B + 2 \times C + B + 2 \times C) = 2 \times L_P \times (2 \times A + 2 \times B + 4 \times C)$$

$$A_{chapa} = 2 \times 2 \times (2 \times 0,265 + 2 \times 0,517 + 4 \times 0,0317)$$



$$A_{chapa} = 6,7632 [m^2]$$

El material adoptado para la confección del pantalón es chapa acero negro SAE 1010, calibre 14 (2 mm)  $P_{chapa} = 16 \left[ \frac{Kg}{m^2} \right]$ , y el hierro ángulo adoptado es de 1 1/4"x3/16"

$$P_{angulo} = 2,25 \left[ \frac{Kg}{m} \right].$$

$$P_{pant} = 16 \times 6,7632 + 2,25 \times 2 \times 3,654$$

$$P_{pant} = 124,65 [Kg]$$

Verificación a la compresión y al pandeo.

Verificación a la compresión:

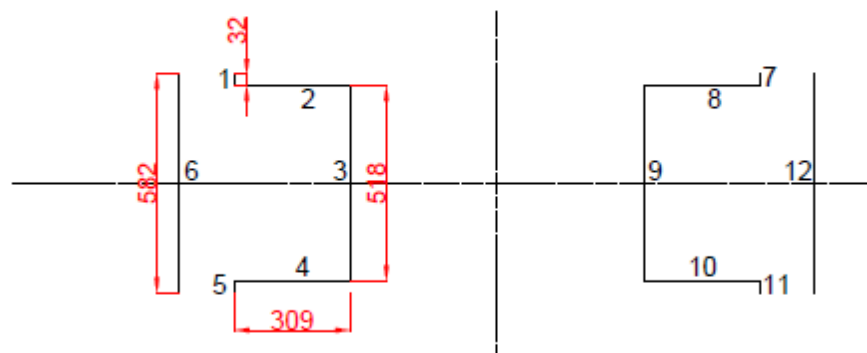
Para que se verifique a la compresión se debe cumplir que:

$$\sigma_M = \frac{F_N}{S_T} < \sigma_{adm} \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$F_N$ : Esfuerzo normal a los pantalones [Kg].

$S_T$ : Sección transversal de los pantalones [ $cm^2$ ].

$$F_N = T_{correa} + P_{pant} + P_{baldes} + P_{correa} + P_{cabezal}$$



$$S_T = \sum S_i$$

$$S_2 = S_4 = S_8 = S_{10} = e \times A$$

$$S_3 = S_9 = e \times B$$

$$S_1 = S_5 = S_7 = S_{11} = e \times C$$

$$S_6 = S_{12} = e \times (B + 2 \times C)$$

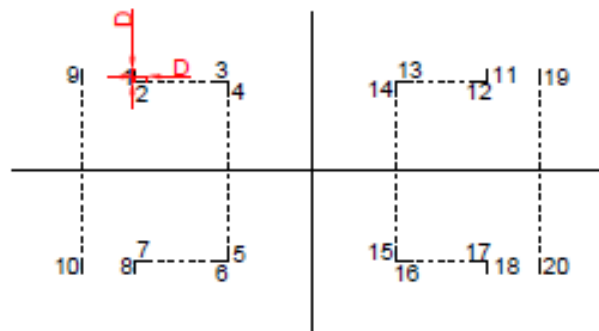
$$S_T = 4 \times S_2 + 2 \times S_3 + 4 \times S_1 + 2 \times S_6$$

$$S_T = e \times (4 \times A + 2 \times B + 4 \times C + 2 \times (B + 2 \times C))$$

$$S_T = 0,2 \times (4 \times 26,5 + 2 \times 51,7 + 4 \times 3,17 + 2 \times (51,7 + 2 \times 3,17))$$

$$S_T = 67,632 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Si en vez de considerar toda la sección transversal consideramos solo los vértices de 31,7 [mm] x 31,7 [mm], la sección transversal sería:



$$S_T = 20 \times e \times D \rightarrow S_T = 20 \times 0,2 \times 3,17$$

$$S_T = 12,68 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$T_{correa} = T_1 + T_2 + T_{TS} = 3317 + 503,7 + 243,82$$

$$T_{correa} = 4064,52 \text{ [Kg]}$$

$$P_{baldes} = P_{RC} + P_{RD} = 592,16 + 175,93$$

$$P_{baldes} = 768,09 \text{ [Kg]}$$

$$P_{correa} = 2,44 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right] \times 39 \text{ [m]} \rightarrow P_{correa} = 95,16 \text{ [Kg]}$$

$$F_N = 4064,52 + 91,233 + 768,09 + 95,16 + 761,89$$

$$F_N = 5780,893 \text{ [Kg]}$$

Teniendo en cuenta el material utilizado para el pantalón siendo un SAE1010,

$$\sigma_{fluencia} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right], \sigma_{adm} = \frac{2}{3} \sigma_{fluencia}, \text{ por lo tanto } \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right].$$

$$\sigma_M = \frac{5780,893 [Kg]}{67,632 [cm^2]} = 85,47 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \rightarrow \text{Verifica a la compresion}$$

$$\sigma_M = \frac{5780,893 [Kg]}{12,68 [cm^2]} = 455,9 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \rightarrow \text{Verifica a la compresion}$$

Como se puede observar en ambos caso verifica a la compresión.

Verificación al pandeo.

Para que verifique al pandeo se debe cumplir que:

$$\sigma_M = \frac{\omega \times F_N}{S_T} < \sigma_{adm}$$

$\omega$ : Coeficiente de pandeo, el cual es función del tipo de material y de la esbeltez mecánica de la pieza.

$\lambda$ : esbeltez, es la relación entre la luz de pandeo y el radio de giro. A mayor esbeltez es mayor el riesgo de pandeo.

$$\lambda = \frac{L_k}{I_k}$$

$L_k$ : Longitud de pandeo [m]

$$L_k = \beta \times L [m]$$

$\beta$ : Coeficiente de pandeo.

$$I_k = \sqrt{\frac{I_{ZZ}}{S_T}} [cm]$$

$I_k$ : Radio de giro.

$I_{ZZ}$ : Momento de inercia.

$$I_{ZZ} = \sum (I_g + A \times d^2) [cm^4] \text{ Steiner}$$

$I_g$ : Momento de inercia del rectángulo.

A: Área del rectángulo.

d: Distancia desde la fibra superficial al eje neutro.

$$I_g = \frac{b \times h^3}{12}$$

Considerando la figura anterior del corte transversal del pantalón tenemos que:

Para las secciones parciales 2-4-8-10:

$$I_g = \frac{A \times e^3}{12} y A \times d^2 = (e \times A) \times \left(\frac{B}{2} - \frac{e}{2}\right)^2$$

Para las secciones parciales 1-5-7-11:

$$I_g = \frac{e \times C^3}{12} y A \times d^2 = (e \times C) \times \left(\frac{B}{2} - \frac{C}{2}\right)^2$$

Para las secciones parciales 3-9:

$$I_g = \frac{e \times B^3}{12} y A \times d^2 = (e \times B) \times (0)^2 = 0$$

Para las secciones parciales 6-12:

$$I_g = \frac{e \times (B + 2 \times C)^3}{12} y A \times d^2 = (e \times B) \times (0)^2 = 0$$

$$I_{ZZ} = 4 \times \left[ \frac{A \times e^3}{12} + (e \times A) \times \left(\frac{B}{2} - \frac{e}{2}\right)^2 \right] + 4 \times \left[ \frac{e \times C^3}{12} + (e \times C) \times \left(\frac{B}{2} - \frac{C}{2}\right)^2 \right] + 2 \times \left[ \frac{e \times B^3}{12} \right] + 2 \times \left[ \frac{e \times (B + 2 \times C)^3}{12} \right]$$

$$I_{ZZ} = 4 \times \left[ \frac{26,5 \times 0,2^3}{12} + (0,2 \times 26,5) \times \left(\frac{51,7}{2} - \frac{0,2}{2}\right)^2 \right] +$$

$$4 \times \left[ \frac{0,2 \times 3,17^3}{12} + (0,2 \times 3,17) \times \left(\frac{51,7}{2} - \frac{3,17}{2}\right)^2 \right] +$$

$$2 \times \left[ \frac{0,2 \times 51,7^3}{12} \right] + 2 \times \left[ \frac{0,2 \times (51,7 + 2 \times 3,17)^3}{12} \right]$$

$$I_{ZZ} = 26675,765 [cm^4]$$

$$I_k = \sqrt{\frac{26675,765}{67,632}} \rightarrow I_k = 19,86 [cm]$$

$$L_k = 0,7 \times 18,5 \rightarrow L_k = 12,95 [m] = 1295 [cm]$$

$$\lambda = \frac{1295}{19,86} \rightarrow \lambda = 65,2$$

Teniendo en cuenta el material utilizado para el pantalón siendo un SAE1010,  $\sigma_{fluencia} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ ,  $\sigma_{adm} = \frac{2}{3} \sigma_{fluencia}$ , por lo tanto  $\sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ .

Para  $\lambda = 65,2 \cong 66 \rightarrow \omega = 1,36$

$$\sigma_M = \frac{1,36 \times 5780,893}{67,632} \rightarrow \sigma_M = 116,25 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$\rightarrow$  Verifica al pandeo

Considerando la figura anterior del corte transversal del pantalón tenemos que:

Para las secciones parciales 2-3-6-7-12-13-16-17:

$$I_g = \frac{D \times e^3}{12} y A \times d^2 = (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} - \frac{e}{2} \right)^2$$

Para las secciones parciales 1-8-11-18:

$$I_g = \frac{e \times D^3}{12} y A \times d^2 = (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} + \frac{D}{2} \right)^2$$

Para las secciones parciales 4-5-14-15:

$$I_g = \frac{e \times D^3}{12} y A \times d^2 = (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} - \frac{D}{2} \right)^2$$

Para las secciones parciales 9-10-19-20:

$$I_g = \frac{e \times D^3}{12} y A \times d^2 = (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} + \frac{D}{2} \right)^2$$

$$I_{zz} = 8 \times \left[ \frac{D \times e^3}{12} \right] + 8 \times \left[ (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} - \frac{e}{2} \right)^2 \right] + 12 \times \left[ \frac{e \times D^3}{12} \right] + 8 \times \left[ (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} + \frac{D}{2} \right)^2 \right]$$

$$+ 4 \times \left[ (e \times D) \times \left( \frac{B}{2} - \frac{D}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{zz} = 8 \times \left[ \frac{3,17 \times 0,2^3}{12} \right] + 8 \times \left[ (0,2 \times 3,17) \times \left( \frac{51,7}{2} - \frac{0,2}{2} \right)^2 \right] +$$

$$12 \times \left[ \frac{0,2 \times 3,17^3}{12} \right] + 8 \times \left[ (0,2 \times 3,17) \times \left( \frac{51,7}{2} + \frac{3,17}{2} \right)^2 \right] +$$

$$4 \times \left[ (0,2 \times 3,17) \times \left( \frac{51,7}{2} - \frac{3,17}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{ZZ} = 8680,21 [cm^4]$$

$$I_k = \sqrt{\frac{8680,21}{12,68}} \rightarrow I_k = 26,16 [cm]$$

$$L_k = 0,7 \times 18,5 \rightarrow L_k = 12,95 [m] = 1295 [cm]$$

$$\lambda = \frac{1295}{26,16} \rightarrow \lambda = 49,5$$

Teniendo en cuenta el material utilizado para el pantalón siendo un SAE1010,

$$\sigma_{fluencia} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right], \sigma_{adm} = \frac{2}{3} \sigma_{fluencia}, \text{ por lo tanto } \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right].$$

Para  $\lambda = 49,5 \cong 50 \rightarrow \omega = 1,21$

$$\sigma_M = \frac{1,21 \times 5780,893}{12,68} \rightarrow \sigma_M = 551,64 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \text{ (Verifica al pandeo)}$$

Como se puede observar en ambos casos verifica al pandeo.



### 3 CÁLCULO Y DISEÑO DE CINTA TRANSPORTADORA

Luego de realizado los cálculos llegamos a los siguientes materiales para la construcción de la cinta transportadora:

Capacidad de transporte: 60 Tn/h.

Material: Soja.

Distancia entre ejes: 17,20 mts.

Tambor: Marca: ROTRANS.  $\varnothing = 320 [mm]$ .

Correa plana: TRACSA UNIPLY T-120 DRAG- TOP, Ancho=16'' Largo=36[m].

Motorreductor: Marca: SEW, Modelo: S57DRN100L4 (P: 3[KW], i: 1:9,23).

Rodillos: Marca: ROTRANS, Modelo M/S 20 en V, 30 rod. superiores, 11 rod. inferiores.

Eje tambor: Hierro redondo trefilado,  $\varnothing = 55 [mm]$ .

Acople: Marca: INTERMEC, Modelo: C60-18.

Rodamiento: Marca SKF, Modelo: YAR 211-2F.

Larguero: Perfil UPN 60.

Caja rodamiento conductor: Marca: SKF, Modelo:FSNL 511-609.

Caja rodamiento conducido: Marca SKF, Modelo: THDD 2212.

A continuación comenzaremos con los cálculos de la cinta transportadora:

### **3.1 Cálculo de potencia.**

#### **3.1.1 Selección disposición rodillos, ancho de banda y velocidad de transporte.**

Para la elección de la disposición de rodillos, ancho de banda y velocidad de transporte vamos a utilizar el método propuesto por el manual de cinta transportadora pirelli, cuyas tablas serán mencionadas a continuación.

La combinación óptima de estos se refleja en la tabla 1 y dependerá del tipo de material a transportar y la capacidad de carga horaria requerida.

Como esta tabla está referenciada para ciertas condiciones de tipo de material y disposición de rodillos debemos primero afectar la capacidad de carga real de la cinta por distintos factores para de esta manera poder obtener una capacidad de carga ficticia que pueda ser utilizada en la tabla 1:

$$Q_f = \frac{Q}{f_1 \times f_2} \left[ \frac{Tn}{Hs} \right]$$

Q: Capacidad de carga de la cinta transportadora.

$f_1$ : Factor de corrección en función de la concavidad de los rodillos y el ángulo de sobrecarga (tabla 3 y tabla 4).

$f_2$ : Factor de corrección en función del ángulo de inclinación (tabla 5).

Primero averiguamos los datos característicos del material a transportar (de tabla 2):

Material: Soja.

Peso específico:  $770 \text{ Kg/m}^3$

Máxima inclinación recomendable:  $14^\circ$

Abrasividad: No abrasivo.

Angulo de reposo del material:  $20^\circ$ .



Angulo de sobrecarga dinámica:  $10^\circ$ .

Luego determinaremos el factor de corrección  $f_1, f_2$  y la disposición de los rodillos más conveniente.

Teniendo en cuenta tabla 4 y el ángulo de inclinación  $14^\circ$  optaremos por la disposición en V.

De tabla 4 con el ángulo de sobrecarga dinámica  $10^\circ$  y el ángulo de concavidad  $20^\circ$  determinamos  $f_1 = 0,84$ .

De tabla 5 con el ángulo de inclinación  $14^\circ$  determinamos  $f_2 = 0,91$ .

$$Q_f = \frac{60 \text{ Tn}/H}{0,84 \times 0,91} = 78,5 \text{ Tn}/H$$

Ahora entrando en tabla 1 para materiales de peso específico  $1000 \text{ Kg}/\text{m}^3$  y teniendo en cuenta que el material no es abrasivo, adoptamos una cinta de 400 mm de ancho a una velocidad de  $2 \text{ m}/\text{s}$  para un  $Q_f = 91 \text{ Tn}/H$ .

Por ultimo si afectamos la carga ficticia por los factores de corrección, la carga real sería:

$$Q_R = Q_f \times f_1 \times f_2$$

$$Q_R = 91 \text{ Tn}/H \times 0,84 \times 0,91$$

$$Q_R = 69,7 \text{ Tn}/H$$

$$69,7 \text{ Tn}/H > 60 \text{ Tn}/H$$

### **3.1.2 Determinación del diámetro del tambor.**

Primero tomamos una relación de transmisión 1:10 entonces

$$\eta_{tambor} = \frac{1440 \text{ rpm}}{10} \rightarrow \eta_{tambor} = 144 \text{ rpm}$$

$$V_t = w_t \times r \rightarrow r = \frac{V_t}{w_t}$$

$$r = \frac{2 \text{ m}/\text{s}}{144 \text{ rpm}} \times \frac{1 \text{ vuelta}}{2\pi \text{ rad}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$r = 0,133 \text{ m}$$

$$\varnothing = 2 \times r = 2 \times 0,133 \text{ m} = 0,266 \text{ m}$$

Del catálogo de tambores rotrants adoptamos un diámetro de 320 mm, entonces:

$$V_t = w_t \times r = 144 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ vuelta}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{0,320 \text{ m}}{2} = 2,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$2,41 \frac{\text{m}}{\text{s}} > 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### 3.2 Dimensionamiento motorreductor.

Como primer paso determinaremos la fuerza necesaria para mover la cinta basados en DIN 22101

$$F_T = \frac{Q \times H}{3,6 \times v} + c \times f \times L \times \left( \frac{Q}{3,6 \times v} + P_m \right)$$

Siendo:

$P_m$ : Peso de las partes móviles por metro de la cinta [Kg].

Q: Capacidad a transportar [ $Tn/H$ ].

H: Altura desnivel de la cinta [m].

L: Largo total de la cinta [m].

c: 3,3 (para cintas hasta 20 metros).

v: Velocidad de la cinta [m/s]

f: Coeficiente de fricción= 0,035 para rodamientos.

$$F_T = \frac{60 \text{ Tn/H} \times 1 \text{ m}}{3,6 \times 2,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}} + 3,3 \times 0,035 \times 17,2 \text{ m} \times \left( \frac{60 \text{ Tn/H}}{3,6 \times 2,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}} + 31,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right)$$

$$F_T = 83,45 \text{ Kg}$$

$$P = F_T \times \frac{V}{75} \rightarrow P = 83,45 \times \frac{2,41}{75}$$

$$P = 2,68 \text{ [HP]}$$

Para determinar la potencia necesaria del motor eléctrico, debemos afectar este valor por el rendimiento del reductor utilizado. Por lo tanto determinamos el reductor necesario.

De tabla determinamos: Motorreductor SEW S57DRN100L4

Velocidad de entrada:  $\eta_e = 1456 \text{ rpm}$ .

Relación:  $i=1:9,23$ .

Rendimiento:  $\eta_R = 0,87$

Potencia del motor: 3 KW.

### **3.3 Calculo cinta transportadora.**

#### **3.3.1 Determinación de tensiones.**

Para poder determinar que banda vamos a utilizar primero tenemos que determinar las tensiones a la cual estará sometida dicha banda:

$$M_t = 71620 \times \frac{P_m}{w_t} \times k \text{ [Kgcm]} \quad (1)$$

$$M_t = r_t \times (T_1 - T_2) \rightarrow T_1 = \frac{M_t}{r_t} + T_2 \quad (2)$$

$$e^{\mu\alpha} = \frac{T_1}{T_2} \rightarrow T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} \quad (3) \text{ Prony}$$

K: Factor tipo de arranque.

$T_1$ : Esfuerzo ramal cargado [Kg].

$T_2$ : Esfuerzo ramal descargado [Kg].

$\mu$ : Coeficiente de fricción de correa plana-tambor.

$\alpha$ : Angulo de contacto de correa plana- tambor [rad].

Reemplazando en (2) por (1) y (3).

$$T_1 = \frac{M_t}{r_t} + T_2 = \frac{71620 \times \frac{P_m \times k}{w_t}}{r_t} + \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} \rightarrow T_1 - \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{71620 \times \frac{P_m \times k}{w_t}}{r_t}$$

$$T_1 \times \left( \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \right) = \frac{71620 \times \frac{P_m \times k}{w_t}}{r_t} \rightarrow T_1 = \left( \frac{71620 \times \frac{P_m \times k}{w_t}}{r_t} \right) \times \left( \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \text{ [Kg]}$$

Siendo:

K: Factor tipo de arranque: arranque directo= 2,5.

$\mu$ : Coeficiente de fricción goma-goma= 0,6.

$\alpha$ : Angulo de contacto correa plana- tambor:  $200^\circ = 200^\circ \times \frac{\pi}{180} = 3,49 \text{ rad}$ .

$$T_1 = \left( \frac{71620 \times \frac{4 \text{ HP}}{158 \text{ rpm}} \times 2,5}{16 \text{ cm}} \right) \times \left( \frac{e^{0,6 \times 3,49}}{e^{0,6 \times 3,49} - 1} \right)$$

$$T_1 = 323,11 \text{ [Kg]}$$

$$T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{323,11}{e^{0,6 \times 3,49}}$$

$$T_2 = 39,8 \text{ [Kg]}$$

$$M_t = 71620 \times \frac{P_m}{w_t} \times k = 71620 \times \frac{4 \text{ HP}}{158 \text{ rpm}} \times 2,5$$

$$M_t = 4532,9 \text{ [Kgcm]}$$

### 3.3.2 Selección de cinta transportadora.

Con las tensiones obtenidas anteriormente y el ancho de banda que determinamos en el punto 3.1.1 seleccionaremos el tipo de cinta a utilizar.

Como el ancho de banda lo determinamos en pulgada:

A= 400 mm

Adoptamos un ancho  $A_c = 406,4 \text{ mm} = 16 \text{ pulgadas}$ .

Para seleccionar la correa del catálogo calculamos:

$$T_c = \frac{T_1}{A_c} = \frac{323,11 \text{ Kg}}{40,64 \text{ cm}} = 7,95 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Del catálogo TRACSA de correas transportadoras UNIPLY adoptamos la correa UNIPLY T-120 DRAG TOP (Cobertura corrugada tipo semicírculo), la cual posee las siguientes características:

Capacidad de tensión:  $22 \frac{Kg}{cm} > 7,95 \frac{Kg}{cm}$ .

Peso aproximado:  $4,5 \frac{Kg}{m^2}$

Ahora calculamos el largo total de la banda transportadora.

$$L_{TC} = L_C + L_E + 0,5 \times A_C$$

$$L_C = 2\pi \times r_t + 2 \times L = 2\pi \times 0,133 + 2 \times 17,2 = 35,24 [m]$$

$$L_E = e \times 75 = 2,4 \times 10^{-3} \times 75 = 0,18 [m]$$

$$L_{TC} = 35,24 + 0,18 + 0,5 \times 0,4064$$

$$L_{TC} = 35,63 [m]$$

Adoptamos un largo de cinta de 36 m para realizar una correcta unión entre los extremos de ella.

### **3.4 Diseño de estación de rodillos.**

Para calcular las dimensiones y cantidad de rodillos, utilizaremos el método propuesto en el catálogo de rodillos de la marca ROTRANS.

#### **3.4.1 Preselección de rodillos.**

Para realizar la preselección del catálogo, página 14 adoptamos un rodillo liso serie M/S-20 de diámetro exterior 63,5 mm, colocación en V, el cual para el ancho de banda 400 mm, tiene un peso de los rodillos de 2,44 Kg, un peso de partes móviles de 1,75 Kg y una longitud de 250 mm.

##### **3.4.1.1 Determinación cantidad de estaciones.**

La distancia entre los rodillos superiores será  $L_1 = 0,6$  m, en la zona de carga a la cinta tendremos 3 rodillos a una distancia de 0,2 m y la distancia entre los rodillos inferiores  $L_2 = 1,2$  m.

Por lo que tendremos 30 rodillos superiores y 15 rodillos inferiores.

### 3.4.1.2 Cálculo capacidad de carga.

Calculamos la carga sobre un rodillo utilizando la siguiente fórmula:

$$K_r = R + L_1 \times \left( G_g + \frac{Q_r}{3,6 \times V_c} \right) \times F_c \times F_i \times F_v \text{ [Kg]}$$

$K_r$ : Carga sobre el rodillo [Kg].

R: Peso de las partes móviles de los rodillos [Kg].

$L_1$ : Separación entre dos estaciones consecutivas [m].

$G_g$ : Peso de la banda [Kg/m].

$Q_r$ : Capacidad de carga real [Tn/h].

$V_c$ : Velocidad de la cinta transportadora [m/s].

$F_c$ : Factor de carga.

$F_i$ : Factor de impacto.

$F_v$ : Factor de vida del rodillo.

Anteriormente obtuvimos que el peso de la banda seleccionada era de  $4,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$ , por lo tanto para un ancho de cinta de 400 mm el peso por metro será:

$$G_g = 4,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \times 0,4 \text{ m} \rightarrow G_g = 1,8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Habiendo obtenido anteriormente también que la capacidad de carga es  $Q_r = 69,7 \frac{\text{Tn}}{\text{h}}$  y también sabiendo el peso específico de la soja es  $\rho = 0,77 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^3}$  tenemos que:

$$Q_r = 69,7 \frac{Tn}{h} \times \frac{1000 \text{ Kg}}{1 Tn} \times \frac{1}{0,77 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^3}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \rightarrow Q_r = 90,52 \frac{\text{m}^3}{h}$$

De la tabla C, pagina 7, obtenemos para una disposición en V (20°) el  $F_c=0,55$ .

De la tabla D, pagina 7, obtenemos para una velocidad de la banda de hasta 2 m/s, y un tamaño del material de 100 mm, el  $F_r= 1$ .

De la tabla E, pagina 7, obtenemos que para 30000 Hs de funcionamiento el  $F_v=1$ .

Obtenidos todos los datos necesarios, ahora calculamos la carga sobre el rodillo:

$$K_r = 1,75 \text{ Kg} + 0,6 \text{ m} \times \left( 1,8 \text{ Kg} + \frac{90,52 \frac{\text{m}^3}{h}}{3,6 \times 2 \frac{\text{m}}{s}} \right) \times 0,55 \times 1 \times 1 \rightarrow K_r = 6,5 \text{ Kg}$$

### **3.4.1.3 Dimensionamiento rodillos.**

Verificamos el valor obtenido respecto al rodillo seleccionado:

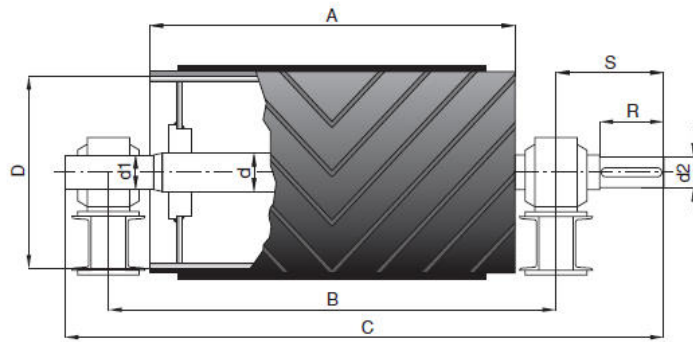
De la tabla I, pagina 9, para  $V_c=2 \text{ m/s}$  y  $\phi_{rod} = 63,5 \text{ mm}$ , obtenemos la velocidad de los rodillos 601 rpm.

De la tabla H, pagina 8, para 30000 Hs  $\phi_{eje} = 20 \text{ mm}$ , longitud de rodillo 250 mm y n 601 rpm, obtenemos una capacidad de carga admisible  $K_r=140 \text{ Kg} \gg 6,5 \text{ Kg}$ , como se puede observar verifica.

### **3.5 Diseño de tambores motriz y conducido.**

#### **3.5.1 Dimensionamiento tambores.**

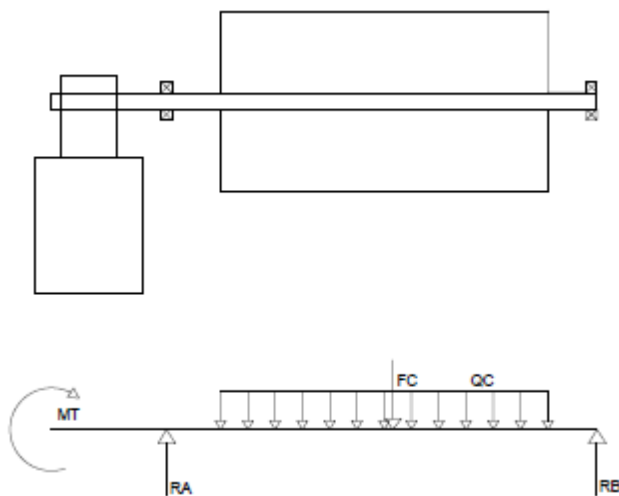
Como se había determinado anteriormente necesitamos tambores de  $\phi = 320 \text{ mm}$  y un ancho de banda de 400 mm según el catalogo Rotrans el diseño queda:



D	A	B	C	d	d1	d2	S	R	SOPORTE
216	500	655	880	50	40	35	162,5	100	SNL-509
		665	920	60	50	45	187,5	120	SNL-511
		680	965	70	60	55	210	135	SNL-513
320	500	665	920	60	50	45	187,5	120	SNL-511
		680	965	70	60	55	210	135	SNL-513
		690	1000	80	70	65	230	150	SNL-516
404	500	680	965	70	60	55	210	135	SNL-513
		690	1000	80	70	65	230	150	SNL-516
		710	1050	90	80	75	250	160	SNL-518

La longitud total del eje así como el diámetro 'd2' y la longitud 'R' dependerán del tipo y modelo de reductor.

### 3.5.2 Dimensionamiento diámetro eje.





Para dimensionar el eje del tambor comenzaremos definiendo:

Esfuerzo distribuidos en el tambor:

$$Q_c = \frac{F_c}{A_T} \left[ \frac{Kg}{cm} \right]$$

Sumatoria esfuerzo en el tambor

$$F_c = (T_1 + T_2) [Kg]$$

Esfuerzo en los rodamientos

$$R_A = R_B = \frac{F_c}{2} [Kg]$$

Momento flector máximo carga distribuida

$$M_f = \frac{F_c \times A_T}{8} [Kgcm]$$

Momento de comparación

$$M_c = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} [Kgcm]$$

$$M_c = \sigma_{adm} \times W_{xx} [Kgcm]$$

Modulo resistente eje circular macizo

$$W_{xx} = \frac{\pi \times \phi^3}{32} \rightarrow \phi^3 = \sqrt[3]{\frac{32 \times W_{xx}}{\pi}} [Cm]$$

Sabiendo que:

$$T_1 = 586,44 Kg$$

$$T_2 = 72,25 Kg$$

$$M_t = 6838,72 Kgcm$$

$$F_c = (323,11 + 39,8) \rightarrow F_c = 362,91 [Kg]$$

$$R_A = R_B = \frac{362,91}{2} \rightarrow R_A = R_B = 181,45 [Kg]$$

$$M_f = \frac{362,91 \times 40}{8} = 1810 [Kgcm]$$

$$M_C = \sqrt{1810^2 + 4532.9^2}$$

$$M_C = 4880,9 \text{ [Kgc}m\text{]}$$

Adoptamos un material para el eje de acero SAE 1020, tendremos un

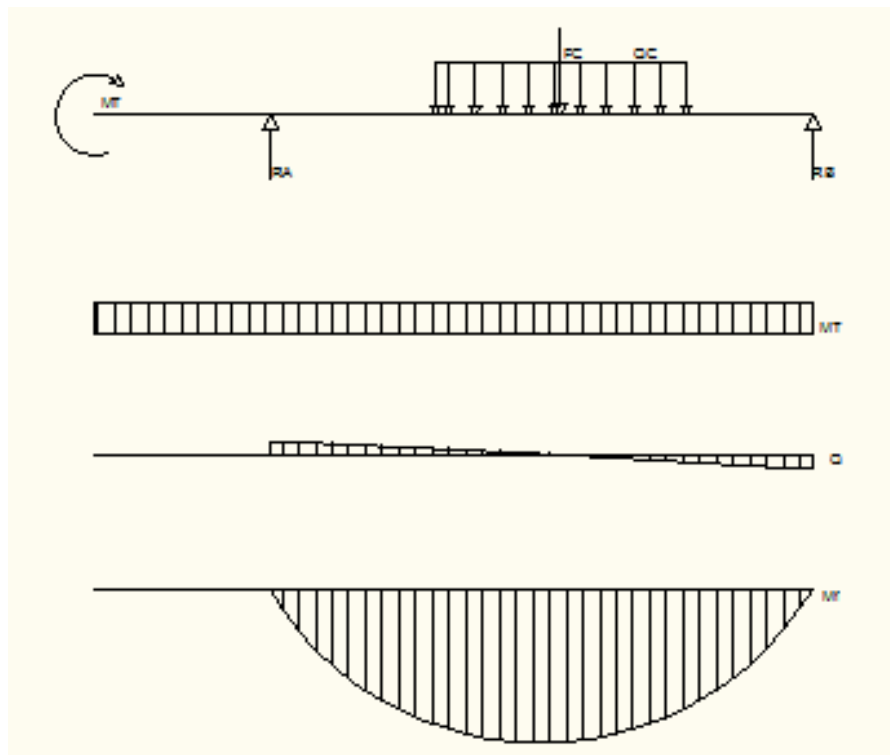
$$\sigma_{Adm} = 1150 \frac{Kg}{Cm^2}.$$

$$W_{xx} = \frac{M_C}{\sigma_{adm}} = \frac{1810,11}{1150} \rightarrow W_{xx} = 4,24 \text{ [Cm}^3\text{]}$$

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,57}{\pi}} \rightarrow \phi_{eje} = 3,51 \text{ [Cm]}$$

Teniendo en cuenta el cálculo realizado, seleccionaremos un hierro redondo trefilado de  $\phi_{eje} = 55 \text{ [mm]}$ , *Peso aprox.* =  $18,51 \frac{Kg}{m}$ .

Diagrama característico de esfuerzo del eje:



### 3.5.3 Dimensionamiento chaveta

Para dimensionar la chaveta a utilizar, primero estimaremos las dimensiones de la misma según el diámetro del eje calculado en el punto anterior para luego calcular el largo de esta teniendo en cuenta el momento torsor a transmitir en el arranque.

$$\varnothing_{eje} = 55 [mm] \rightarrow \text{adoptamos chaveta } b = 16[mm] \times h = 10[mm]$$

$$M_t = F \times r_{eje} \rightarrow F = \frac{M_t}{r_{eje}}$$

Verificación al corte:

$$\tau_{adm} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{b \times \tau_{adm}} [cm]$$

Verificación al aplastamiento:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times L} \rightarrow L \geq \frac{F}{\frac{h}{2} \times \sigma_{adm}} [cm]$$

$$F = \frac{4532,9 [Kgcm]}{2,75 [cm]} \rightarrow F = 1648,33 [Kg]$$

El material utilizado para las chavetas es SAE 1045,  $\sigma_{fluencia} = 2400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$

$$\sigma_{adm} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \quad \tau_{adm} = 1680 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$$L \geq \frac{1648,33}{1,6 \times 1680} = 0,61 [cm] \text{ Calculado al corte}$$

$$L \geq \frac{1648,33}{\frac{1}{2} \times 2100} = 1,56 [cm] \text{ Calculado al aplastamiento}$$

Teniendo en cuenta el cálculo realizado adoptamos una chaveta DIN 6885 con las siguientes medidas:  $b = 16 [mm]$   $h = 10 [mm]$   $L = 30 [mm]$ .

### 3.6 Dimensionamiento de acople.

Según catálogo de acoplamiento a cadena INTERMEC seleccionaremos el acoplamiento necesario:

$$P_A = P[HP] \times fs$$

fs: Factor de servicio, obtenido en la tabla I del catálogo de acoplamientos

Para elevadores a cangilones el factor de servicio es: 1.

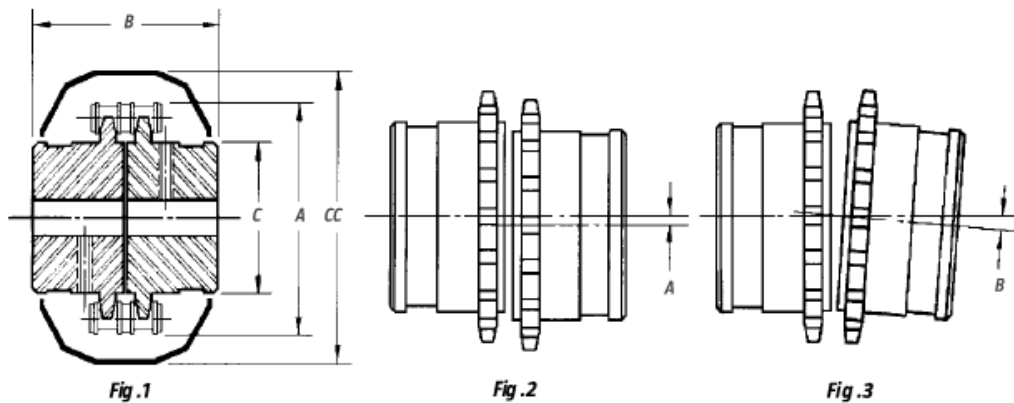
$$P_A = 4[HP] \times 1$$

$$P_A = 4 HP$$

De tabla II entrando con las RPM= 144 y  $P_A = 4 HP$  obtenemos el tipo de acoplamiento a utilizar:

Ref.	Revoluciones por minuto para Acoples Tipo Cadena Intermec																					
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	1800	2000	2500	3000	3600	4000	4800		
35-18	0,24	0,61	1,2	1,65	2,2	2,6	3	3,3	3,7	4,5	5,6	6,5	7,8	8,9	9,5	11	12	13	13	13		
40-18	0,44	1,1	2,2	2,97	3,9	4,7	5,4	5,9	6,7	7,9	10	12	14	16	17	20	21	23	23	23		
50-16	0,66	2,1	4,1	5,7	7,5	8,8	9,9	11	12	15	19	22	26	30	32	37	40	43				
50-18	1	2,6	5,6	7,2	9,3	11,2	13,3	14	16	19	24	28	34	38	41	47	51					
60-18	2	4,9	9,8	13	18	21,6	24	27	30	35	45	52	63	72	77	89						
60-22	2,9	7,4	15	21	27	32	36	40	45	54	68	78	94	107	115	133						
80-18	4,4	11	22	31	39	47	54	59	67	80	101	116	141	160	171							
80-22	6,5	16	33	45	60	71	80	89	100	119	151	174	210	239	256							
100-20	9,9	25	49	68	90	107	122	134	151	179	228	261	316	360								
120-20	22	55	111	154	202	242	274	302	339	404	514	589										
160-20	48	120	239	330	436	520	591	651	730	871	1107											
200-18	65	166	331	459	604	723	820	903	1012	1209												
200-20	100	249	496	687	906	1083	1228	1352	1516													
Lubricación	1	2		3						1. Intervalo de Lubricación: una vez al mes 2. Intervalo de Lubricación: una vez a la semana, se recomienda utilizar carcaza 3. Es imprescindible el uso de carcaza (cubierta) con abundante lubricación.												

El acoplamiento adoptado es: C35-18.



Debido a que el diámetro máximo del hueco es menor al del eje adopto un acoplamiento C60-18.

Referencia	Hueco máximo permisible mm	Dimensiones principales en milímetros (fig. 1)				Desalineamiento máximo permisible (figs. 2 y 3)		RPM máximas sin carcasa	RPM máximas con carcasa oleoactuante
		A	Con carcasa cc	B	C	Paralelo A mm	Angular B grados		
C35-18	31	63	73	56	43	0.20	1.5°	1200	4800
C40-18	41	84	95	70	59	0.27	2°	1000	4500
C50-16	43	95	112	100	63	0.30	2°	800	4000
C50-18	45	105	123	100	73	0.30	2°	800	3600
C60-18	57	127	142	125	88	0.35	2°	600	3000
C60-22	76	151	165	125	115	0.35	2°	500	2500
C80-18	80	168	186	140	115	0.40	2°	500	2000
C80-22	95	202	225	155	142	0.40	2°	400	1900
C100-20	110	232	275	176	160	0.65	2.5°	400	1800
C120-20	130	275	320	224	184	0.80	3°	300	1200
C160-20	190	375	440	360	226	0.80	3°	200	1000
C200-18	205	424	490	508	294	0.80	3°	200	800
C200-20	260	504	570	508	477	0.80	3°	100	600

### 3.7 Dimensionamiento rodamiento eje tambor.

Definimos los esfuerzos actuantes sobre los rodamientos:

$$R_A = R_B = \frac{F_C}{2} = \frac{362,91}{2}$$

$$R_A = R_B = 181,45N$$

Las cargas sobre los rodamientos son cargas puramente radiales, no existen cargas axiales.

Ahora seleccionamos el rodamiento y verificamos su vida útil según:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Siendo:

$L_{10}$ : Vida nominal en millones de revoluciones.

$n=3$ : Rodamiento de bolas.

$n=10/3$  Rodamiento de rodillos.

C: Capacidad de carga dinámica [N].

P: Carga dinámica equivalente [N].

$$P = X * F_r + Y * F_a \rightarrow \text{cuando } \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = F_r \rightarrow \text{cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Siendo:

$F_r$ : Fuerza radial.

$F_a$ : Fuerza axial.

e: Valor límite de relación de cargas.

$C_0$ : Capacidad de carga estática [N].

Adoptamos un rodamiento dependiendo del diámetro del eje tambor seleccionado que es de  $\phi_{eje} = 55 \text{ mm}$ , por lo tanto el rodamiento presenta las siguientes características:

Rodamiento Y (autocentrante) SKF modelo YAR 211- 2F.

Diámetro interior  $d=55 \text{ mm}$ .

Ancho  $b= 55,6 \text{ mm}$ .

Diámetro exterior  $d= 100 \text{ mm}$ .

Capacidad de carga dinámica  $C=43,6 \text{ kN}= 43600 \text{ N}$ .

Capacidad de carga estática  $C_0=29 \text{ kN}$

Velocidad de giro máxima  $n=3600 \text{ rpm}$ .

$$F_a = 0.$$

$$F_r = R_A = R_B = 181,45 \text{ N.}$$

$$\frac{F_r}{F_a} = 0 \rightarrow \text{segun tabla de coeficiente } e \rightarrow e = e_{\min} \cong 0,18 \rightarrow \frac{F_r}{F_a} = 0 < e \rightarrow P = F_r.$$

$$L_{10} = \left( \frac{43600}{181,45} \right)^3 = 2320 \times 10^6 \text{ revoluciones.}$$

Suponiendo un uso de 8 horas diarias, 248 días al año a una velocidad de 144 rpm.

$$L_{10} = 2320 \times 10^6 \text{ rev} \times \frac{1 \text{ min}}{144 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ hs}}{60 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ dia}}{8 \text{ hs}} \times \frac{1 \text{ año}}{200 \text{ dias}} \cong 168 \text{ años.}$$

El rodamiento adoptado cumple con la vida útil esperada.

### **3.8 Diseño estructura soporte de cinta.**

#### **3.8.1 Dimensionamiento largueros estructura.**

Para dimensionar los largueros debemos determinar el peso total de la estructura:

$$P_T = P_{\text{cereal}} + P_{\text{correa}} + P_{\text{motorred}} + P_{\text{tambores}} + P_{\text{rodamientos}} + P_{\text{est. rodillos}} + P_{\text{cobertura}}$$

$$P_{\text{cereal}} = Q_m \times L_{\text{correa}}$$

$$Q_m = \text{Capacidad de transportar por metro lineal} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$$

$$L = \text{Distancia entre ejes de la cinta} [\text{m}]$$

$$Q_m = \frac{Q}{V_t} = \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$$

$$Q = \text{Capacidad de transportar} \left[ \frac{\text{tn}}{\text{h}} \right] = 78,5 \text{ tn/h}$$

$$V_T = \text{Velocidad tangencial} [\text{m/s}] = 2 \text{ m/s}$$

$$Q_m = \frac{78,5 \text{ tn/h}}{2 \text{ m/s}} \times \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ tn}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \gg Q_m = 10,9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$P_{\text{cereal}} = 10,9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 17,2 \text{ m} = 187,53 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{correa}} = G_g \times L_{TC}$$

$G_g$ : Peso de la banda por metro [Kg/m]= 1,58 Kg/m.

$L_{TC}$ : Largo total de la banda transportadora = 36 m.

$$P_{correa} = 1,58 \times 36 = 56,88 \text{ Kg}$$

$$P_{motorreductor} = 47 \text{ Kg}$$

$$P_{tambores} = P_{tambor1} + P_{tambor2}$$

$$P_{tambores} = 136 \text{ Kg}$$

$$P_{rodamientos} = 4 \times 1,55 \rightarrow P_{rod} = 6,2 \text{ Kg}$$

$$P_{rodillos} = 30 \times (2 \times Rod_{sup}) + 11 \times (2 \times Rod_{inf})$$

$$P_{rod_{sup}} = P_{rod_{inf}} = P_{rod} + P_{partes\ moviles} = 2,44 + 1,75 = 4,2 \text{ Kg}$$

$$P_{rodillos} = 30 \times (2 \times 4,2) + 11 \times (2 \times 4,2)$$

$$P_{rodillos} = 252 + 92,4 = 344,4 \text{ Kg}$$

Por lo tanto el peso total sobre los largueros será:

$$P_T = 187,53 + 56,88 + 47 + 136 + 6,2 + 344,4$$

$$P_T = 778,01 \text{ Kg}$$

Ahora para realizar el cálculo de los largueros debemos determinar el esfuerzo  $F_c$  actuante sobre estos

El peso total sobre la estructura será repartido entre dos largueros por lo tanto:

$$P_{T1} = \frac{P_T}{2} = \frac{778,01 \text{ Kg}}{2} = 389,005 \text{ Kg}$$

Adopto para los largueros un perfil UPN 60 que tiene un peso  $P = 5,07 \text{ Kg/m}$ .

$$P_{T2} = 389,005 \text{ Kg} + 5,07 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 17,20 \text{ m}$$

$$P_{T2} = 476,209 \text{ Kg}$$

Considerando que las patas de apoyo estarán cada 3 metros el esfuerzo será:

$$F_c = 476,209 \text{ Kg} \times \frac{3 \text{ m}}{17,2 \text{ m}} = 83,06 \text{ Kg}$$

El momento flector máximo debido a la carga distribuida será:



$$M_f = \frac{F_C \times L_P}{8} \text{ [Kgcm]}$$

$$M_f = \sigma_{adm} \times W_{XX} \text{ [Kgcm]}$$

$$\sigma_{adm} < \frac{M_f}{W_{XX}}$$

$$M_f = \frac{83,06 \times 300}{8} \rightarrow M_f = 3114,75 \text{ [Kgcm]}$$

Teniendo en cuenta que el material del UPN es un SAE 1010,  $\sigma_{fluencia} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ ,  
 $\sigma_{adm} = \frac{2}{3} \sigma_{fluencia}$ ,  $\sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$  y el modulo resistente  $W_{xx} = 10,5 \text{ [cm}^3\text{]}$ .

$$\frac{M_f}{W_{xx}} = \frac{3114,75}{10,5} = 296,64 \frac{Kg}{cm^2} < \sigma_{adm} = 1400 \rightarrow \text{Verifica}$$

Por lo tanto el perfil adoptado verifica a los esfuerzo de flexión a los que están sometidos los largueros.

### **3.8.2 Dimensionamiento de los apoyos de los largueros.**

Los apoyos de los largueros serán construidos de perfiles UPN 60.

Verificación a la compresión

$$\sigma_m = \frac{F_N}{S_T} < \sigma_{adm} \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$F_N$ : Esfuerzo normal a los apoyos [Kg].

$S_T$ : Sección transversal a los apoyos [ $cm^2$ ].

$$F_N = \frac{P_{T2}}{n_p} \text{ [Kg]}$$

$P_{T2}$ : Esfuerzo sobre cada larguero considerando su peso propio.

$n_p$ : Cantidad de apoyos por larguero.

$$F_N = \frac{476,209}{3} \rightarrow F_N = 158,73 \text{ [Kg]}$$

Teniendo en cuenta que el material del perfil utilizado es un SAE 1010,  $\sigma_{fluencia} = 2100 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ ,  $\sigma_{adm} = \frac{2}{3} \sigma_{fluencia}$ ,  $\sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$  y su sección transversal  $S_T = 6,46 \text{ cm}^2$ .

$$\sigma_M = \frac{158,73}{6,46} = 24,57 \frac{Kg}{cm^2} \ll \sigma_{adm} = 1400 \frac{Kg}{cm^2}$$

Por lo tanto los apoyos verifican a la compresión.

Verificación al pandeo

$$\sigma_M \frac{\omega \times F_N}{S_T} < \sigma_{adm} \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$\omega$ : Coeficiente de pandeo, el cual es función del material y la esbeltez de la pieza.

$\lambda$ : Esbeltez de la pieza, es la relación entre la luz de pandeo y el radio de giro, a mayor esbeltez es mayor el riesgo de pandeo.

$$\lambda = \frac{L_K}{I_K}$$

$L_K$ : Longitud de pandeo [m].

$$L_K = 0,7 \times L \text{ [m]}$$

$$I_K = \sqrt{\frac{I_{XX}}{S_T}} \text{ [cm]}$$

$I_K$ : Radio de giro [cm].

$I_{XX}$ : Momento de inercia [ $cm^4$ ].

Obteniendo los siguientes datos de la tabla de perfiles UPN 60:  $I_{XX} = 31,6 \text{ cm}^4$ ,  $S_T = 6,46 \text{ cm}^2$  obtenemos:

$$I_K = \sqrt{\frac{31,6}{6,46}} \rightarrow I_K = 2,22 \text{ cm}$$

$$L_K = 0,7 \times 3 \rightarrow L_K = 2,1 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{21}{2,22} \rightarrow \lambda = 9,54$$



De la tabla de pandeo para una esbeltez  $\lambda = 20$ , obtendremos un coeficiente de pandeo  $\omega = 1,04$  por lo tanto:

$$\sigma_M = \frac{1,04 \times 158,73}{6,46} \rightarrow \sigma_M = 25,55 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \ll \sigma_{adm} = 1400 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

Por lo tanto verifica al pandeo.

## 4 CALCULO Y DISEÑO INSTALACION ELECTRICA

### 4.1 Calculo carga a alimentar.

Comenzamos todas las cargas eléctricas que tendrá la planta. (Planilla de cargas).

Como resultado de la sumatoria vectorial de cargas simultaneas obtenemos que la carga total a alimentar será:

$$I_{fT} = 178,72 [A] |34,5^\circ; \cos\varphi = 0,82.$$

Considerando un coeficiente de ampliación del 50% la carga será:

$$I_{fT} = 268,08 [A] |34,5^\circ; \cos\varphi = 0,82.$$

Si queremos compensar a:

$$\cos\varphi = 1$$

Necesitamos instalar un banco de capacitores de 100 kVAR (planilla de cálculo).

Por lo tanto adoptamos en regulador varilogic NR6, de 6 escalones en el que tendrá los siguientes pasos: 20-20-20-20-10-10.

$$I_{fT} = 249,8 [A] | -0,02^\circ; \cos\varphi \cong 1.$$

$$P_C = 173,067 [kW]$$

$$S_C = 173,067 [kVA]$$

Seleccionaremos un transformador de:

$$S_C = 250 [KVA]; I_n = 360,84 [A].$$

Nota: Cabe destacar que para la selección del transformador se tomó la carga sin compensar, ya que si las baterías de transformadores sufre alguna avería no afecte el funcionamiento de la planta, también se consideró un coeficiente de ampliación del 50%.

$$I_C = 249,8 [A] < I_n = 360,84 [A]$$

#### 4.2 Cálculo alimentador.

El alimentador general tendrá un largo de 25 metros, se tenderá directamente enterrado, por lo cual seleccionaremos un cable tetrapolar SINTENAX VALIO 0,6/1,1 kV, formación 3x185+95 [mm<sup>2</sup>]. Para verificar la correcta selección de este cable se utilizará el método de cálculo propuesto por la reglamentación AEA90634.

Primero debemos verificar que se cumpla:

$$I_{corr} > I_C [A]$$

$$I_{corr} = I_{adm} \times K_1 \times K_2 \times K_3 [A]$$

$I_C$ : Intensidad de corriente de la carga a alimentar [A].

$I_{adm}$ : Intensidad de corriente admisible por el conductor [A].

$I_{corr}$ : Intensidad de corriente admisible afectados por los factores de corrección [A].

$K_1$ : Factor de corrección debido a la resistividad térmica del terreno,  $K_1 = 1$

$K_2$ : Factor de corrección debido al agrupamiento de los conductores,  $K_2 = 1$

$K_3$ : Factor de corrección por temperatura del suelo,  $K_3 = 1$

$$I_{adm} = 369 [A]$$

$$I_{corr} = 369 \times 1 \times 1 \times 1 \rightarrow I_{corr} = 369 [A] > I_C = 360,84 [A]$$

Además debemos verificar según AEA90364 que se cumpla:

$\Delta U < 3\%$ - Circuitos terminales, de uso general o especial y específico, para iluminación.

$\Delta U < 5\%$ - Circuitos uso específico que alimentan solo motores ( $\Delta U < 15\%$  arranque).

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I_C \times L \times (R \times \cos\varphi + X \times \sin\varphi) [V]$$

$I_C$ : Intensidad de corriente de la carga a alimentar [A].

L: Longitud del conductor [Km].

R: Resistencia eléctrica del conductor [ $\Omega$ /Km].

X: Reactancia del conductor [ $\Omega$ /Km].

$\varphi$ : Angulo de desfasaje entre la tensión y la corriente.

De la tabla de catálogo PRYSMIAN, obtenemos los siguientes datos:

$$R = 0,121 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$X = 0,0720 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 268,08[A] \times 0,025[Km] \times (0,121 \times \cos(34,5) + 0,0720 \times \sin(34,5))[V]$$

$$\Delta U = 1,625 [V]$$

Por lo tanto si el transformador está regulado a 400 [V], en el tablero tendremos 398,03 [V], y una caída porcentual de:

$$\Delta U\% = \frac{1,625}{400} \times 100 \rightarrow \Delta U\% = 0,406 \% \rightarrow \text{Verifica}$$

Si hubiésemos considerado para el cálculo del alimentador la In del transformador tendríamos una caída de tensión de:

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 360,84[A] \times 0,025[m] \times (0,121 \times \cos(34,5) + 0,0720 \times \sin(34,5))[V]$$

$$\Delta U = 2,18 [V] \rightarrow U_B = 397,35 [V]$$

$$\Delta U\% = \frac{2,18}{400} \times 100 \rightarrow \Delta U\% = 0,547\%$$

Como se puede observar el alimentador seleccionado verifica tanto para la carga estimada, como también para la capacidad de carga nominal del transformador.

#### **4.2.1 Cálculo I<sub>cc</sub> y selección protección cable alimentador.**

Primero determinaremos la corriente de cortocircuito presunta en el punto de acometida del suministro, para la cual utilizaremos el cálculo planteado en la AEA90364.

$$I_{cc} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_k} [A]$$

c: Factor de tensión- c=1,05 en el punto de falla.

U<sub>n</sub>: Tensión Nominal del lado de BT [V].

$Z_k$ : Impedancia de cortocircuito [ $\Omega$ ]

$$Z_k = Z_{RED} + Z_{CC\ TRAF0} \text{ [}\Omega\text{]}$$

$$Z_k = \sqrt{(R_{RD} + R_{TF})^2 + (X_{RD} + X_{TF})^2} \text{ [}\Omega\text{]}$$

$R_{RD}$  y  $X_{RD}$ : Resistencia y reactancia de la red de alimentación [ $\Omega$ ].

$R_{TF}$  y  $X_{TF}$ : Resistencia y reactancia del transformador [ $\Omega$ ].

Primero vamos a calcular la impedancia de la red de alimentación.

$$Z_{RED} = \frac{c_q \times U_{nQ}^2}{P_{CC3}} \times \frac{1}{t_r^2} \text{ [}\Omega\text{]}$$

$$c_q = c^2 = 1,1$$

$U_{nQ}$ : Tensión nominal del lado de AT [KV].

$P_{CC2}$ : Potencia de cortocircuito de la red en el punto de acometida [MVA].

$t_r$ : Relación de transformación.

Como desconocemos la potencia de cortocircuito adoptamos según AEA

$P_{CC3} = 300 \text{ MVA}$ , por lo tanto:

$$Z_{RED} = \frac{1,1 \times 13,2^2}{300} \times \frac{1}{\left(\frac{13,2}{0,4}\right)^2} \rightarrow Z_{RED} = 5,866 \times 10^{-4} \text{ [}\Omega\text{]}$$

$$X_{RD} = 0,995 \times Z_{RED} \rightarrow X_{RD} = 0,995 \times 5,866 \times 10^{-4} \rightarrow X_{RD} = 5,837 \times 10^{-4}$$

$$R_{RD} = 0,1 \times Z_{RED} \rightarrow R_{RD} = 0,1 \times 5,866 \times 10^{-4} \rightarrow R_{RD} = 5,866 \times 10^{-5}$$

$$Z_{RED} = (5,866 \times 10^{-5} + j5,837 \times 10^{-4}) \text{ [}\Omega\text{]}$$

Ahora calculamos la impedancia de cortocircuito del transformador:

$$Z_{CC\ TRAF0} = Z_n \times \mu_{CC} = \frac{U_n^2}{S_n} \times \mu_{CC}$$

$U_n$ : Tensión nominal lado BT [V].

$S_n$ : Potencia nominal transformador [kVA].

$$R_{TF} = \frac{P_{cu}}{3 \times I_n^2} \rightarrow R_{TF} = \frac{P_{cu} \times U_n^2}{S_n^2}$$

$P_{cu}$ : Perdida en el transformador [kW].

$$X_{TF} = \sqrt{(Z_{CC\ TRAF0})^2 - (R_{TF})^2} \text{ } [\Omega]$$

Del catálogo del transformador sacaremos los siguientes datos:

$$\mu_{CC} = 4\% = 0,04$$

$$P_{cu} = 3500 \text{ } [W]$$

$$Z_{CC\ TRAF0} = \frac{400^2}{250000} \times 0,04 \rightarrow Z_{CC\ TRAF0} = 0,0256 \text{ } [\Omega]$$

$$R_{TF} = \frac{3500 \times 400^2}{250000^2} \rightarrow R_{TF} = 8,96 \times 10^{-3} \text{ } [\Omega]$$

$$X_{TF} = \sqrt{(0,0256)^2 - (8,96 \times 10^{-3})^2} \rightarrow X_{TF} = 0,0240 \text{ } [\Omega]$$

$$Z_{CC\ TRAF0} = (8,96 \times 10^{-3} + j0,0240) \text{ } [\Omega]$$

$$Z_k = (5,866 \times 10^{-5} + 8,96 \times 10^{-3}) + j(5,837 \times 10^{-4} + 0,0240) \text{ } [\Omega]$$

$$Z_k = (9,019 \times 10^{-3} + j0,0245) \text{ } [\Omega]$$

$$Z_k = 0,0261 \text{ } [\Omega] \text{ } | \text{ } 69,79^\circ$$

Nota: Como se puede observar el valor de la impedancia de la red es despreciable respecto a la impedancia del transformador.

El valor máximo de la corriente de cortocircuito en el punto de la acometida será:

$$I_{CC} = \frac{1,05 \times 400}{\sqrt{3} \times 0,0261} \rightarrow I_{CC} = 9,29 \text{ } [kA]$$

Adoptaremos para proteger el cable del alimentador un interruptor automático tetrapolar Compact NSX400- 4x400[A]- I<sub>cc</sub>=36[kA] + Bloque de protección diferencial Vigi, Marca Schneider, el cual estará regulado a (0,9I<sub>n</sub>) 360[A].

Para la acometida adoptaremos un seccionador bajo carga tetrapolar INTERPACT INS 400 A, (31111).

Una vez determinado el interruptor principal verificaremos que este proteja correctamente el cable alimentador tanto para corrientes de cortocircuito como sobrecargas según las recomendaciones de la AEA:



Para eso vamos a determinar la corriente de cortocircuito presunta en el punto de acometida

$$I_{cc} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_T}$$

$$Z_T = Z_k + Z_{cable}$$

Del catálogo prysmian obtuvimos los siguientes datos del cable:

$$R = 0,121 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right], X = 0,0720 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$R = 0,121 \times 0,025 = 3,025 \times 10^{-3} [\Omega]$$

$$X = 0,0720 \times 0,025 = 1,8 \times 10^{-3} [\Omega]$$

$$Z_{cable} = (3,025 \times 10^{-3} + j1,8 \times 10^{-3})[\Omega]$$

$$Z_T = (9,019 \times 10^{-3} + j0,0245) + (3,025 \times 10^{-3} + j1,8 \times 10^{-3})[\Omega]$$

$$Z_T = 0,0120 + j0,0263 [\Omega]$$

$$Z_T = 0,0290 \angle 65,47^\circ$$

$$I_{ccT} = \frac{1,05 \times 400}{\sqrt{3} \times 0,029} \rightarrow I_{ccT} = 8361,62 [A]$$

$$I_r = 400 [A]$$

$$\frac{I_{cc}}{I_r} = \frac{8361,62}{400} = 20,90$$

Entrando con el resultado anterior en la curva de disparo del interruptor obtendremos el tiempo e actuación del interruptor:

$$t_1 = 0,01 [s], t_2 = 0,060 [s]$$

Si consideramos el peor de los casos  $t_2 = 0,06 [s] < t = 0,1 [s]$  según la reglamentación de la AEA para  $t < 0,1 [s]$ , la protección de los conductores contra corriente de cortocircuito queda asegurada si se cumple:

$$I^2 \times t < K^2 \times S^2$$

Siendo:

$I^2 \times t$ : Máxima energía pasante aguas abajo del dispositivo de protección.

K: Factor que tiene en cuenta resistividad, coeficiente de temperatura, capacidad térmica volumétrica del conductor, y temperatura inicial y final del mismo.

S: Sección nominal del conductor.

Para nuestro caso el material es de aluminio con aislación de PVC y la sección es de  $150 \text{ mm}^2$ , por lo tanto de la AEA tendremos un  $K=115$  (cobre-  $\text{PVC} \leq 300 \text{ mm}^2$ ).

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 150^2 = 297,56 \times 10^6 \text{ [A}^2\text{s]}$$

De la curva  $A^2S$ , del interruptor obtendremos:

$$I^2 \times t = 10^6$$

Cumple  $I^2 \times t < K^2 \times S^2$  por lo tanto el cable está correctamente protegido por el interruptor automático contra corrientes de cortocircuito.

Por último según la AEA, para asegurar que el cable este correctamente protegido contra sobrecargas debe cumplir:

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm \text{ cable}}$$

$I_2$ : Corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos conforme a IEC 60947-2.

$$I_2 = 1,3 \times I_n \rightarrow \text{Para interruptores automaticos } I_n > 63 \text{ [A]}$$

$$I_2 = 1,3 \times 360,84 \text{ [A]} \rightarrow I_2 = 469,092 \text{ [A]}$$

$$I_2 \leq 1,45 \times 393 = 569,85 \text{ [A]}$$

$$I_2 = 469,092 \text{ [A]} \leq 569,85 \text{ [A]}$$

Verifica correctamente la protección contra sobrecargas.

Por lo tanto queda correctamente protegido el cable.

#### **4.3 Calculo alimentador tablero secundario.**

Sumando las cargas eléctricas que estarán en el tablero sumándole un 20% de coeficiente de ampliación la corriente será:

$$I_n = 116,7 \text{ [A]} | 36,06^\circ$$

El alimentador tendrá un largo de 50 metros, se tenderá directamente enterrado, por lo cual seleccionaremos un cable tetrapolar SINTENAX VALIO 0,6/1,1 kV, formación 3x35+16 [mm]. Para verificar la correcta selección de este cable se utilizará el método de cálculo propuesto por la reglamentación AEA90634.

Primero debemos verificar que se cumpla:

$$I_{corr} > I_C [A]$$

$$I_{corr} = I_{adm} \times K_1 \times K_2 \times K_3 [A]$$

$I_C$ : Intensidad de corriente de la carga a alimentar [A].

$I_{adm}$ : Intensidad de corriente admisible por el conductor [A].

$I_{corr}$ : Intensidad de corriente admisible afectados por los factores de corrección [A].

$K_1$ : Factor de corrección debido a la resistividad térmica del terreno,  $K_1 = 1$

$K_2$ : Factor de corrección debido al agrupamiento de los conductores,  $K_2 = 1$

$K_3$ : Factor de corrección por temperatura del suelo,  $K_3 = 1$

$$I_{adm} = 140 [A]$$

$$I_{corr} = 140 \times 1 \times 1 \times 1 \rightarrow I_{corr} = 140 [A] > I_n = 116,7 [A]$$

Además debemos verificar según AEA90364 que se cumpla:

$\Delta U < 3\%$ - Circuitos terminales, de uso general o especial y específico, para iluminación.

$\Delta U < 5\%$ - Circuitos uso específico que alimentan solo motores ( $\Delta U < 15\%$  arranque).

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I_C \times L \times (R \times \cos\varphi + X \times \sin\varphi) [V]$$

$I_C$ : Intensidad de corriente de la carga a alimentar [A].

L: Longitud del conductor [Km].

R: Resistencia eléctrica del conductor [ $\Omega$ /Km].

X: Reactancia del conductor [ $\Omega$ /Km].

$\varphi$ : Angulo de desfasaje entre la tensión y la corriente.

De la tabla de catálogo PRYSMIAN, obtenemos los siguientes datos:

$$R = 0,663 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$X = 0,0760 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 116,7[A] \times 0,05[Km] \times (0,663 \times \cos(36,06) + 0,0760 \times \sin(36,06))[V]$$

$$\Delta U = 5,81 [V]$$

$$\Delta U\% = \frac{5,81}{380} \times 100 \rightarrow \Delta U\% = 1,53 \% \rightarrow \text{Verifica}$$

#### **4.3.1 Cálculo I<sub>cc</sub> y selección protección cable alimentador a tablero secundario.**

Primero determinaremos la corriente de cortocircuito presunta en el punto de acometida del suministro, para la cual utilizaremos el cálculo planteado en la AEA90364.

$$I_{cc} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_T} [A]$$

c: Factor de tensión- c=1,05 en el punto de falla.

$U_n$ : Tensión Nominal del lado de BT [V].

$Z_k$ : Impedancia de cortocircuito [ $\Omega$ ]

Como sabemos el valor de la corriente de cortocircuito en el tablero es de:

$$I_{CC(T)} = 8,361 [kA]$$

Adoptaremos para proteger el cable del alimentador un interruptor automático tetrapolar Compact NS160- 4x160[A]- I<sub>cc</sub>=25[kA] + Bloque de protección diferencial Vigi, Marca Schneider.

Una vez determinado el interruptor principal verificaremos que este proteja correctamente el cable alimentador tanto para corrientes de cortocircuito como sobrecargas según las recomendaciones de la AEA:

$$Z_{T(M)} = Z_T + Z_{CABLE} [\Omega]$$

$$Z_T = 0,0130 + j0,0262 [\Omega]$$

$$Z_T = 0,292 [\Omega] \mid 63,61^\circ$$

$$R_{CABLE} = 0,663 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,05 [Km] = 0,033 [\Omega]$$

$$X_{CABLE} = 0,076 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,05 [Km] = 0,0038 [\Omega]$$

$$Z_{CABLE} = 0,033 + j0,0038 [\Omega]$$

$$Z_{CABLE} = 0,033 [\Omega] \mid 6,56^\circ$$

$$Z_{T(M)} = (0,0130 + 0,033) + j(0,0262 + 0,0038) [\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = 0,0392 + j 0,0368 [\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = 0,054 [\Omega] \mid 43,19^\circ$$

$$I_{cc} = \frac{1,05 \times 380}{\sqrt{3} \times 0,054} \rightarrow I_{cc} = 4266 [A] = 4,27 [kA]$$

$$I_r = 160 [A]$$

$$\frac{I_{cc}}{I_r} = \frac{4270}{160} = 26,66$$

Entrando con el resultado anterior en la curva de disparo del interruptor obtendremos el tiempo e actuación del interruptor:

$$t_1 = 0,01 [s], t_2 = 0,05 [s]$$

Si consideramos el peor de los casos  $t_2 = 0,05 [s] < t = 0,1 [s]$  según la reglamentación de la AEA para  $t < 0,1 [s]$ , la protección de los conductores contra corriente de cortocircuito queda asegurada si se cumple:

$$I^2 \times t < K^2 \times S^2$$

Siendo:

$I^2 \times t$ : Máxima energía pasante aguas abajo del dispositivo de protección.

K: Factor que tiene en cuenta resistividad, coeficiente de temperatura, capacidad térmica volumétrica del conductor, y temperatura inicial y final del mismo.

S: Sección nominal del conductor.

Para nuestro caso el material es de aluminio con aislación de PVC y la sección es de  $35 \text{ mm}^2$ , por lo tanto de la AEA tendremos un  $K=115$  (cobre-  $\text{PVC} \leq 300 \text{ mm}^2$ ).

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 35^2 = 16,2 \times 10^6 \text{ [A}^2\text{s]}$$

De la curva  $A^2S$ , del interruptor obtendremos:

$$I^2 \times t = 6 \times 10^6$$

Cumple  $I^2 \times t < K^2 \times S^2$  por lo tanto el cable está correctamente protegido por el interruptor automático contra corrientes de cortocircuito.

Por último según la AEA, para asegurar que el cable este correctamente protegido contra sobrecargas debe cumplir:

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm \text{ cable}}$$

$I_2$ : Corriente de operación o disparo seguro de los interruptores automáticos conforme a IEC 60947-2.

$$I_2 = 1,3 \times I_n \rightarrow \text{Para interruptores automaticos } I_n > 63 \text{ [A]}$$

$$I_2 = 1,3 \times 116,7 \text{ [A]} \rightarrow I_2 = 151,71 \text{ [A]}$$

$$I_2 \leq 1,45 \times 140 = 203 \text{ [A]}$$

$$I_2 = 151,7 \text{ [A]} \leq 203 \text{ [A]}$$

Verifica correctamente la protección contra sobrecargas.

Por lo tanto queda correctamente protegido el cable.

#### **4.4 Dimensionamiento salida motor.**

Como criterio de la selección usaremos todos arranques directo, a excepción de la secadora que usaremos un arranque suave debido que para el arranque del equipo tiene una gran inercia.

La coordinación de las protecciones será coordinación tipo 2, o sea se seleccionaran los elementos de protección y maniobra de manera que si ocurre un cortocircuito, no ocurrirán daños en la instalación ni personas. Los contactos del contactor podrán sufrir alguna pequeña soldadura, fácilmente separable.

A continuación desarrollaremos el dimensionamiento de la salida motor de la cinta secadora y secadora. El formato del dimensionamiento será siempre el mismo para todas las salidas motor y están especificadas en el listado de cables y protecciones.

#### 4.4.1 Salida motor- Motor cinta secadora P=3 [HP].

Del catálogo del motor obtenemos los siguientes datos:

P= 3 [HP] – 2,2 [kW] - n=1500 [rpm] -  $\cos\varphi = 0,81$

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos\varphi \times \eta \text{ [kW]} \rightarrow I = \frac{P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\varphi \times \eta} \text{ [A]}$$

$$I = \frac{2,2}{\sqrt{3} \times 0,38 \times 0,81} \rightarrow I = 4,18 \text{ [A]}$$

$$\varphi = 35,9^\circ$$

Arranque directo:  $I_{arr} \cong 4 a 8 I_n - t \cong 2 a 3 \text{ [s]}$

$I_{arr} = 7 \times I_n = 7 \times 4,883 \rightarrow I_{arr} = 29,25 \text{ [A]}$  durante 3 [s]

Seleccionado del catálogo de Schneider, asociación de 2 productos:

1- Guardamotor magnetotérmico

GV2P10-Calibre 4...6,3 [A] regulación 4,9 [A].

2- Contactor tetrapolar

LC1D09 –Tensión bobina 220 [V].

#### 4.4.2 Salida motor- Motor secadora P=25 [HP].

Del catálogo del motor obtenemos los siguientes datos:

P= 25 [HP] – 18,5 [kW] - n=1500 [rpm] -  $\cos\varphi = 0,83$

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos\varphi \times \eta \text{ [kW]} \rightarrow I = \frac{P}{\sqrt{3} \times U \times \cos\varphi \times \eta} \text{ [A]}$$

$$I = \frac{18,5}{\sqrt{3} \times 0,38 \times 0,83} \rightarrow I = 34,28 [A]$$

$$\varphi = 33,9^\circ$$

Arranque suave:  $I_{arr} \cong 4 I_n - t \cong 10 [s]$

$$I_{arr} = 4 \times I_n = 4 \times 36,97 \rightarrow I_{arr} = 137,11 [A] \text{ durante } 10 [s]$$

Seleccionado del catálogo de Schneider, asociación de 2 productos:

1- Guardamotor magnetotermico

GV7RS40-Calibre 25...40 [A] regulación 37 [A].

2- Contactor tetrapolar

LC1D40 –Tensión bobina 220 [V].

3- Arrancador Suave ATS01N244Q – Calibre 44 [A].

#### **4.5 Calculo conductores salida motor.**

Para el cálculo de los conductores se tuvo en cuenta la posición del tablero y la de cada uno de los puntos de consumo. El tendido principal de los conductores está previsto a realizarse por bandejas portacables, y la acometida a cada uno de los puntos de consumo se usara caños galvanizados dispuesto en forma continua.

##### **4.5.1 Conductor motor- Motor cinta secadora P=3 [HP]**

Según el punto anterior tenemos para el motor los siguientes datos:

Estado de carga nominal:

$$I = 4,18 [A]$$

$$\cos\varphi = 0,81$$

Estado de carga en el arranque:

$$I_{arr} = 29,25 [A]$$



$$\cos\varphi = 0,5$$

La distancia entre el tablero y el punto de consumo será de 20 [m]

Del catálogo de cables, selecciono el siguiente cable:

SINTENAX VALIO 4x2,5 [mm<sup>2</sup>]

$$I_{adm} = 22 [A]$$

$$I_{corr} = I_{adm} \times K_1 \times K_2 [A]$$

$K_1$ : Factor de corrección debido al agrupamiento.  $K_1 = 0,8$

$K_2$ : Factor de corrección por temperatura ambiente  $\neq 40^\circ\text{C}$ .  $K_2 = 0,82$  ( $50^\circ\text{C}$ )

$$I_{corr} = 22 \times 0,8 \times 0,82 \rightarrow I_{corr} = 14,432 [A]$$

$$I_{corr} = 14,432 [A] > I = 4,18 [A] \rightarrow \text{Verifica}$$

Del catálogo obtenemos:

$$R = 9,55 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$X = 0,0995 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I \times L \times (R \times \cos\varphi + X \times \sin\varphi) [V]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 4,18 \times 0,02 \times (9,55 \times 0,81 + 0,0995 \times 0,586)$$

$$\Delta U = 1,114 [V]$$

Si consideramos la caída de tensión del alimentador principal más la caída de tensión del cable alimentador del motor, obtendremos una caída de tensión de:

$$\Delta U_{TOTAL} = \Delta U_{ALIM} + \Delta U_{MOTOR} = 2,64 + 1,114 = 3,754 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} \% = \frac{3,754}{380} \times 100 \rightarrow \Delta U_{TOTAL} \% = 0,998\% < 5\%$$

$\rightarrow$  Verifica (Sugerido por la AEA)

Ahora si consideramos la caída de tensión en el arranque:

$$\Delta U_{arr} = \sqrt{3} \times 29,25 \times 0,02 \times (9,55 \times 0,5 + 0,0995 \times 0,866)$$

$$\Delta U_{arr} = 4,925 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} = \Delta U_{ALIM} + \Delta U_{arr} = 2,64 + 4,925 = 7,565 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} \% = \frac{7,565}{380} \times 100 \rightarrow \Delta U_{TOTAL} \% = 1,991\% < 15\%$$

*→ Verifica (Sugerido por la AEA)*

Por lo tanto como se observa el cable verifica su capacidad de carga como la caída de tensión tanto en estado nominal como en el arranque.

Ahora determinaremos si el cable soporta las corrientes de sobrecarga como de cortocircuito.

Primero determinamos la corriente de cortocircuito presunta en el punto de consumo del motor:

$$I_{CC} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_{T(M)}} [A], Z_{T(M)} = Z_T + Z_{CABLE}$$

Como sabemos el valor de la corriente de cortocircuito en el tablero es de:

$$I_{CC(T)} = 8,304 [kA]$$

Y el valor de la impedancia en el punto es de:

$$Z_T = 0,0130 + j0,0262 [\Omega]$$

$$Z_T = 0,0292 |63,61^\circ$$

Por lo tanto para obtener la corriente de cortocircuito en el punto debemos averiguar la impedancia del cable que lo alimenta:

$$R = 9,55 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right], X = 0,0995 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$R_{CABLE} = 9,55 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,02 [Km] = 0,1910 [\Omega]$$

$$X_{CABLE} = 0,0995 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,02 [Km] = 0,002 [\Omega]$$

$$Z_{CABLE} = 0,0916 + j0,002 [\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = Z_T + Z_{CABLE} = (0,0130 + j0,0262) + (0,1910 + j0,002)[\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = 0,2040 + j0,0282 [\Omega] = 0,206 [\Omega]$$

$$I_{CC} = \frac{1,05 \times (380 - 3,285)}{\sqrt{3} \times 0,206} \rightarrow I_{CC} = 1107,545 [A] = 1,107 [kA]$$

Según la AEA para verificar si el cable está protegido contra cortocircuito debemos realizar el siguiente cálculo:

$$I^2 \times t < K^2 \times S^2$$

En nuestro caso el material del cable es de cobre, con aislación de PVC y la sección del mismo es de  $10 \text{ mm}^2$ , por lo tanto según la reglamentación  $K= 115$  (cobre, PVC  $\leq 300 \text{ mm}^2$ ).

Según la curva  $A^2s$  del guardamotor GV2P10:

$$I^2 \times t = 2 [kA^2s]$$

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 2,5^2 = 82,656 [kA^2s]$$

$$I^2 \times t = 2 [kA^2s] < K^2 \times S^2 = 82,656 [kA^2s] \rightarrow \text{Verifica}$$

Por lo tanto el cable de alimentación al motor está correctamente protegido contra cortocircuito.

Por último para asegurar que el guardamotor proteja el cable contra sobrecarga se debe cumplir que:

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm \text{ CABLE}}$$

$I_2$ : Corriente de disparo de los interruptores automáticos.

$$I_2 = 1,3 \times I_n \rightarrow \text{Para interruptores automáticos } I_n \leq 63 [A]$$

$$I_2 = 1,3 \times 4,18 = 5,432 [A]$$

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm \text{ CABLE}} = 1,45 \times 14,432 = 20,926 [A]$$

$$I_2 = 5,432 [A] \leq 20,926 [A] \rightarrow \text{Verifica}$$

De esta manera queda correctamente seleccionado y protegido el cable.

#### **4.5.2 Conductor motor- Motor secadora P=25 [HP].**

Según el punto anterior tenemos para el motor los siguientes datos:

Estado de carga nominal:

$$I = 34,28 [A]$$

$$\varphi = 33,9^\circ$$

$$\cos\varphi = 0,83$$

Estado de carga en el arranque:

$$I_{arr} = 137,11 [A]$$

$$\cos\varphi = 0,5$$

La distancia entre el tablero y el punto de consumo será de 30 [m]

Del catálogo de cables, selecciono el siguiente cable:

SINTENAX VALIO 4X16 mm<sup>2</sup>

$$I_{adm} = 70 [A]$$

$$I_{corr} = I_{adm} \times K_1 \times K_2 [A]$$

$K_1$ : Factor de corrección debido al agrupamiento.  $K_1 = 0,8$

$K_2$ : Factor de corrección por temperatura ambiente  $\neq 40^\circ\text{C}$ .  $K_2 = 0,82$  ( $50^\circ\text{C}$ )

$$I_{corr} = 70 \times 0,8 \times 0,82 \rightarrow I_{corr} = 45,92 [A]$$

$$I_{corr} = 45,92 [A] > I = 34,28 [A] \rightarrow \text{Verifica}$$

Del catálogo obtenemos:

$$R = 1,45 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$X = 0,0813 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times I \times L \times (R \times \cos\varphi + X \times \sin\varphi) [V]$$

$$\Delta U = \sqrt{3} \times 34,28 \times 0,030 \times (1,45 \times 0,83 + 0,0813 \times 0,558)$$

$$\Delta U = 2,201 [V]$$

Si consideramos la caída de tensión del alimentador principal más la caída de tensión del cable alimentador del motor, obtendremos una caída de tensión de:

$$\Delta U_{TOTAL} = \Delta U_{ALIM} + \Delta U_{MOTOR} = 2,64 + 2,201 = 4,841 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} \% = \frac{4,841}{380} \times 100 \rightarrow \Delta U_{TOTAL} \% = 1,274\% < 5\%$$

*→ Verifica (Sugerido por la AEA)*

Ahora si consideramos la caída de tensión en el arranque:

$$\Delta U_{arr} = \sqrt{3} \times 137,11 \times 0,03 \times (1,45 \times 0,5 + 0,0813 \times 0,866)$$

$$\Delta U_{arr} = 5,667 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} = \Delta U_{ALIM} + \Delta U_{arr} = 2,64 + 5,667 = 8,307 [V]$$

$$\Delta U_{TOTAL} \% = \frac{8,307}{380} \times 100 \rightarrow \Delta U_{TOTAL} \% = 2,186\% < 15\%$$

*→ Verifica (Sugerido por la AEA)*

Por lo tanto como se observa el cable verifica su capacidad de carga como la caída de tensión tanto en estado nominal como en el arranque.

Ahora determinaremos si el cable soporta las corrientes de sobrecarga como de cortocircuito.

Primero determinamos la corriente de cortocircuito presunta en el punto de consumo del motor:

$$I_{CC} = \frac{c \times U_n}{\sqrt{3} \times Z_{T(M)}} [A], Z_{T(M)} = Z_T + Z_{CABLE}$$

Como sabemos el valor de la corriente de cortocircuito en el tablero es de:

$$I_{CC(T)} = 8,304 [kA]$$

Y el valor de la impedancia en el punto es de:

$$Z_T = 0,0130 + j0,0262 [\Omega]$$

$$Z_T = 0,0292 |63,61^\circ$$

Por lo tanto para obtener la corriente de cortocircuito en el punto debemos averiguar la impedancia del cable que lo alimenta:

$$R = 1,45 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$X = 0,0813 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right]$$

$$R_{CABLE} = 1,45 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,03 [Km] = 0,0435 [\Omega]$$

$$X_{CABLE} = 0,0813 \left[ \frac{\Omega}{Km} \right] \times 0,03 [Km] = 0,0024 [\Omega]$$

$$Z_{CABLE} = 0,0435 + j0,0024 [\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = Z_T + Z_{CABLE} = (0,0130 + j0,0262) + (0,0435 + j0,0024)[\Omega]$$

$$Z_{T(M)} = 0,0565 + j0,0286 [\Omega] = 0,063|29,88^\circ$$

$$I_{CC} = \frac{1,05 \times (380 - 4,62)}{\sqrt{3} \times 0,063} \rightarrow I_{CC} = 3592,864 [A] = 3,592 [kA]$$

Según la AEA para verificar si el cable está protegido contra cortocircuito debemos realizar el siguiente cálculo:

$$I^2 \times t < K^2 \times S^2$$

En nuestro caso el material del cable es de cobre, con aislación de PVC y la sección del mismo es de  $25 \text{ mm}^2$ , por lo tanto según la reglamentación  $K= 115$  (cobre, PVC  $\leq 300\text{mm}^2$ ).

Según la curva  $A^2s$  del guardamotor GV7RS40:

$$I^2 \times t = [A^2s]$$

$$K^2 \times S^2 = 115^2 \times 16^2 = 3385,6 [kA^2s]$$

$$I^2 \times t = [kA^2s] < K^2 \times S^2 = 3385,6 [kA^2s] \rightarrow \text{Verifica}$$

Por lo tanto el cable de alimentación al motor está correctamente protegido contra cortocircuito.

Por ultimo para asegurar que el guardamotor proteja el cable contra sobrecarga se debe cumplir que:

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm \text{ CABLE}}$$

$I_2$ : Corriente de disparo de los interruptores automáticos.

$$I_2 = 1,3 \times I_n \rightarrow \text{Para interruptores automaticos } I_n \leq 63 [A]$$

$$I_2 = 1,3 \times 34,28 = 44,561 [A]$$

$$I_2 \leq 1,45 \times I_{adm\ CABLE} = 1,45 \times 45,92 = 66,548 [A]$$

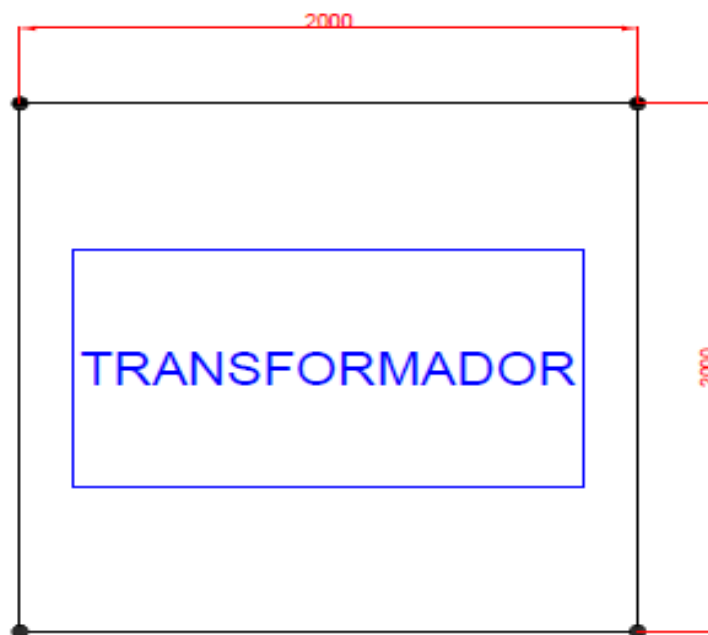
$$I_2 = 44,561 [A] \leq 66,548[A] \rightarrow \text{Verifica}$$

De esta manera queda correctamente seleccionado y protegido el cable.

#### 4.6 Cálculo puesta a tierra.

##### 4.6.1 Cálculo puesta a tierra SET.

Para el cálculo de la puesta a tierra de la SET utilizaremos cuatro resistencias de puestas a tierras conectadas en paralelo, con dimensiones en función del transformador y el área de ubicación de la SET.



Ahora determinamos cual es la resistencia de PAT en función de las dimensiones adoptadas por las jabalinas:

$$R_{PAT} = \frac{\rho}{2 \times \pi \times L} \times \ln\left(\frac{4 \times L}{r} - 1\right) [\Omega]$$

$\rho$ : Resistividad del terreno [ $\Omega\text{m}$ ].

L= Longitud de la jabalina [m].

r: Radio de la jabalina [m].

Suponiendo que la resistividad del terreno para nuestra zona es de: 20 [Ωm] obtendremos que la resistencia de PAT será:

$$R_{PAT} = \frac{20}{2 \times \pi \times 4} \times \ln\left(\frac{4 \times 3}{0,0126} - 1\right)$$

$$R_{PAT} = 5,45 [\Omega]$$

Para jabalina en paralelo el cálculo de la resistencia de puesta a tierra es:

$$R_{PAT(T)} = R_{PAT} \times K [\Omega]$$

De la siguiente tabla obtenemos K:

**TABLA N° 3** 10

N° de jab. en paralelo	2	3	4	5	6	7	8	9
K	0,57	0,42	0,33	0,27	0,24	0,21	0,19	0,17

$$R_{PAT(T)} = 5,45 \times 0,33 [\Omega]$$

$$R_{PAT(T)} = 1,79 [\Omega]$$

#### **4.6.2 Calculo puesta a tierra nave.**

Comenzamos determinando cual será la resistencia de PAT en función de las dimensiones de la jabalina:

$$R_{PAT} = \frac{\rho}{2 \times \pi \times L} \times \ln\left(\frac{4 \times L}{r} - 1\right) [\Omega]$$

ρ: Resistividad del terreno [Ωm].





L= Longitud de la jabalina [m].

r: Radio de la jabalina [m].

Suponiendo que la resistividad del terreno para nuestra zona es de: 20 [ $\Omega$ m]  
obtendremos que la resistencia de PAT será:

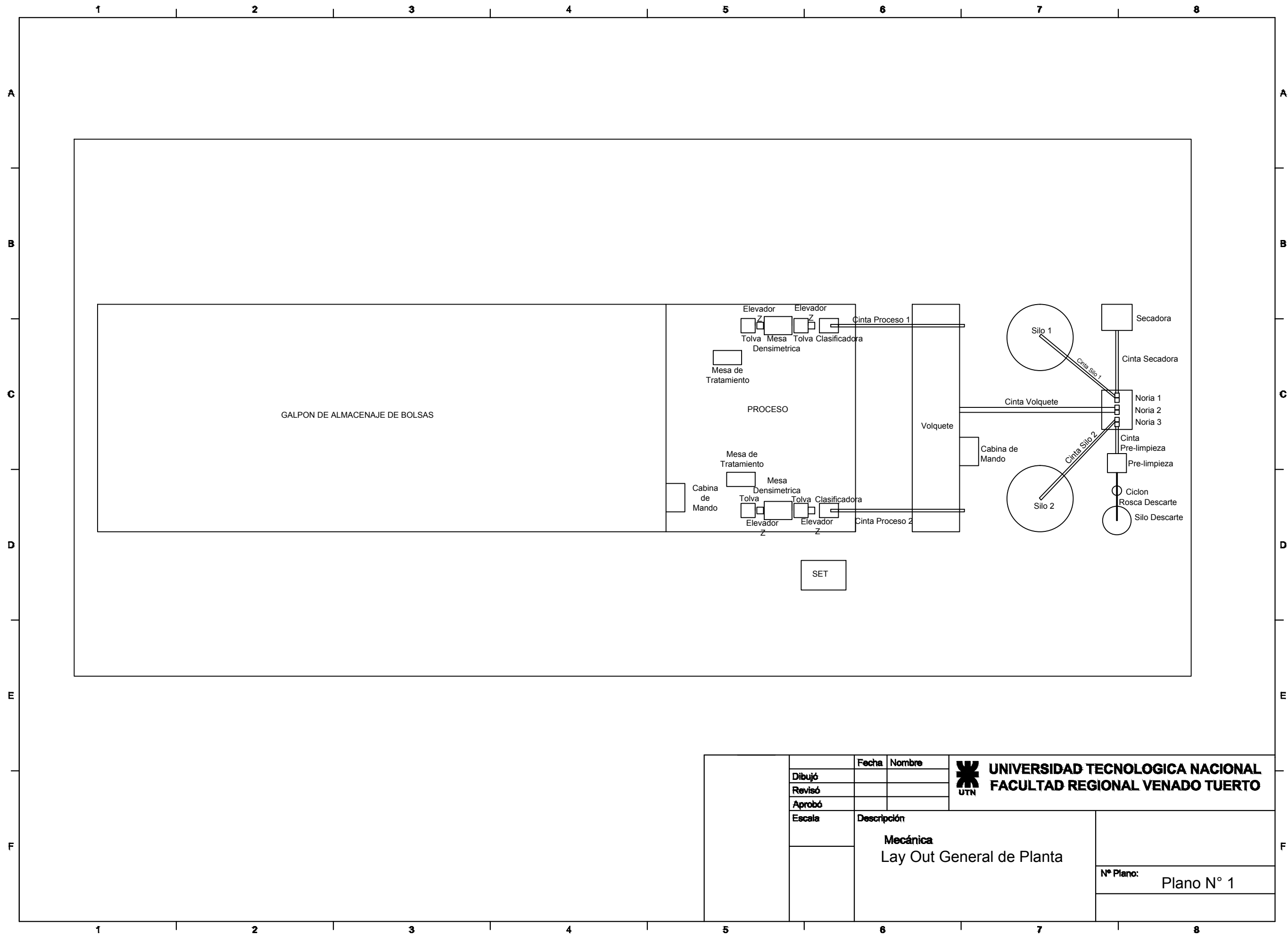
$$R_{PAT} = \frac{20}{2 \times \pi \times 4} \times \ln\left(\frac{4 \times 3}{0,0126} - 1\right)$$


$$R_{PAT} = 5,45 [\Omega]$$

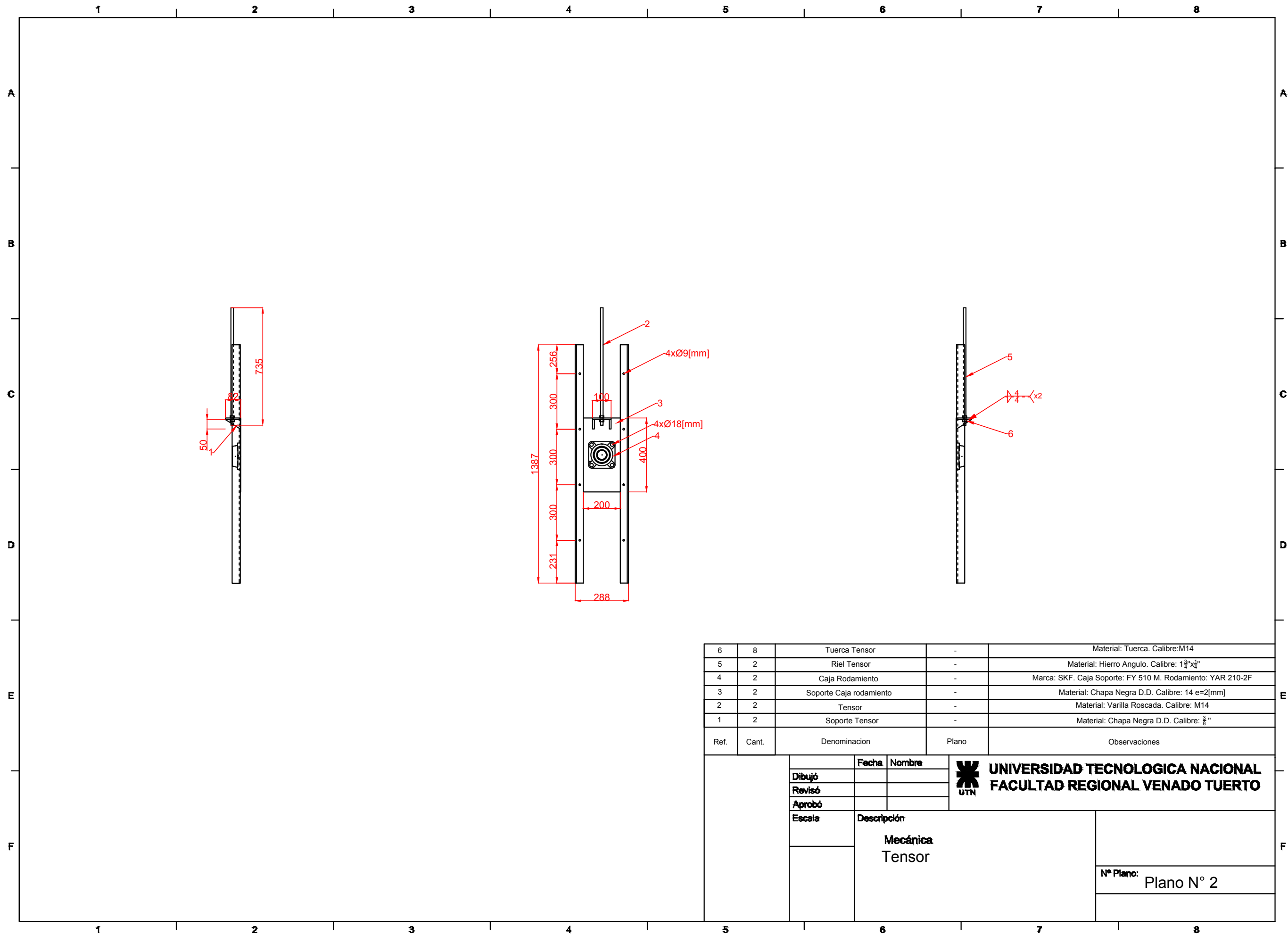


### ***5. Conclusión.***

Después de haber concluido el proyecto en el que realizamos el cálculo del elevador a cangilones, cinta transportadora y cálculo eléctrico, basándonos en los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera e investigando para poder llegar al resultado correcto hemos llegado a la conclusión que se cumplieron con las expectativas planteadas ya que la realización del proyecto nos deja la enseñanza de las problemáticas que podemos tener a la hora de realizar la fabricación de dichas máquinas y los parámetros que debemos tener en cuenta para ello. A su vez como ejecutar cualquier tipo de proyecto que se nos pueda presentar en el campo laboral en un futuro.

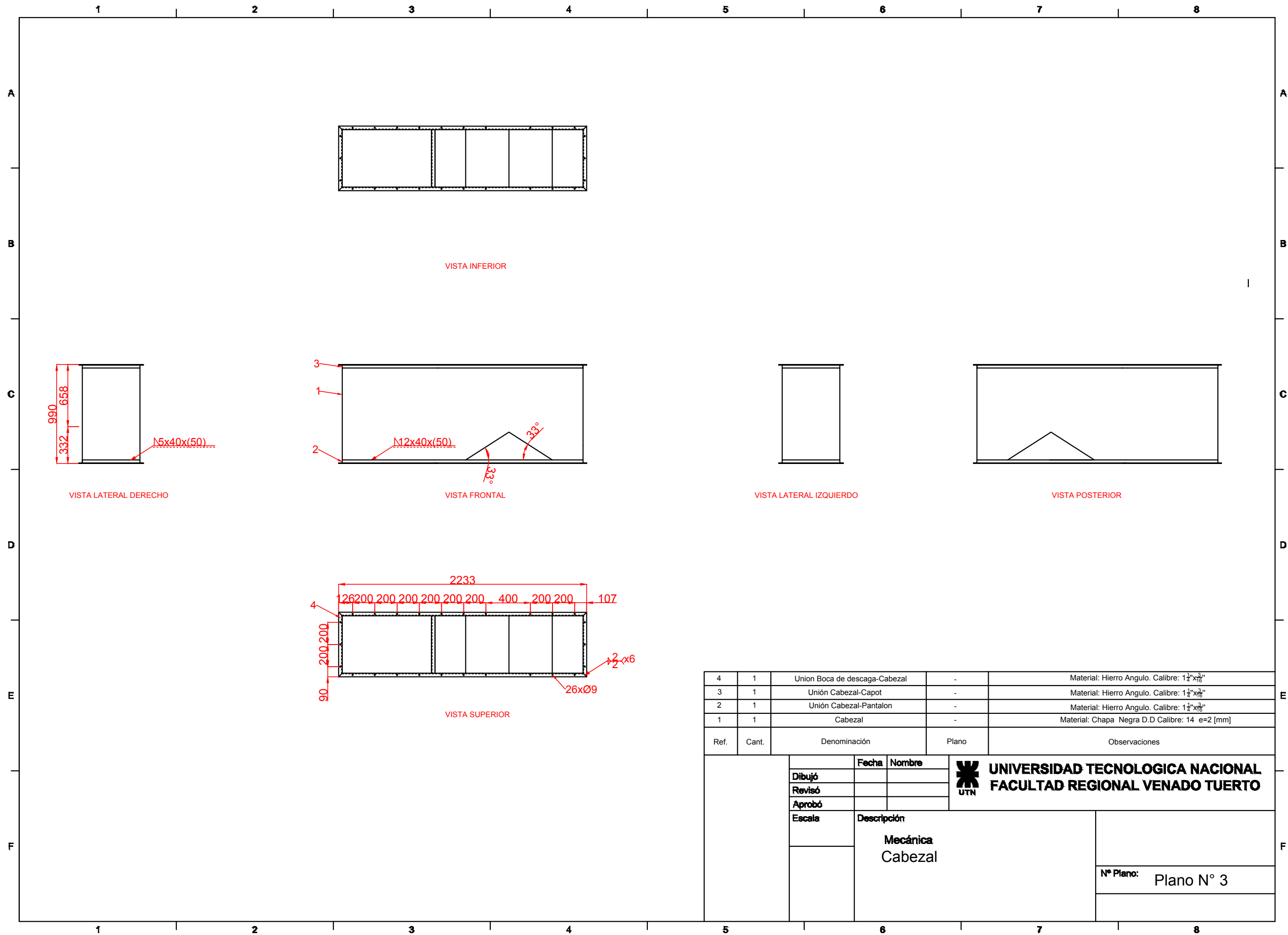



	Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Dibujó			
Revisó			
Aprobó			
Escala	Descripción		
	<b>Mecánica</b> Lay Out General de Planta		
			N° Plano: <b>Plano N° 1</b>

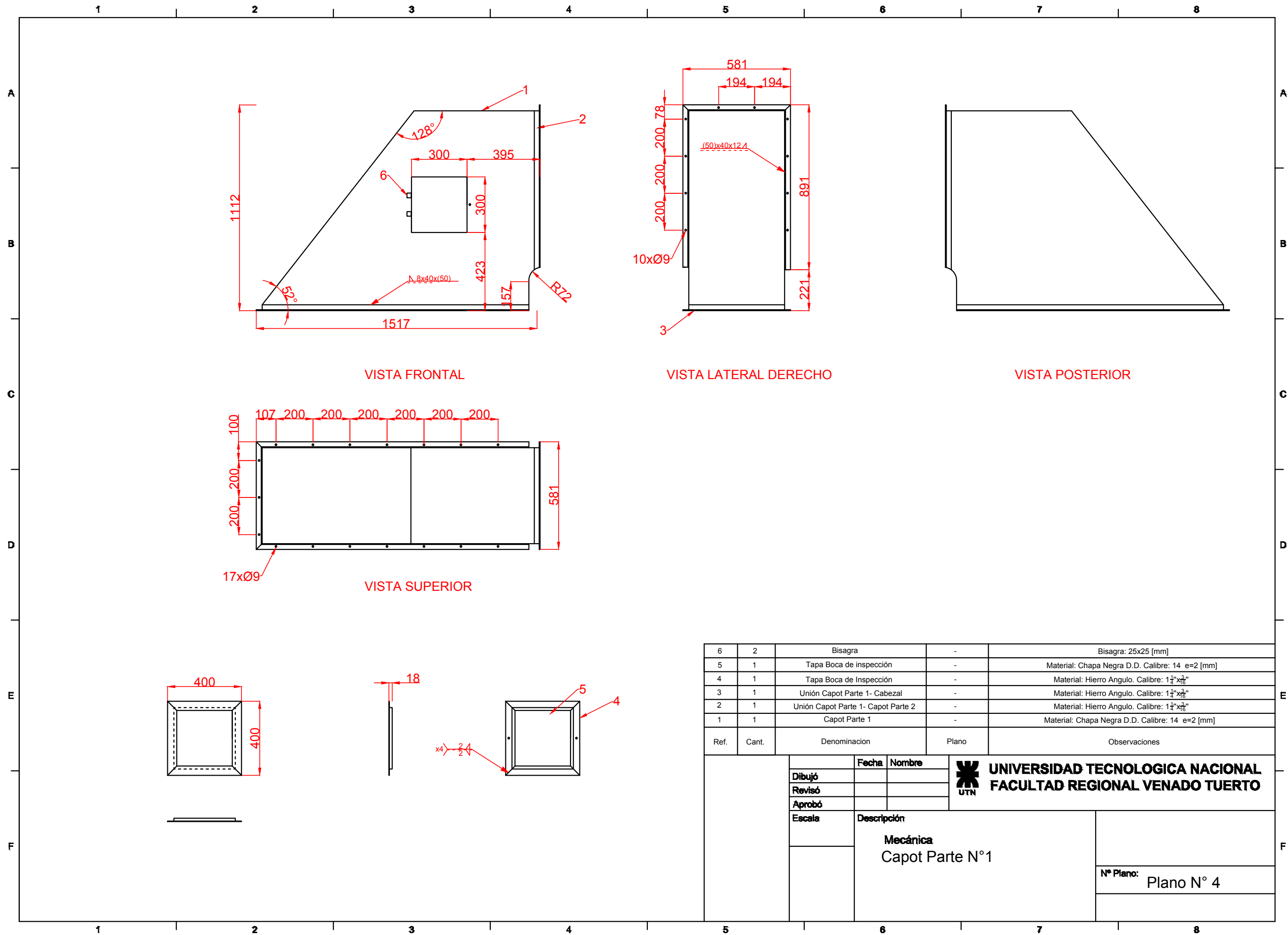


6	8	Tuerca Tensor	-	Material: Tuerca. Calibre:M14
5	2	Riel Tensor	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 3/4"x1"
4	2	Caja Rodamiento	-	Marca: SKF. Caja Soporte: FY 510 M. Rodamiento: YAR 210-2F
3	2	Soporte Caja rodamiento	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2[mm]
2	2	Tensor	-	Material: Varilla Roscada. Calibre: M14
1	2	Soporte Tensor	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 3/8"
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones

	Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
	Dibujó		
	Revisó		
	Aprobó		
Escala	Descripción		N° Plano: <b>Plano N° 2</b>
	<b>Mecánica</b> <b>Tensor</b>		



4	1	Unión Boca de descarga-Cabezal	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4" x 3/8"
3	1	Unión Cabezal-Capot	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4" x 3/8"
2	1	Unión Cabezal-Pantalon	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4" x 3/8"
1	1	Cabezal	-	Material: Chapa Negra D.D Calibre: 14 e=2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominación	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Cabezal	
				Nº Plano: Plano N° 3



VISTA FRONTAL

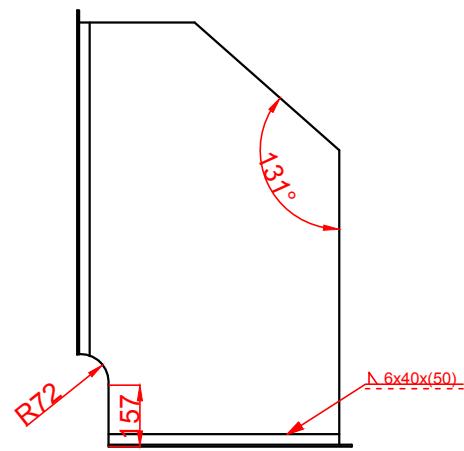
VISTA LATERAL DERECHO

VISTA POSTERIOR

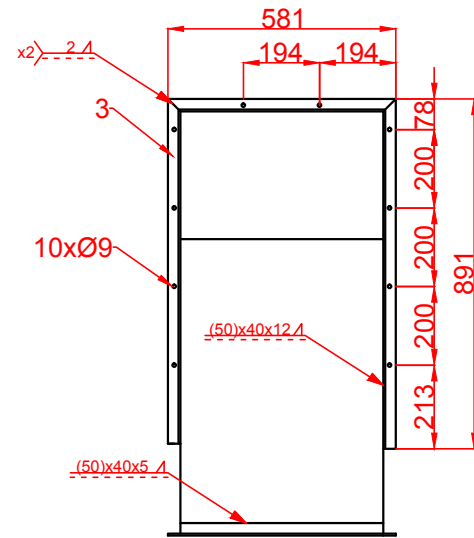
VISTA SUPERIOR

6	2	Bisagra	-	Bisagra: 25x25 [mm]
5	1	Tapa Boca de inspección	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]
4	1	Tapa Boca de Inspección	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4 x 3/8"
3	1	Unión Capot Parte 1- Cabezal	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4 x 3/8"
2	1	Unión Capot Parte 1- Capot Parte 2	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4 x 3/8"
1	1	Capot Parte 1	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones

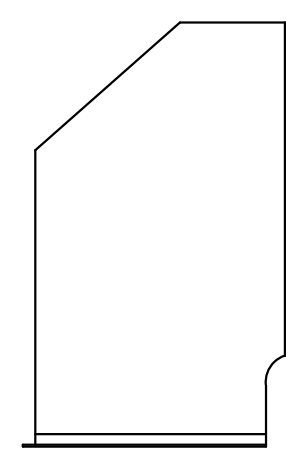
<b>Dibujó</b> <b>Revisó</b> <b>Aprobó</b> <b>Escala</b>	Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
	<b>Mecánica</b> <b>Capot Parte N°1</b>		
	<b>N° Plano:</b> <b>Plano N° 4</b>		



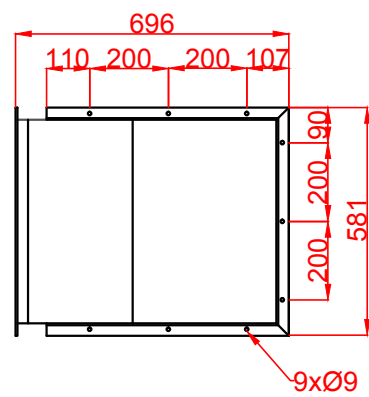
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL DERECHO

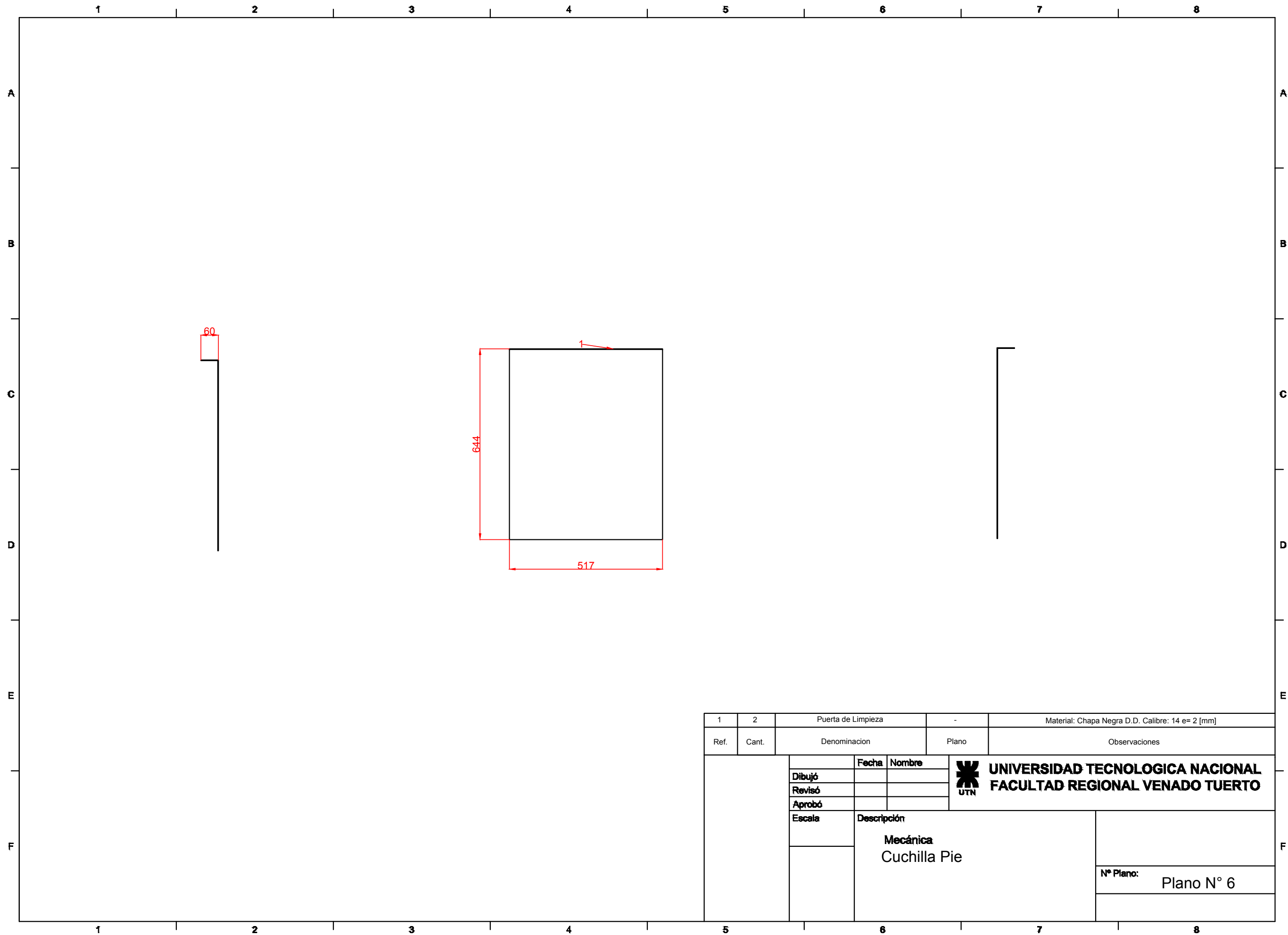


VISTA POSTERIOR



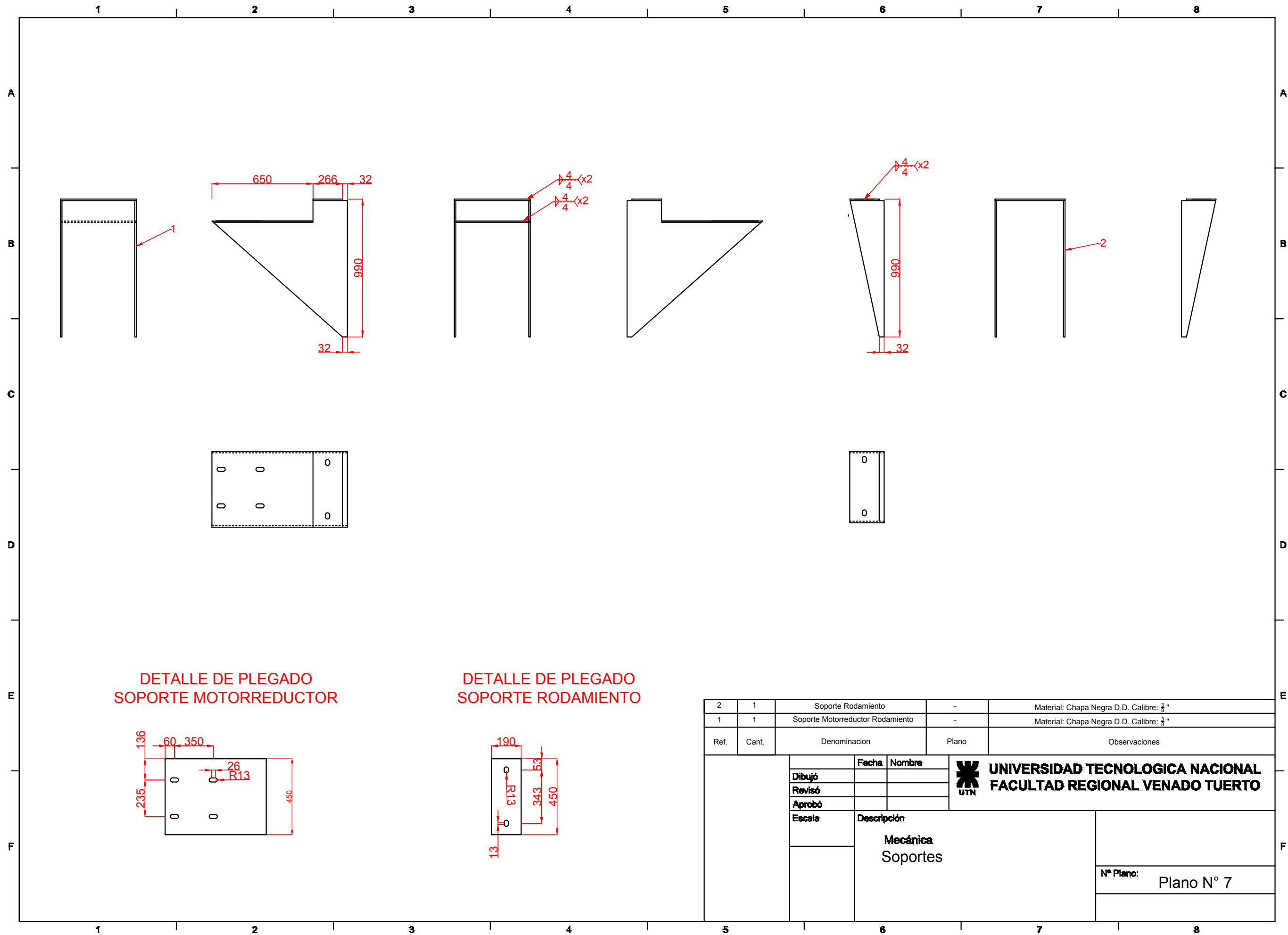
VISTA SUPERIOR

3	1	Unión Capot Parte 1-Capot Parte 2	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: $1\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$ "
2	1	Capot Parte N° 2	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]
1	1	Unión Capot- Cabezal	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: $1\frac{1}{4} \times \frac{3}{8}$ "
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Capot Parte N° 2	
				N° Plano: Plano N° 5



1	2	Puerta de Limpieza		-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e= 2 [mm]	
Ref.	Cant.	Denominacion		Plano	Observaciones	
			Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>	
			Dibujó			
			Revisó			
			Aprobó			
			Escala	Descripción		
				Mecánica		
				Cuchilla Pie		
					N° Plano: Plano N° 6	

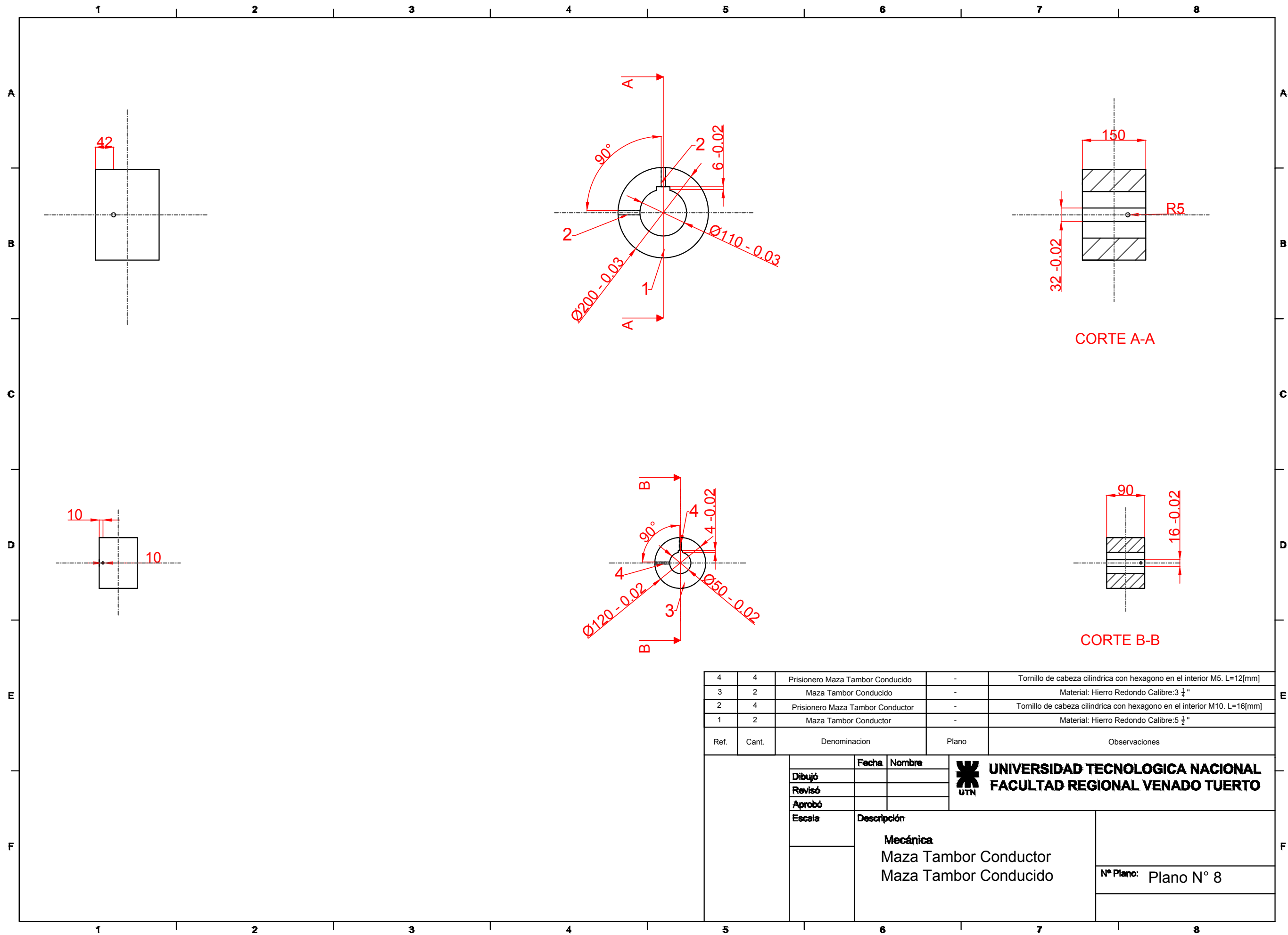




DETALLE DE PLEGADO  
SOPORTE MOTORREDUCTOR

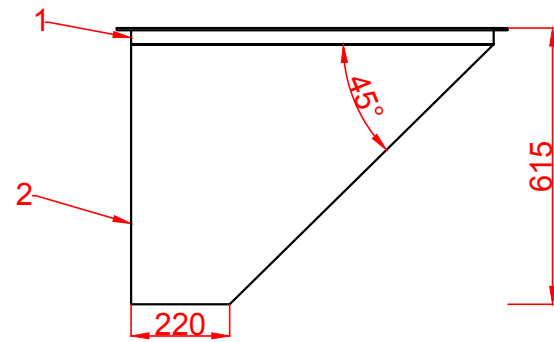
DETALLE DE PLEGADO  
SOPORTE RODAMIENTO

2	1	Soporte Rodamiento	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: $\frac{3}{8}$ "
1	1	Soporte Motorreductor Rodamiento	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: $\frac{3}{8}$ "
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Soportes	
				N° Plano: Plano N° 7

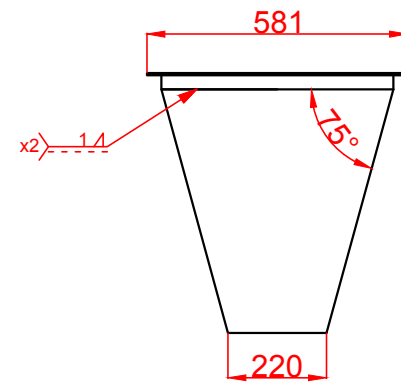


4	4	Prisionero Maza Tambor Conducido	-	Tornillo de cabeza cilíndrica con hexagono en el interior M5. L=12[mm]
3	2	Maza Tambor Conducido	-	Material: Hierro Redondo Calibre: 3 1/4"
2	4	Prisionero Maza Tambor Conductor	-	Tornillo de cabeza cilíndrica con hexagono en el interior M10. L=16[mm]
1	2	Maza Tambor Conductor	-	Material: Hierro Redondo Calibre: 5 1/2"

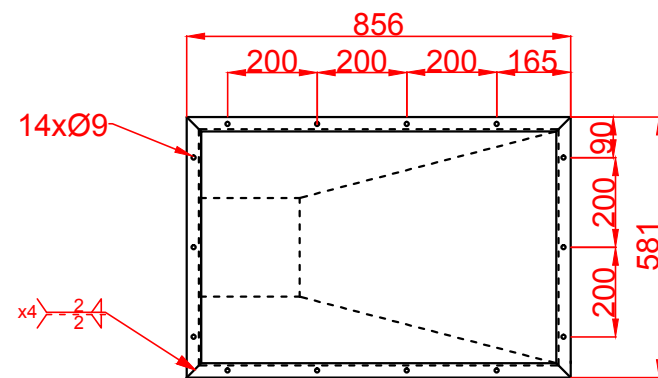
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Maza Tambor Conductor	
			Maza Tambor Conducido	
				Nº Plano: Plano N° 8



VISTA FRONTAL

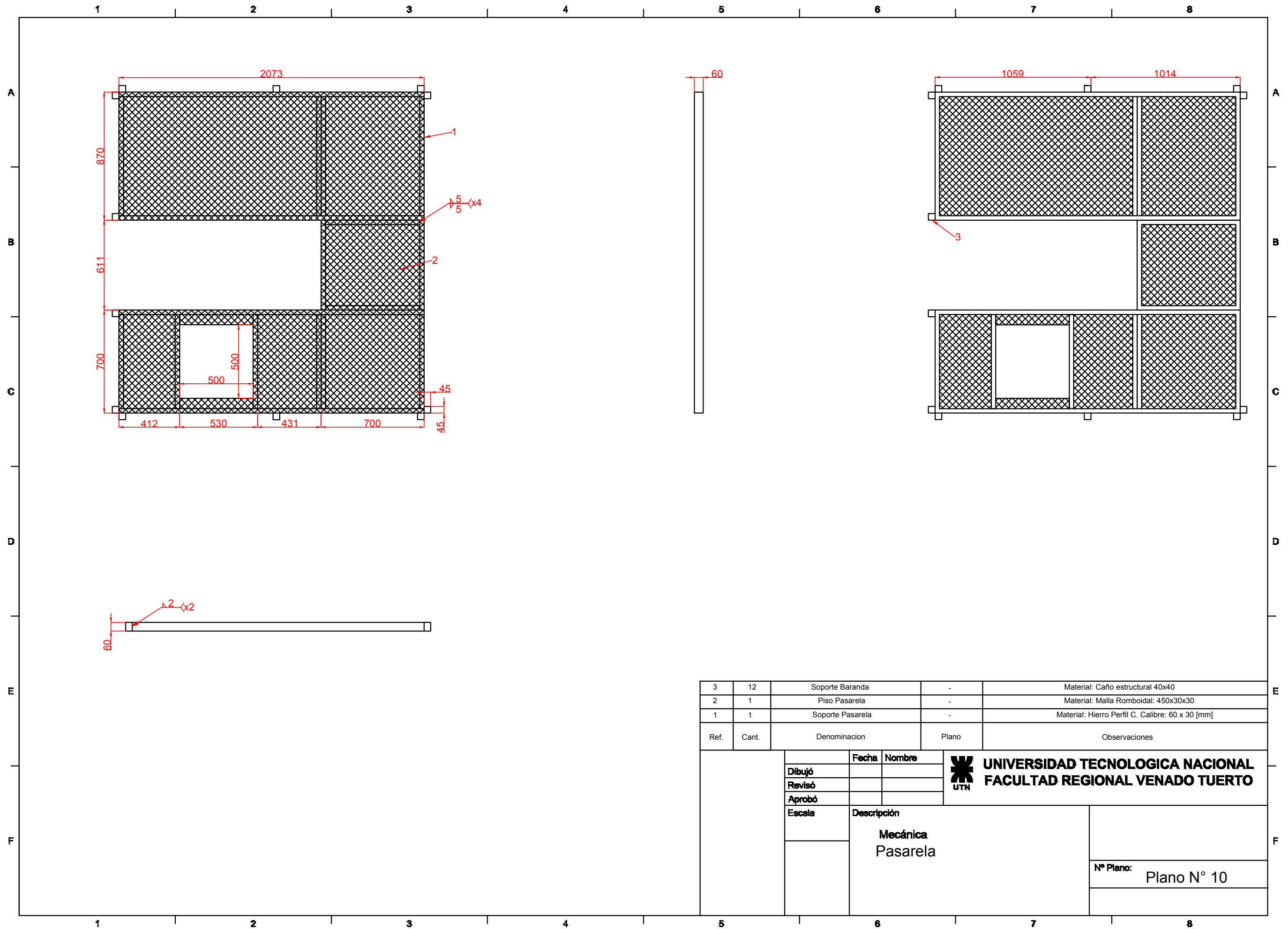



VISTA LATERAL DERECHO

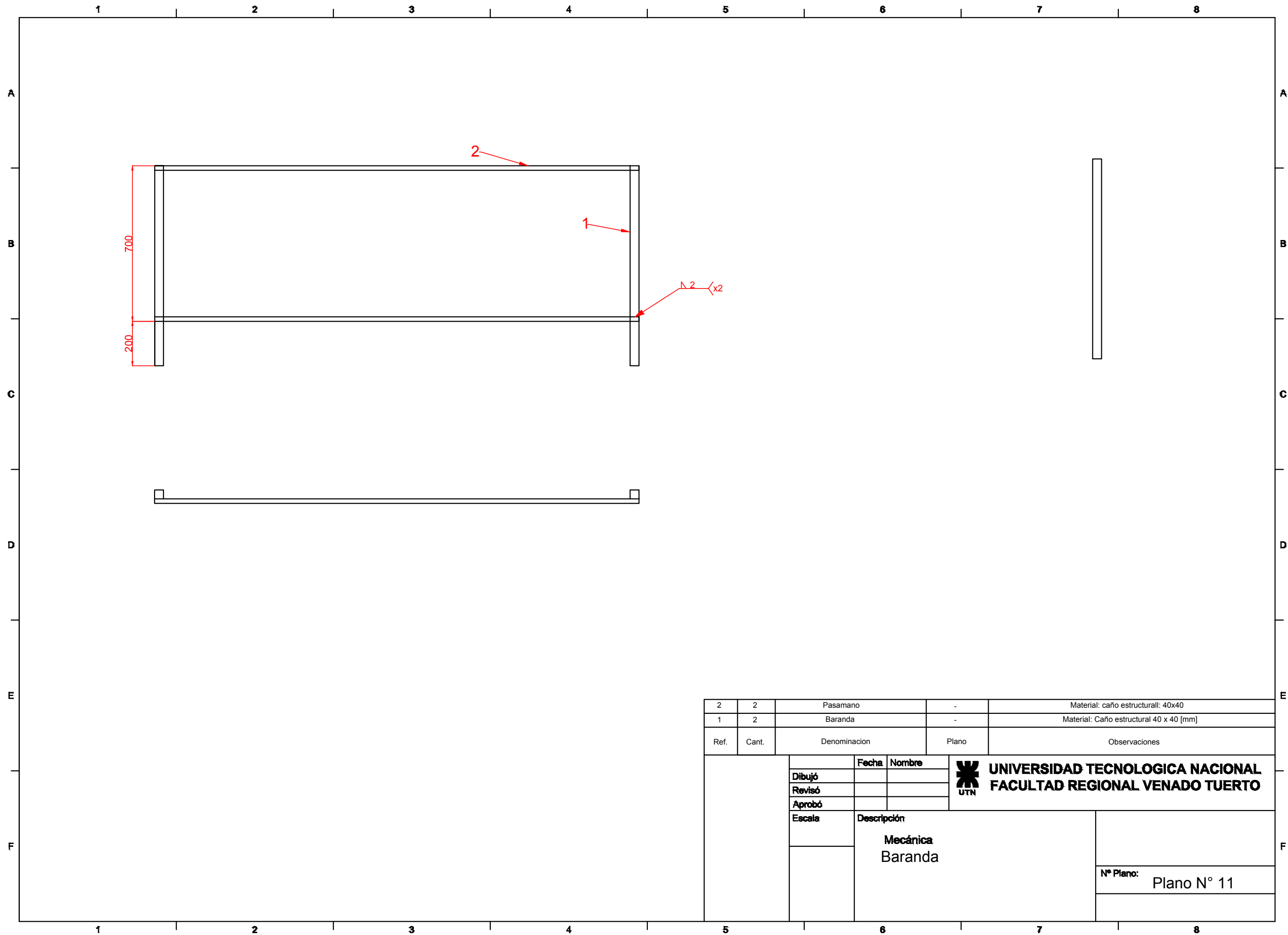


VISTA SUPERIOR

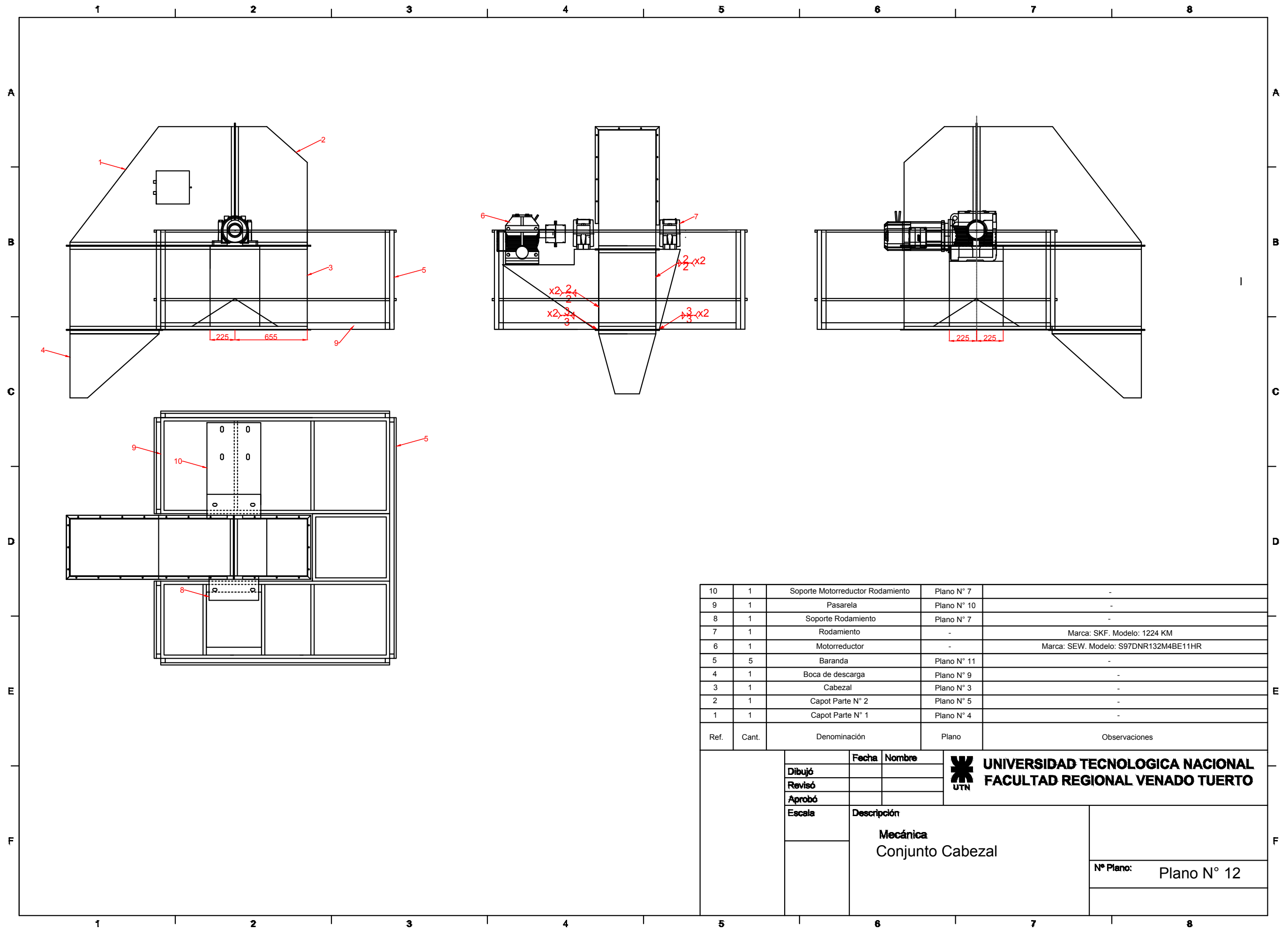
2	1	Boca De Descarga	-	Material: Chapa Negra.D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]
1	1	Union Boca De Descarga- Cabezal	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4"x3/8"
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Boca De Descarga	
				N° Plano: Plano N° 9



3	12	Soporte Baranda	-	Material: Caño estructural 40x40
2	1	Piso Pasarela	-	Material: Malla Romboidal: 450x30x30
1	1	Soporte Pasarela	-	Material: Hierro Perfil C. Calibre: 60 x 30 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Pasarela	
				N° Plano: Plano N° 10

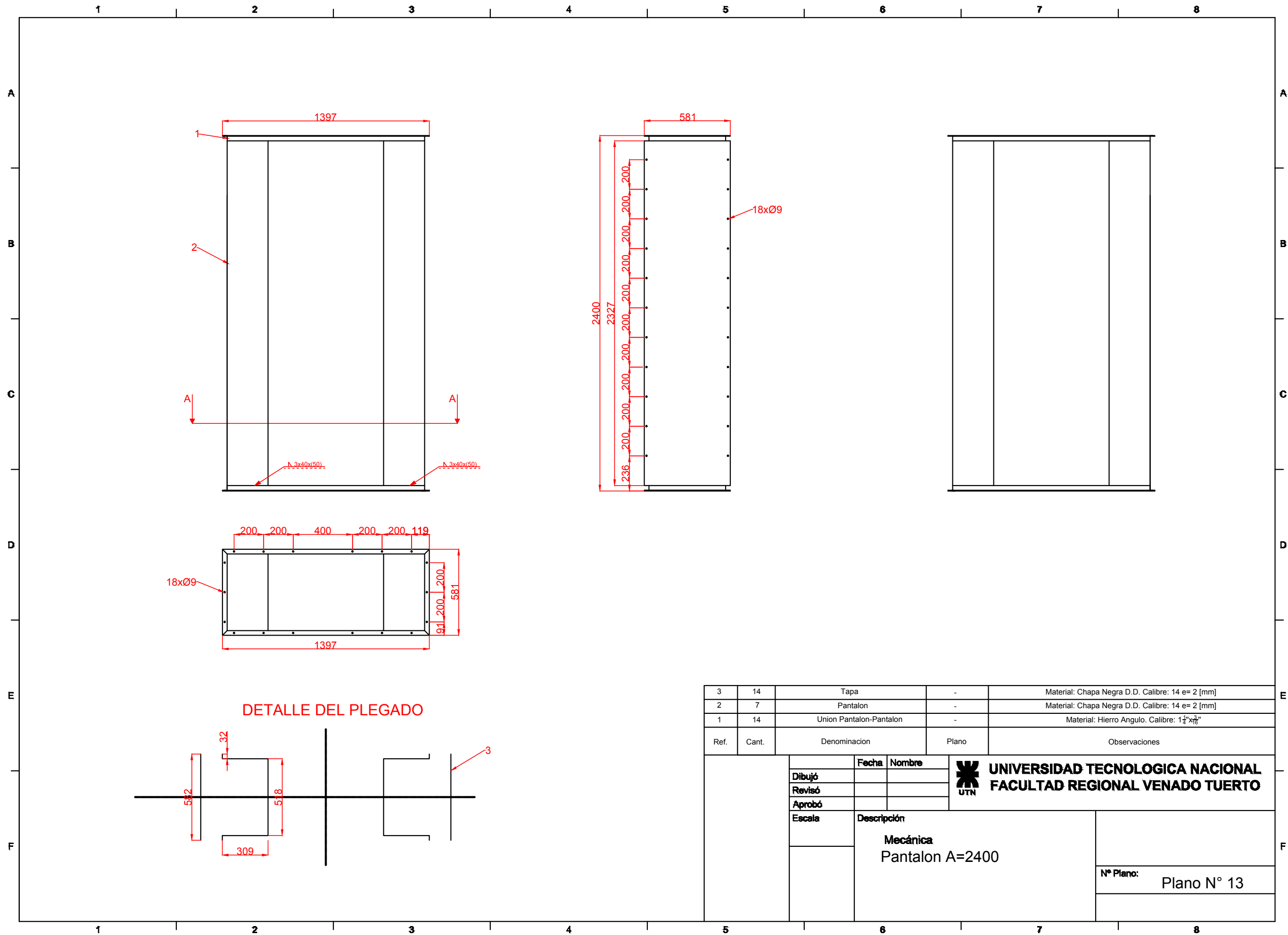


2	2	Pasamano	-	Material: caño estructural: 40x40
1	2	Baranda	-	Material: Caño estructural 40 x 40 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		<b>Dibujó</b>	<b>Fecha</b>	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		<b>Revisó</b>	<b>Nombre</b>	
		<b>Aprobó</b>		
		<b>Escala</b>	<b>Descripción</b>	
			Mecánica	<b>N° Plano:</b> Plano N° 11
			Baranda	




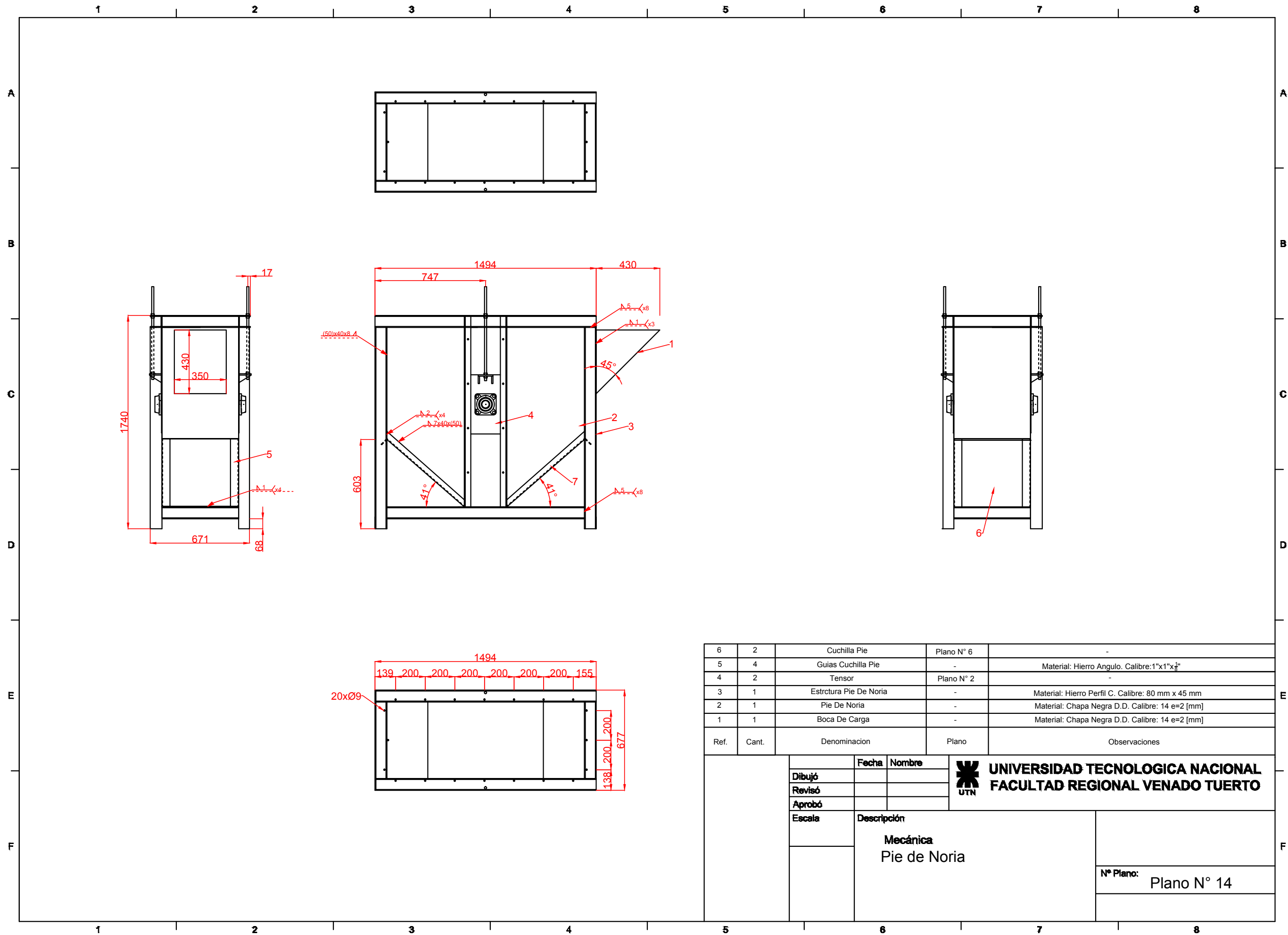
10	1	Soporte Motorreductor Rodamiento	Plano N° 7	-
9	1	Pasarela	Plano N° 10	-
8	1	Soporte Rodamiento	Plano N° 7	-
7	1	Rodamiento	-	Marca: SKF. Modelo: 1224 KM
6	1	Motorreductor	-	Marca: SEW. Modelo: S97DNR132M4BE11HR
5	5	Baranda	Plano N° 11	-
4	1	Boca de descarga	Plano N° 9	-
3	1	Cabezal	Plano N° 3	-
2	1	Capot Parte N° 2	Plano N° 5	-
1	1	Capot Parte N° 1	Plano N° 4	-

Ref.	Cant.	Denominación	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Conjunto Cabezal	
			N° Plano:	Plano N° 12




**DETALLE DEL PLEGADO**

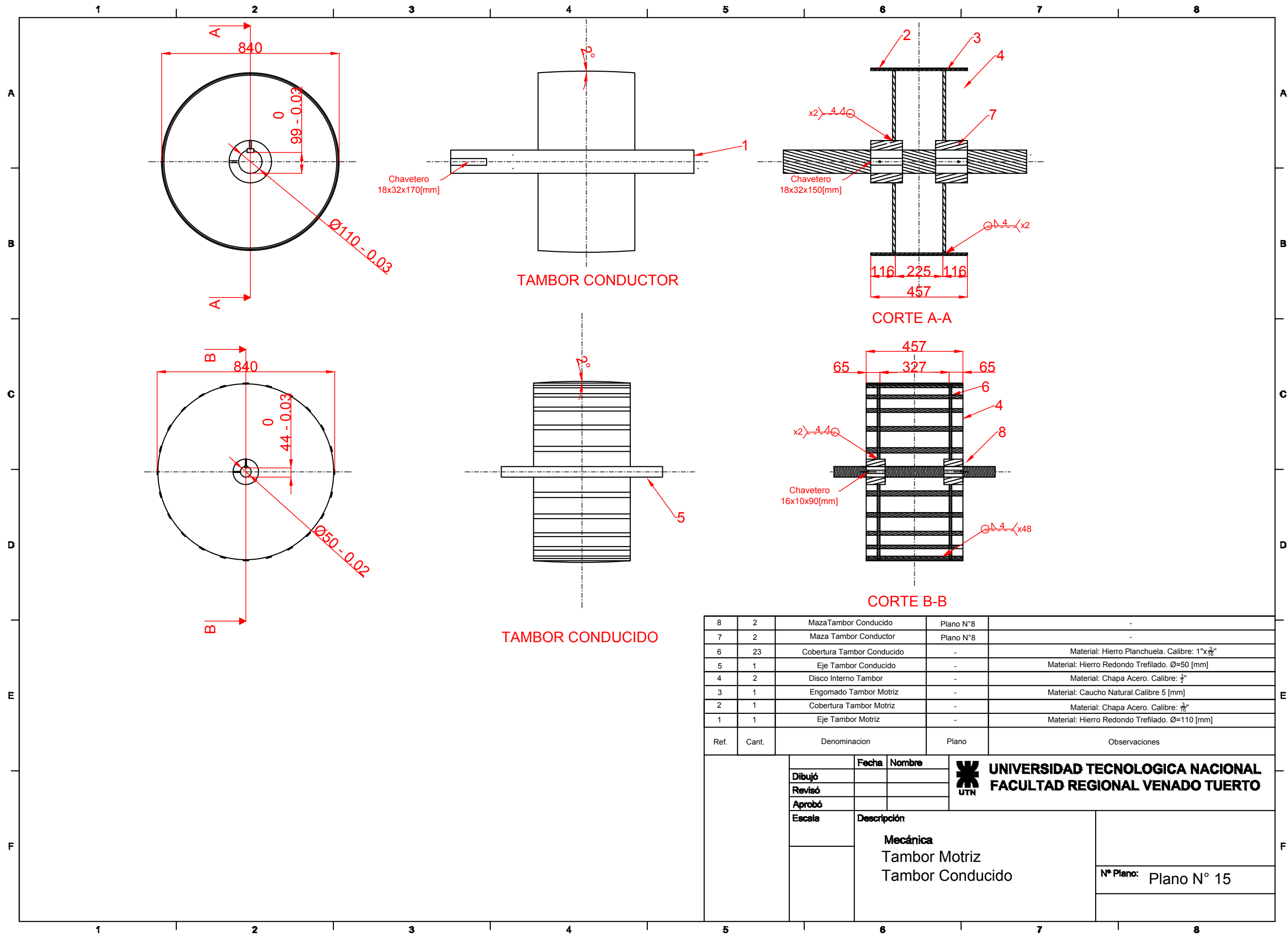
3	14	Tapa	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e= 2 [mm]								
2	7	Pantalon	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e= 2 [mm]								
1	14	Union Pantalon-Pantalon	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/2"x3/8"								
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones								
		<table border="1"> <tr> <th>Fecha</th> <th>Nombre</th> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Fecha	Nombre							 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Fecha	Nombre											
		<table border="1"> <tr> <th>Escala</th> <th>Descripción</th> </tr> <tr> <td></td> <td>Mecánica</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Pantalon A=2400</td> </tr> </table>	Escala	Descripción		Mecánica		Pantalon A=2400				
Escala	Descripción											
	Mecánica											
	Pantalon A=2400											
				N° Plano: Plano N° 13								



Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
6	2	Cuchilla Pie	Plano N° 6	-
5	4	Guías Cuchilla Pie	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1"x1"x $\frac{1}{2}$ "
4	2	Tensor	Plano N° 2	-
3	1	Estructura Pie De Noria	-	Material: Hierro Perfil C. Calibre: 80 mm x 45 mm
2	1	Pie De Noria	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]
1	1	Boca De Carga	-	Material: Chapa Negra D.D. Calibre: 14 e=2 [mm]

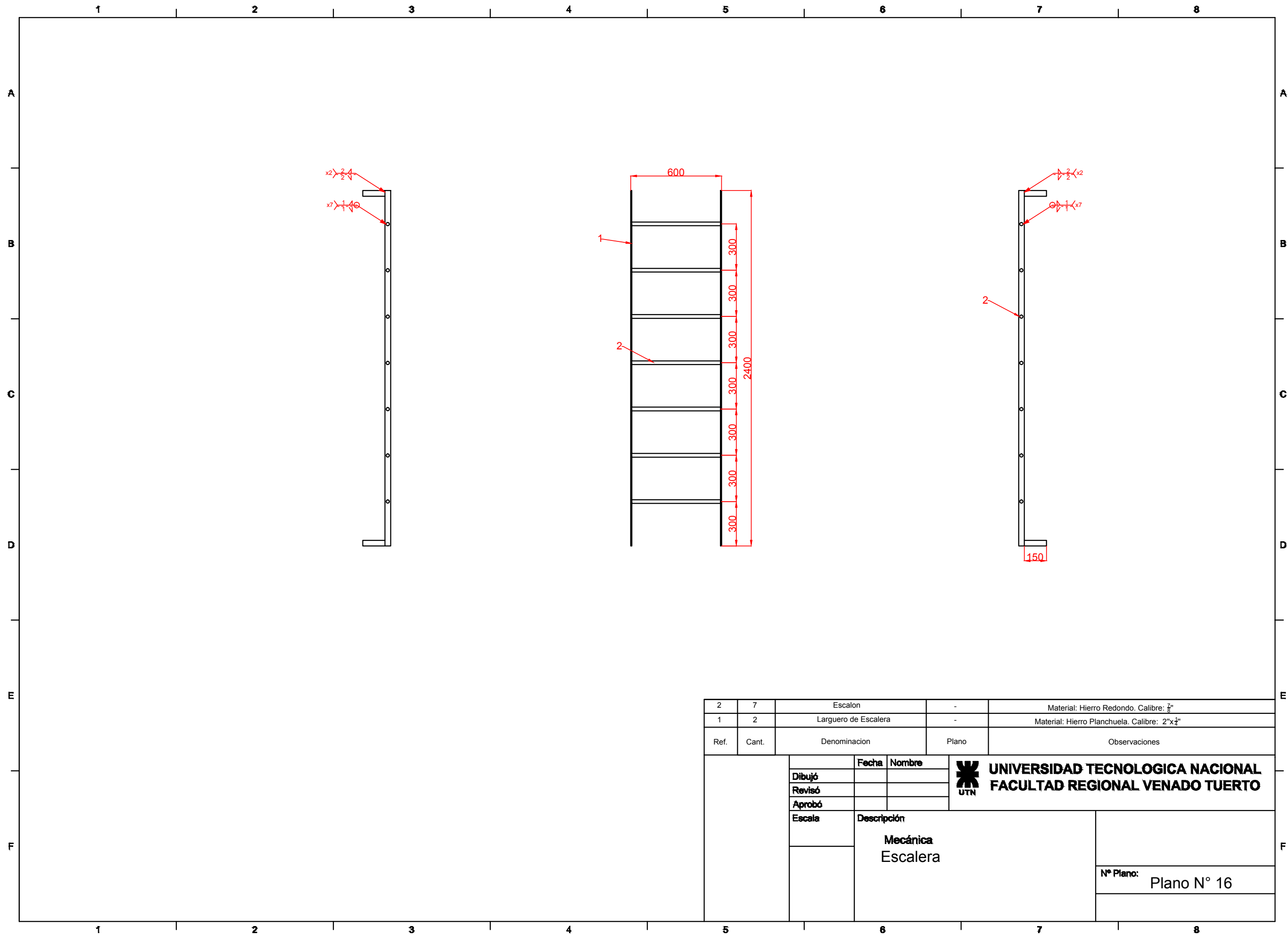
Dibujó Revisó Aprobó Escala	Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
	Descripción <b>Mecánica</b> <b>Pie de Noria</b>		
	N° Plano: <b>Plano N° 14</b>		



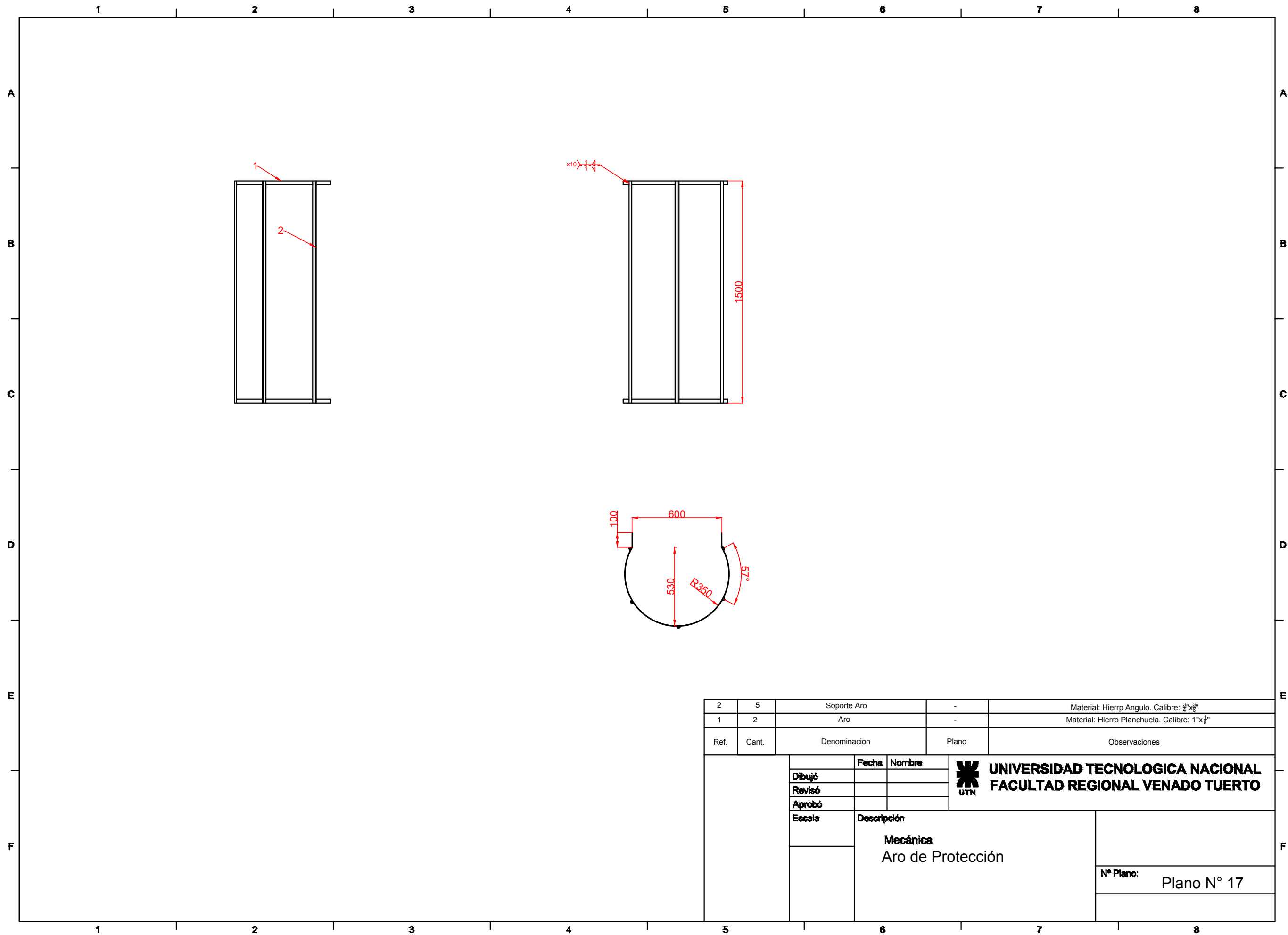


8	2	Maza Tambor Conducido	Plano N°8	-
7	2	Maza Tambor Conductor	Plano N°8	-
6	23	Cobertura Tambor Conducido	-	Material: Hierro Planchuela. Calibre: 1"x $\frac{3}{16}$ "
5	1	Eje Tambor Conducido	-	Material: Hierro Redondo Trefilado. Ø=50 [mm]
4	2	Disco Interno Tambor	-	Material: Chapa Acero. Calibre: $\frac{1}{2}$ "
3	1	Engomado Tambor Motriz	-	Material: Caucho Natural. Calibre 5 [mm]
2	1	Cobertura Tambor Motriz	-	Material: Chapa Acero. Calibre: $\frac{3}{16}$ "
1	1	Eje Tambor Motriz	-	Material: Hierro Redondo Trefilado. Ø=110 [mm]

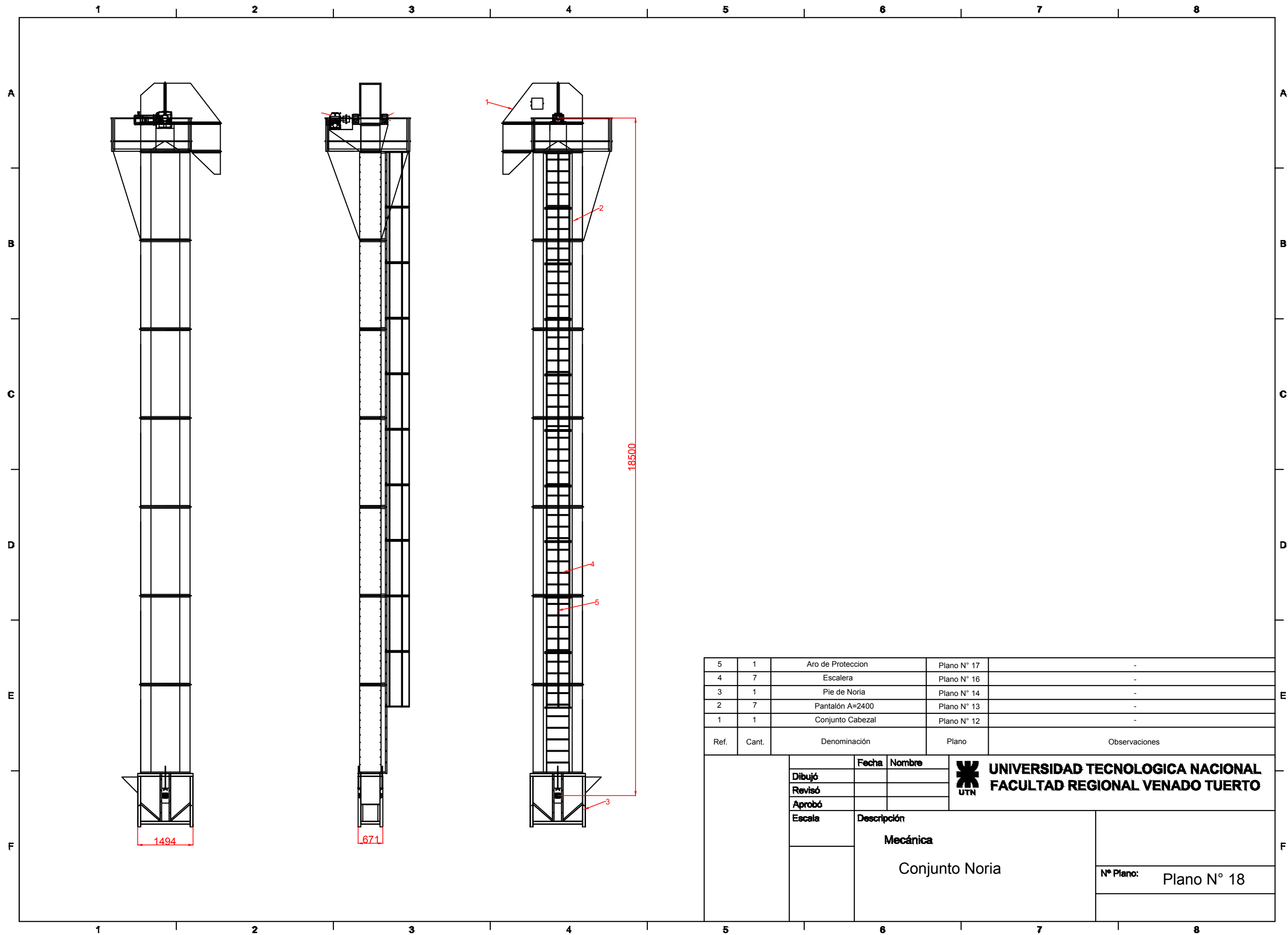
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Dibujó				
Revisó				
Aprobó				
Escala		Descripción		N° Plano: Plano N° 15
		<b>Mecánica</b> Tambor Motriz Tambor Conducido		



2	7	Escalon	-	Material: Hierro Redondo. Calibre: $\frac{3}{8}$ "
1	2	Larguero de Escalera	-	Material: Hierro Planchuela. Calibre: 2"x $\frac{1}{4}$ "
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		<b>Dibujó</b>	<b>Fecha</b>	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		<b>Revisó</b>	<b>Nombre</b>	
		<b>Aprobó</b>		
		<b>Escala</b>	<b>Descripción</b>	
			Mecánica	<b>N° Plano:</b> Plano N° 16
			Escalera	

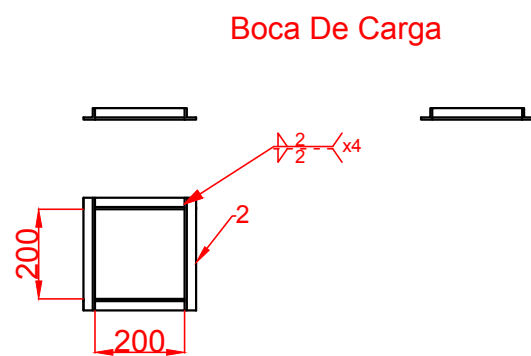
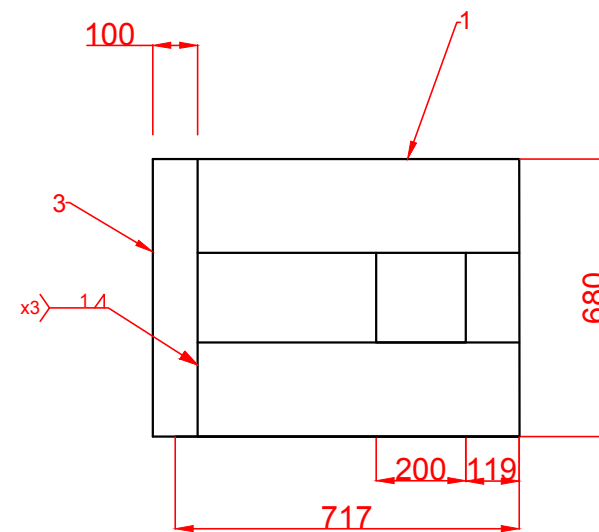
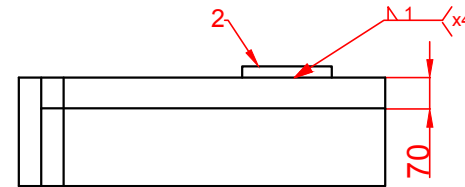
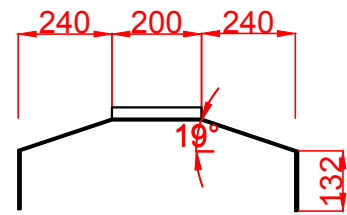


2	5	Soporte Aro	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 2"x3"
1	2	Aro	-	Material: Hierro Planchuela. Calibre: 1"x1/2"
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Aro de Protección	
				N° Plano: Plano N° 17

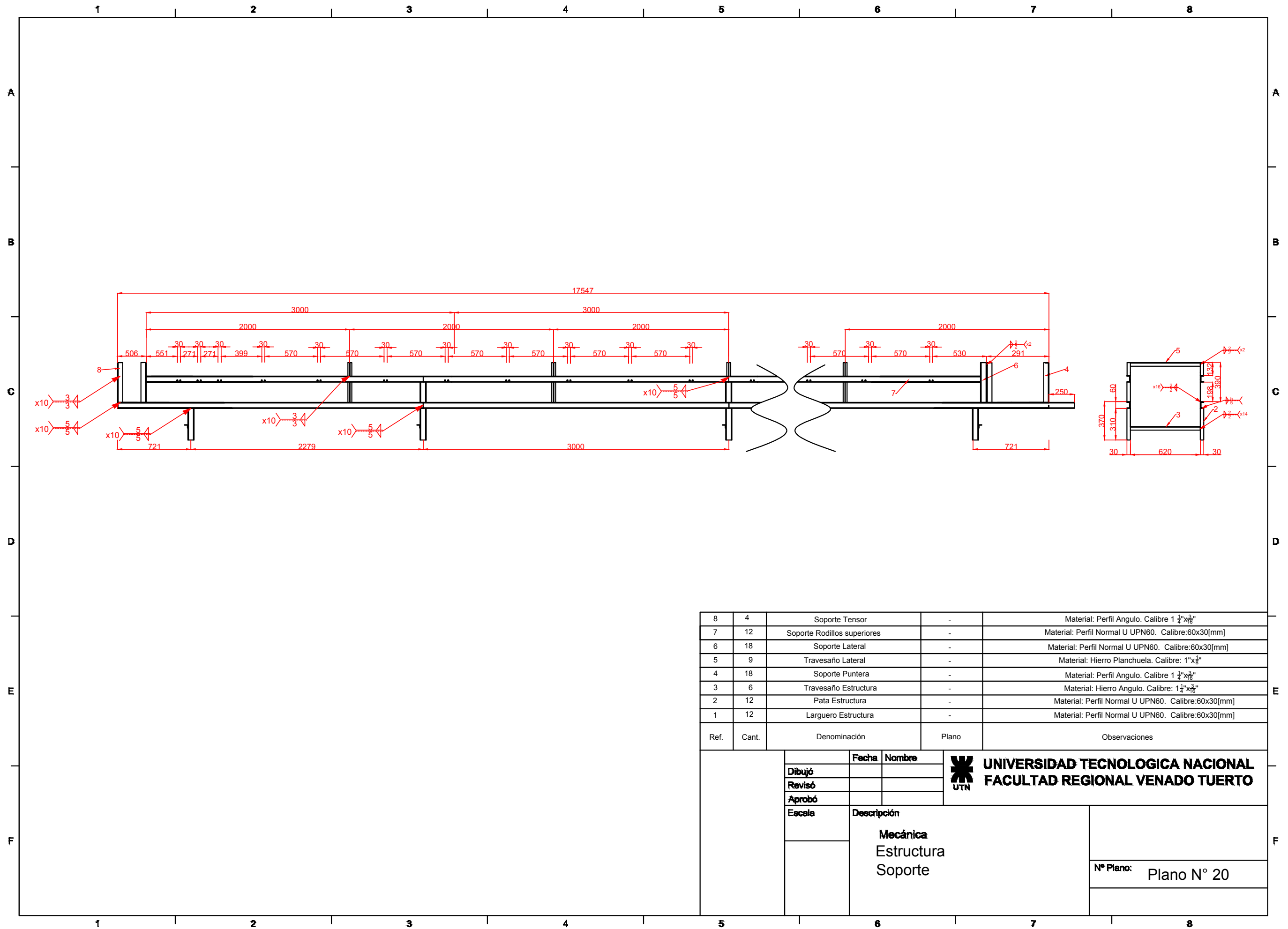


5	1	Aro de Proteccion	Plano N° 17	-
4	7	Escalera	Plano N° 16	-
3	1	Pie de Noria	Plano N° 14	-
2	7	Pantalón A=2400	Plano N° 13	-
1	1	Conjunto Cabezal	Plano N° 12	-

Ref.	Cant.	Denominación	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	N° Plano: <b>Plano N° 18</b>
			<b>Mecánica</b>  <b>Conjunto Noria</b>	

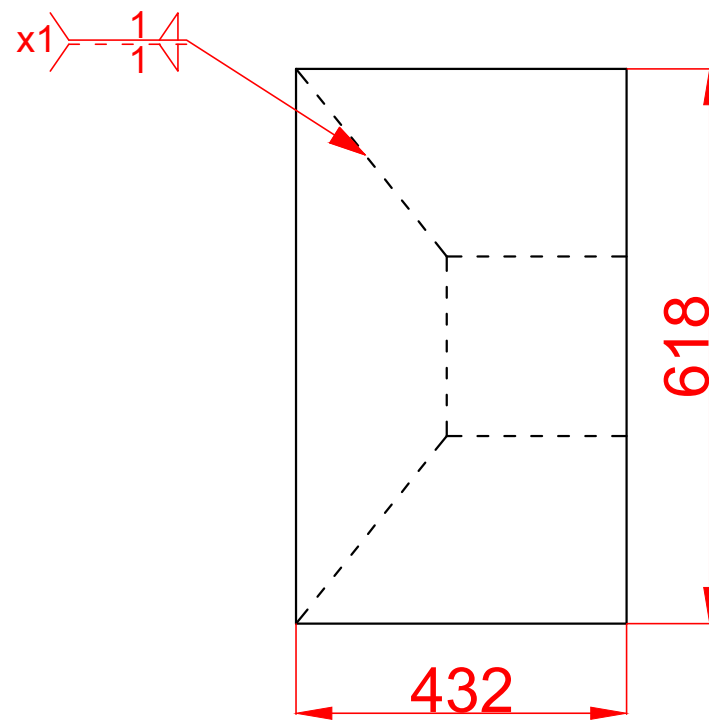
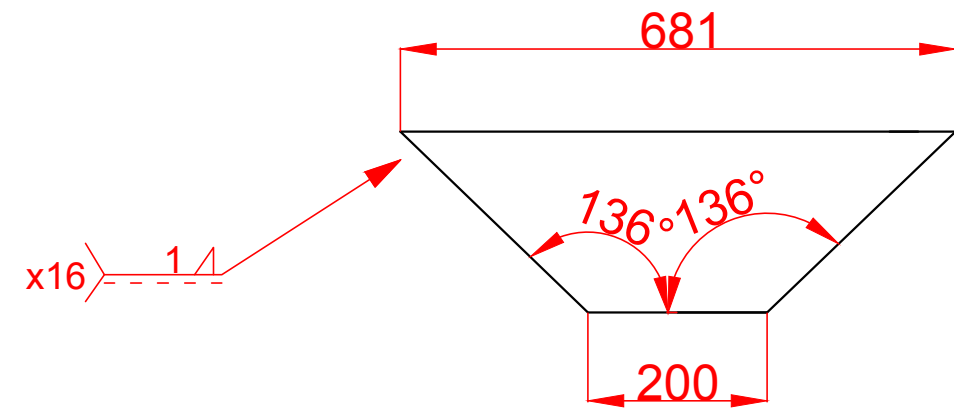
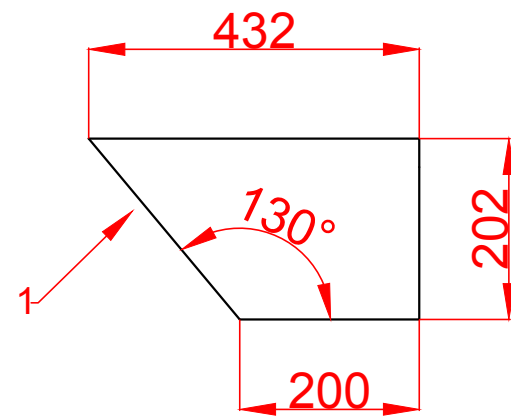


3	1	Union de Cobertura		Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
2	1	Boca de Carga		Material: Hierro Angulo. Calibre 1"x $\frac{3}{8}$ "
1	8	Cobertura	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Cobertura L=717	
				N° Plano: Plano N° 19

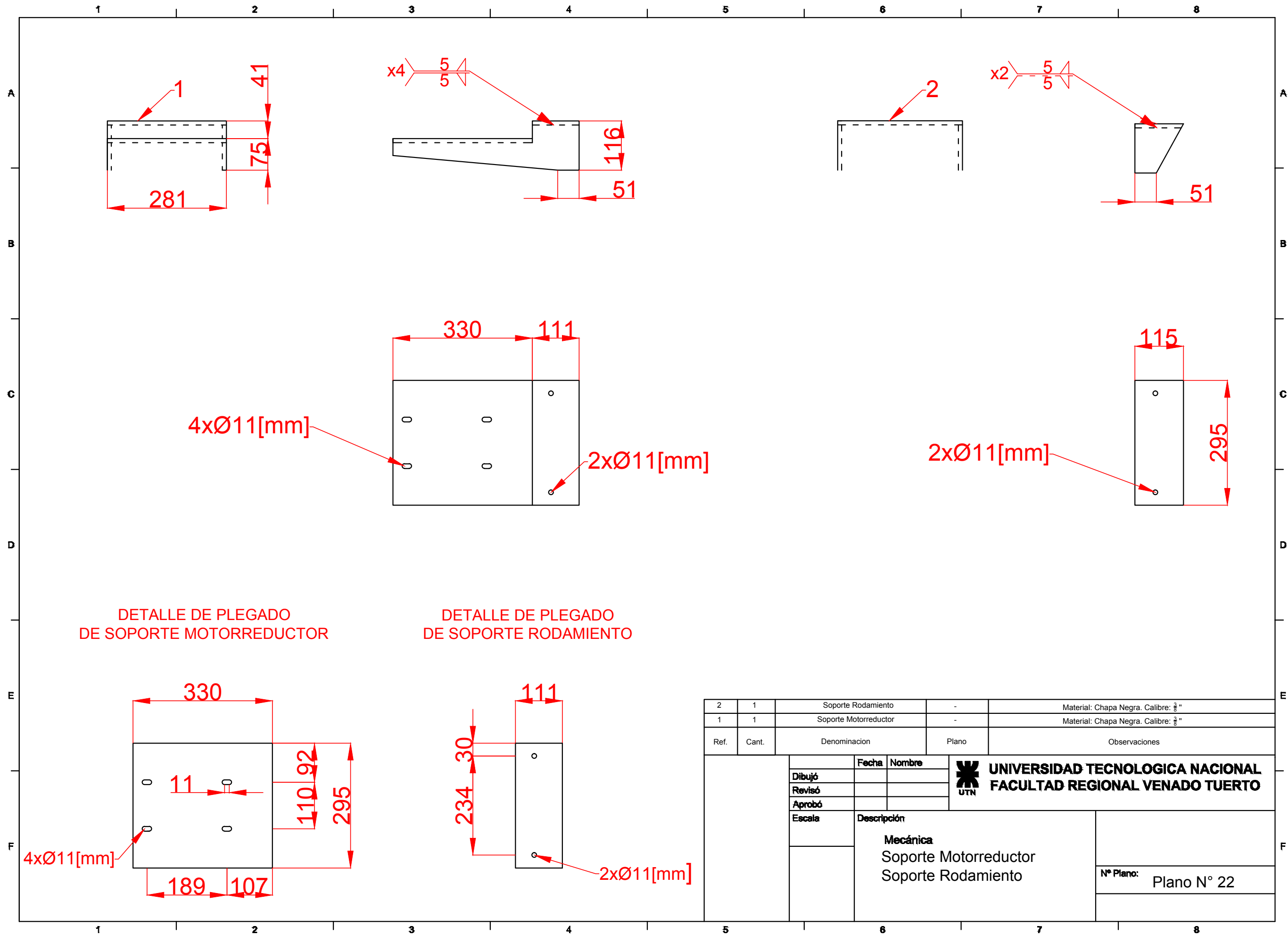


8	4	Soporte Tensor	-	Material: Perfil Angulo. Calibre 1 1/4"x3/8"
7	12	Soporte Rodillos superiores	-	Material: Perfil Normal U UPN60. Calibre:60x30[mm]
6	18	Soporte Lateral	-	Material: Perfil Normal U UPN60. Calibre:60x30[mm]
5	9	Travesaño Lateral	-	Material: Hierro Planchuela. Calibre: 1"x1/2"
4	18	Soporte Puntera	-	Material: Perfil Angulo. Calibre 1 1/4"x3/8"
3	6	Travesaño Estructura	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 1 1/4"x3/8"
2	12	Pata Estructura	-	Material: Perfil Normal U UPN60. Calibre:60x30[mm]
1	12	Larguero Estructura	-	Material: Perfil Normal U UPN60. Calibre:60x30[mm]

Ref.	Cant.	Denominación	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Estructura Soporte	
				N° Plano: Plano N° 20



1	1	Boca de descarga	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14. e=2[mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Boca de descarga	
			N° Plano: Plano N° 21	

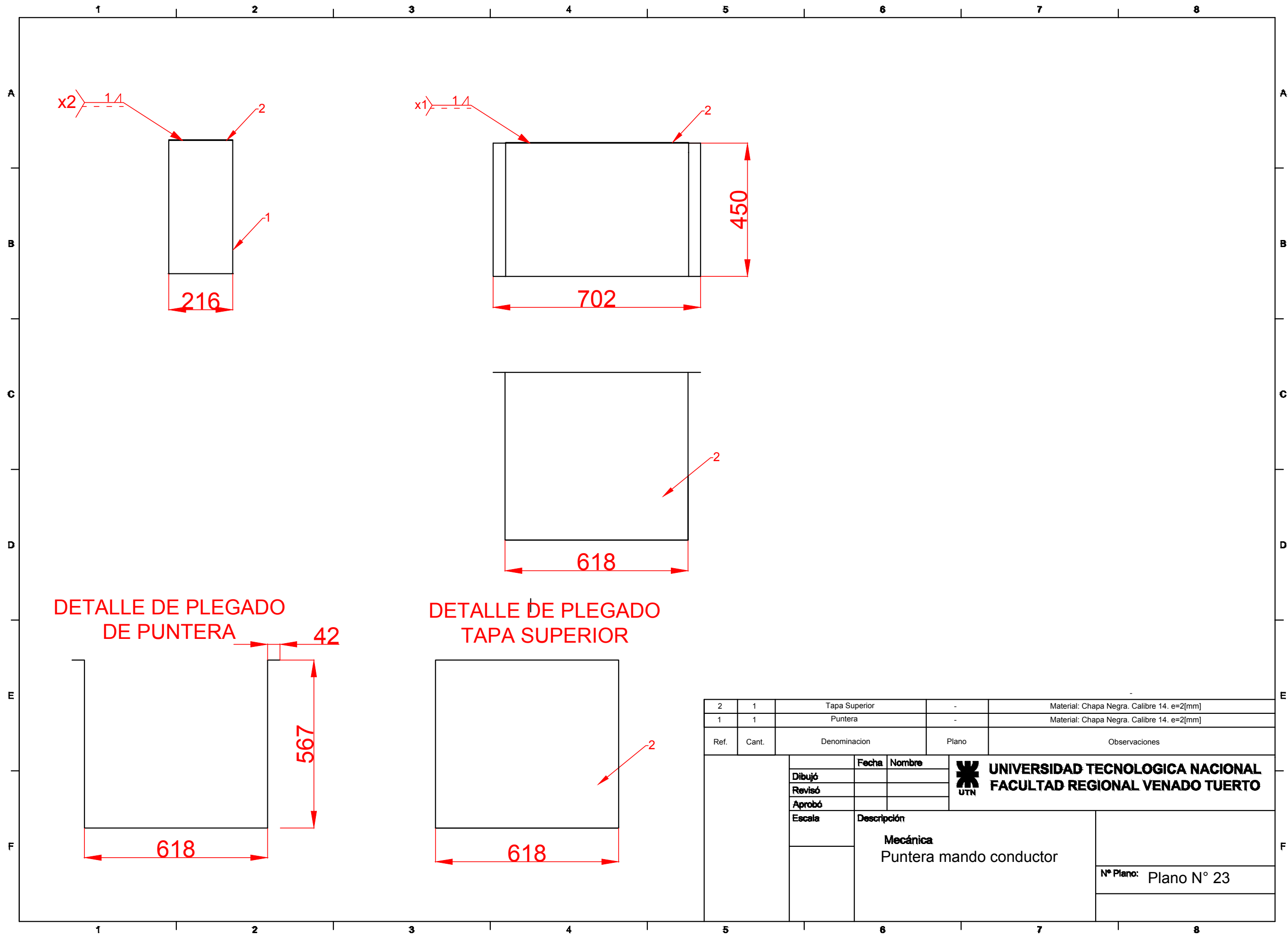


DETALLE DE PLEGADO DE SOPORTE MOTORREDUCTOR

DETALLE DE PLEGADO DE SOPORTE RODAMIENTO

2	1	Soporte Rodamiento	-	Material: Chapa Negra. Calibre: $\frac{3}{8}$ "
1	1	Soporte Motorreductor	-	Material: Chapa Negra. Calibre: $\frac{3}{8}$ "
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			<b>Mecánica</b> Soporte Motorreductor Soporte Rodamiento	
				N° Plano: Plano N° 22

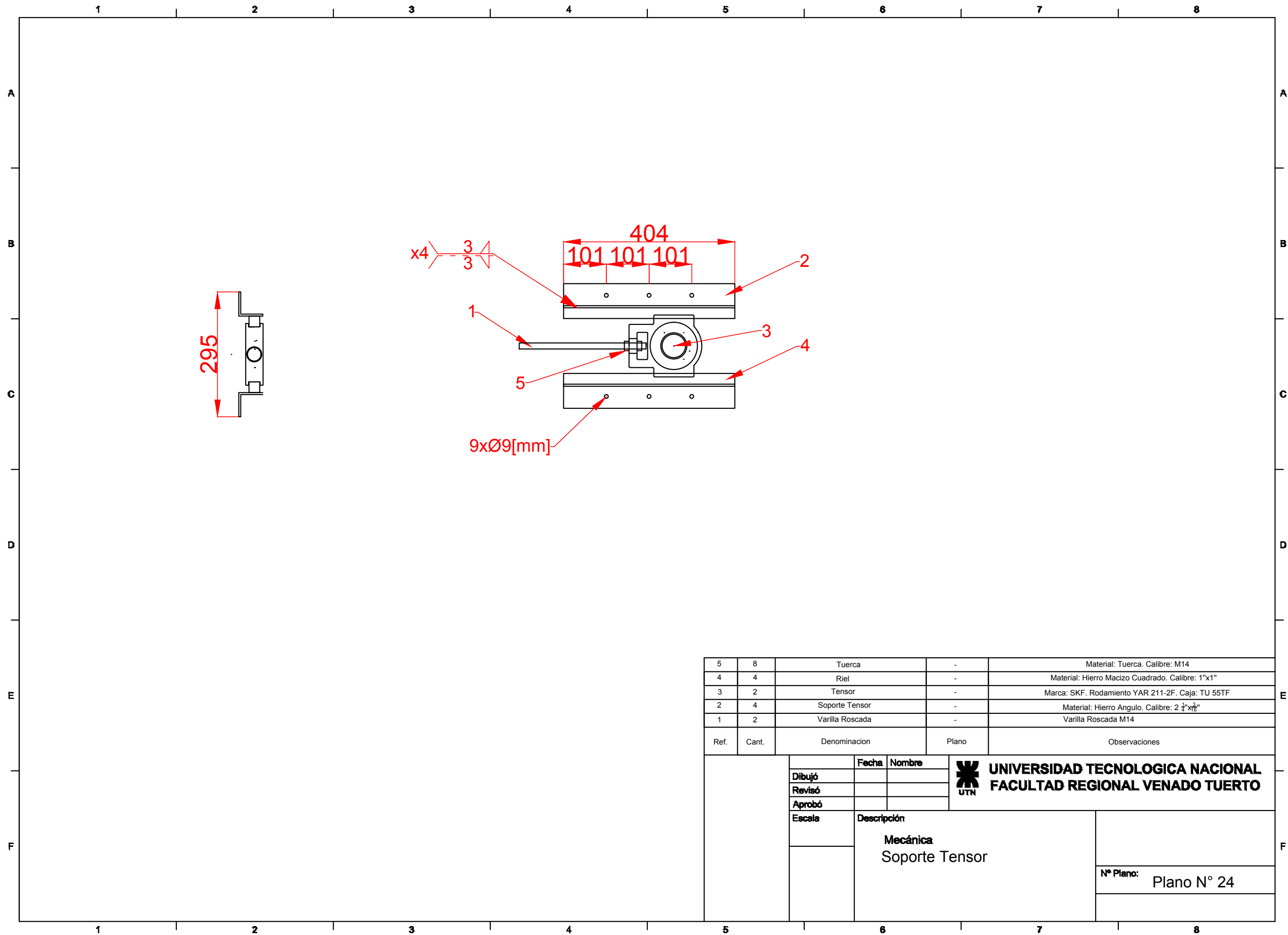




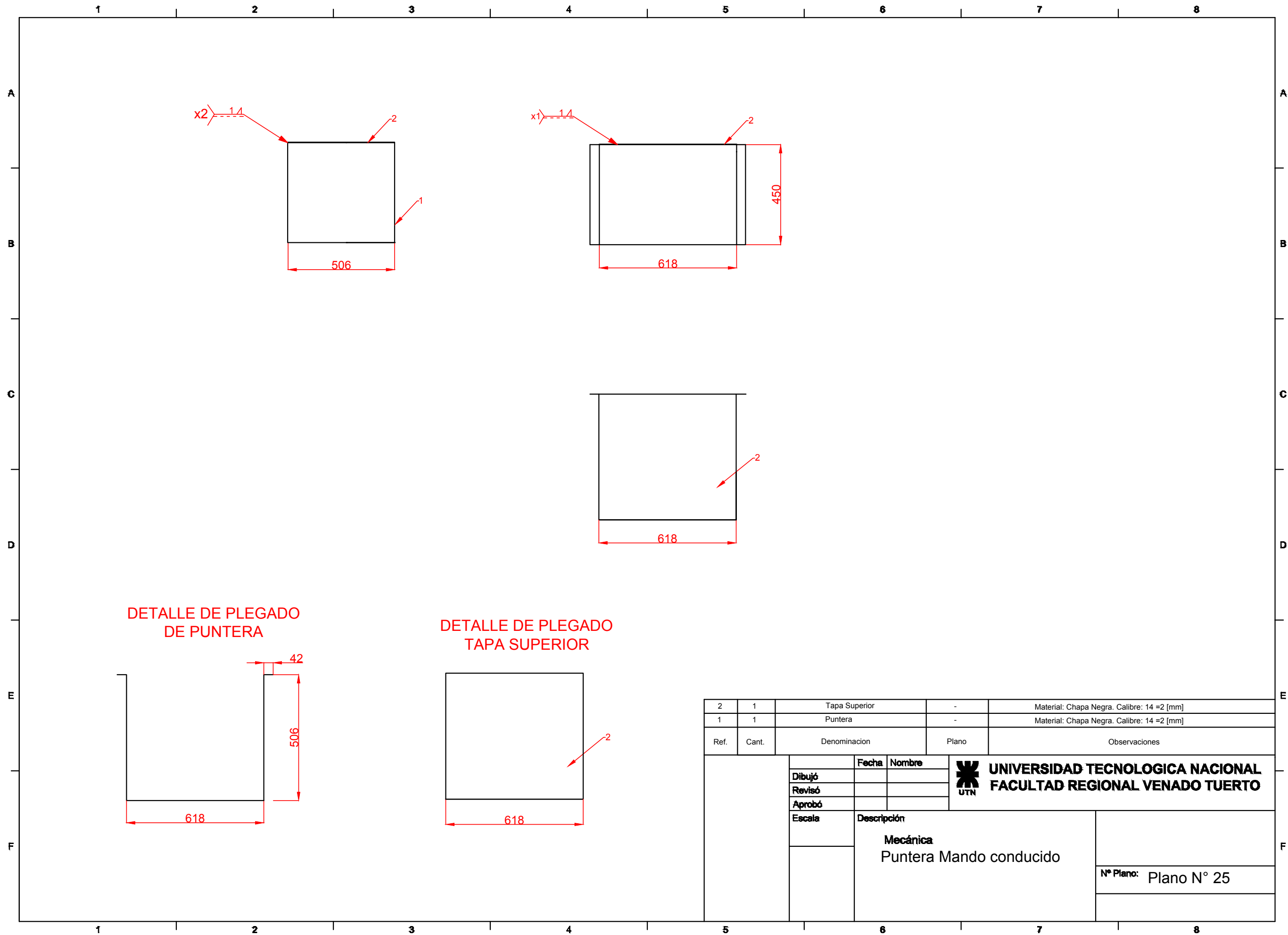
DETALLE DE PLEGADO DE PUNTERA

DETALLE DE PLEGADO TAPA SUPERIOR

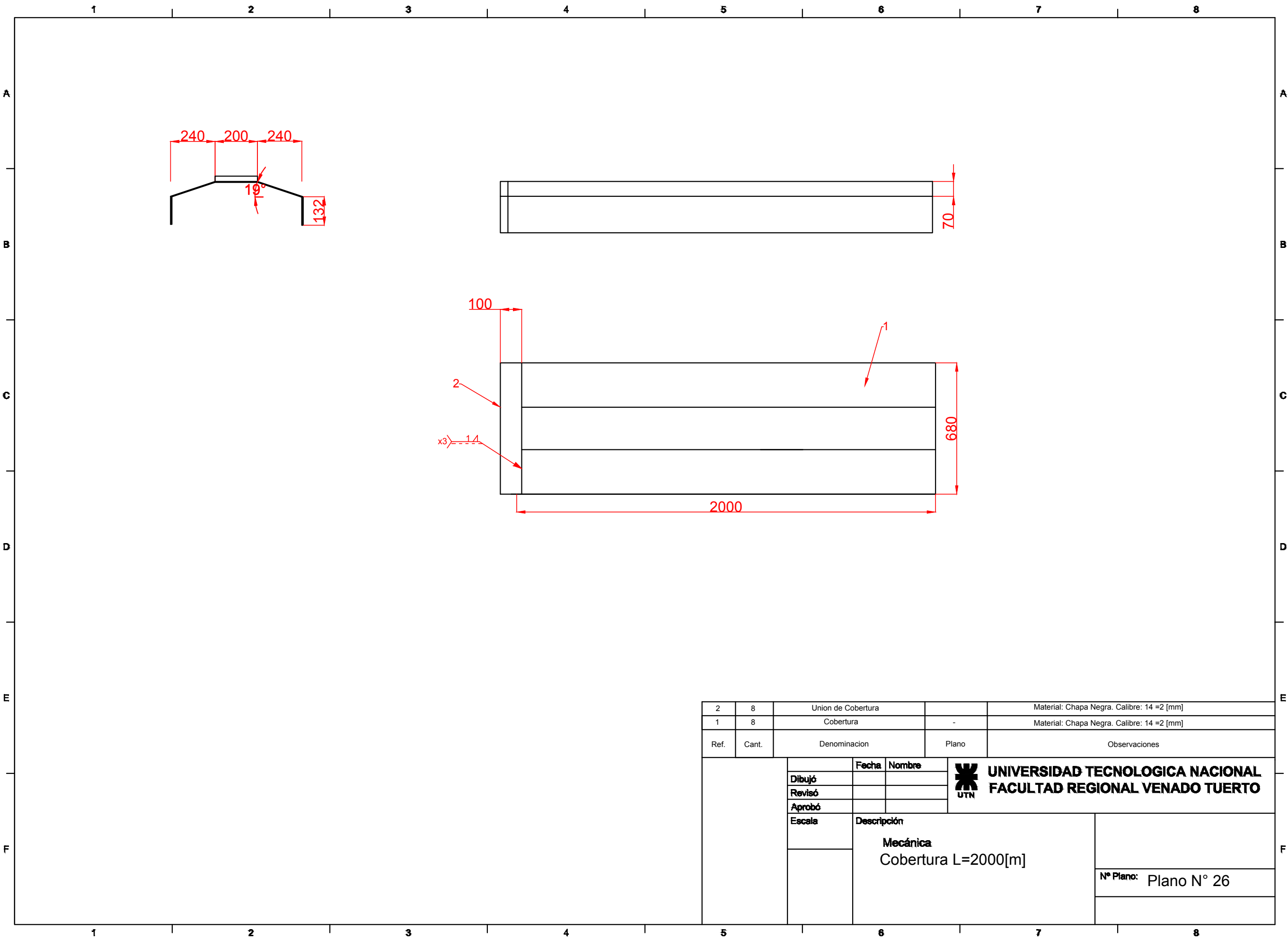
2	1	Tapa Superior	-	Material: Chapa Negra. Calibre 14. e=2[mm]
1	1	Puntera	-	Material: Chapa Negra. Calibre 14. e=2[mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Puntera mando conductor	
				N° Plano: Plano N° 23




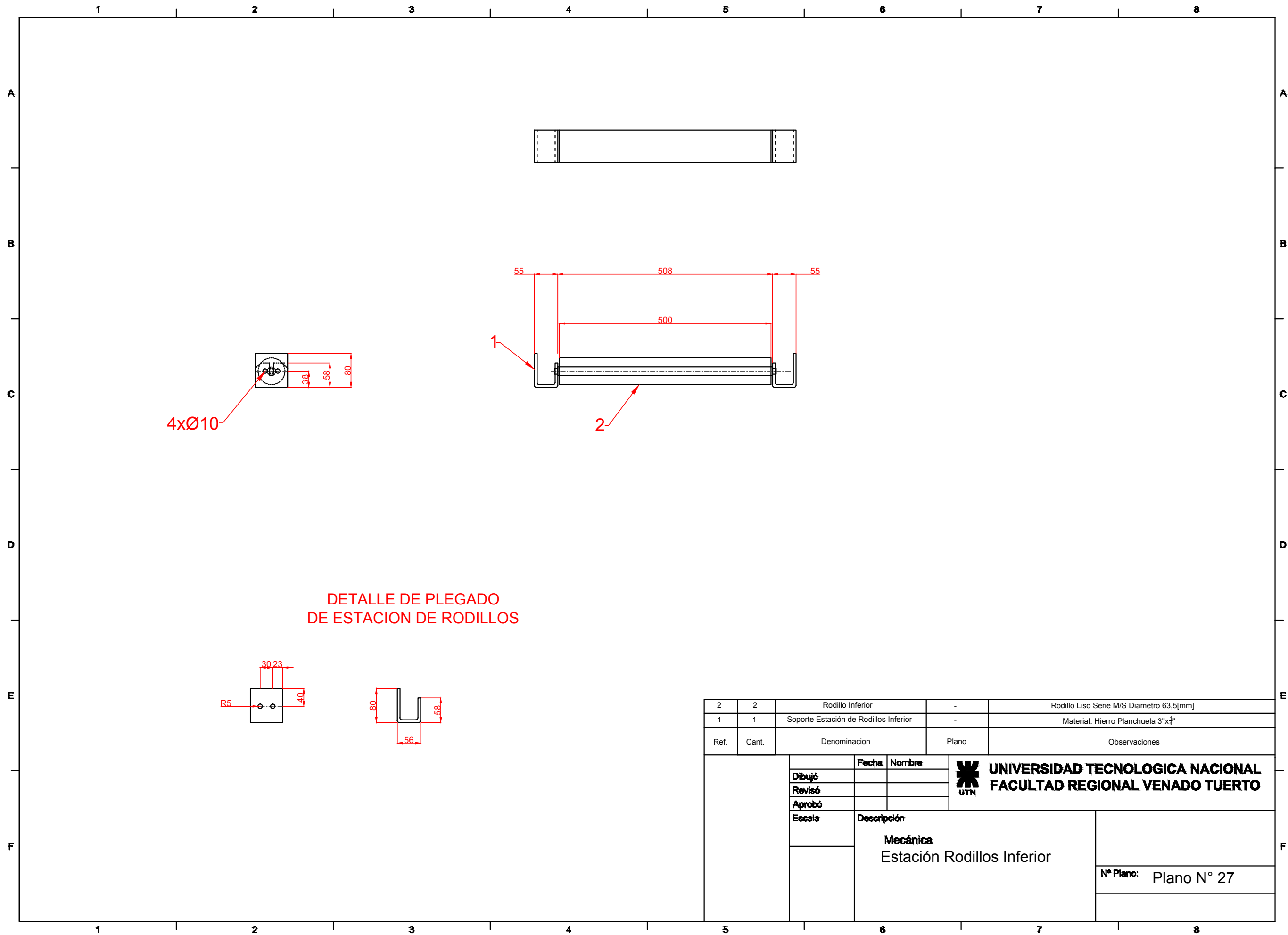
5	8	Tuerca	-	Material: Tuerca. Calibre: M14
4	4	Riel	-	Material: Hierro Macizo Cuadrado. Calibre: 1"x1"
3	2	Tensor	-	Marca: SKF. Rodamiento YAR 211-2F. Caja: TU 55TF
2	4	Soporte Tensor	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 2 1/4"x3/8"
1	2	Varilla Roscada	-	Varilla Roscada M14
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Soporte Tensor	
				N° Plano: Plano N° 24



2	1	Tapa Superior	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
1	1	Puntera	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Puntera Mando conducido	
				N° Plano: Plano N° 25

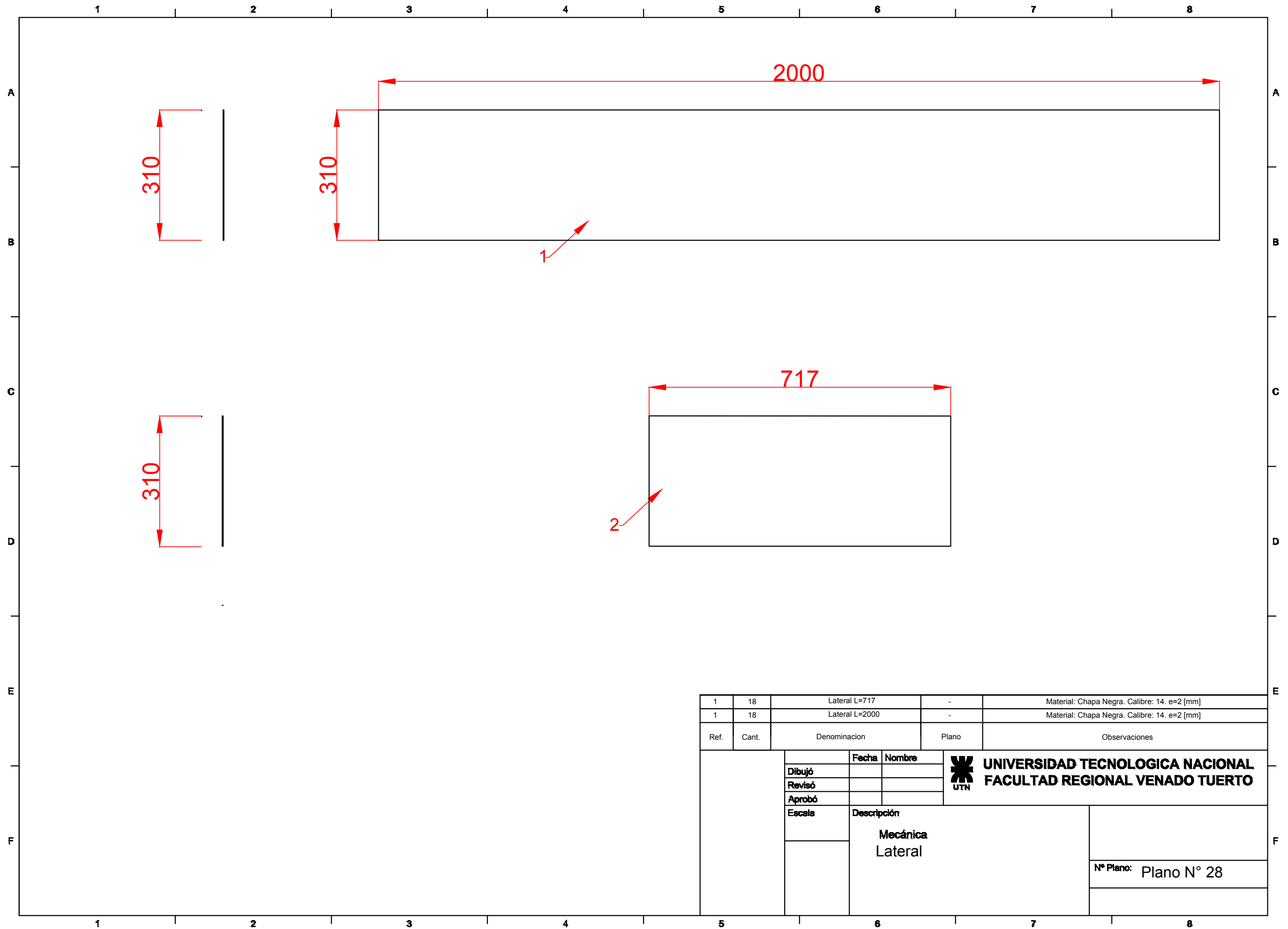


2	8	Union de Cobertura		Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
1	8	Cobertura	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14 =2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Cobertura L=2000[m]	
				N° Plano: Plano N° 26

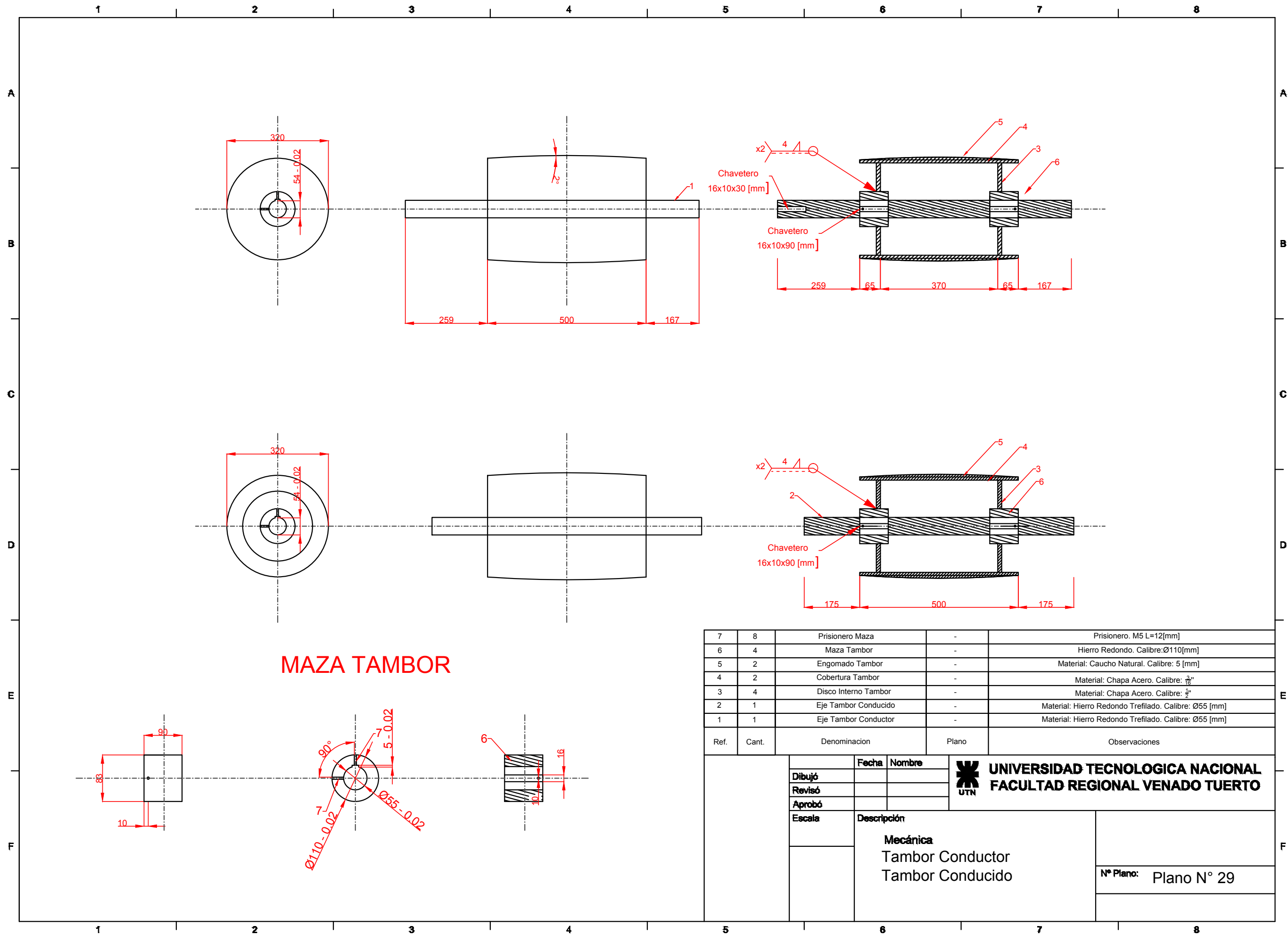


DETALLE DE PLEGADO  
DE ESTACION DE RODILLOS


2	2	Rodillo Inferior	-	Rodillo Liso Serie M/S Diametro 63,5[mm]
1	1	Soporte Estación de Rodillos Inferior	-	Material: Hierro Planchuela 3"x1/4"
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Estación Rodillos Inferior	
				N° Plano: Plano N° 27



1	18	Lateral L=717	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14. e=2 [mm]
1	18	Lateral L=2000	-	Material: Chapa Negra. Calibre: 14. e=2 [mm]
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Lateral	
				N° Plano: Plano N° 28



## MAZA TAMBOR

7	8	Prisionero Maza	-	Prisionero. M5 L=12[mm]								
6	4	Maza Tambor	-	Hierro Redondo. Calibre:Ø110[mm]								
5	2	Engomado Tambor	-	Material: Caucho Natural. Calibre: 5 [mm]								
4	2	Cobertura Tambor	-	Material: Chapa Acero. Calibre: $\frac{3}{16}$ "								
3	4	Disco Interno Tambor	-	Material: Chapa Acero. Calibre: $\frac{1}{2}$ "								
2	1	Eje Tambor Conducido	-	Material: Hierro Redondo Treflado. Calibre: Ø55 [mm]								
1	1	Eje Tambor Conductor	-	Material: Hierro Redondo Treflado. Calibre: Ø55 [mm]								
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones								
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Fecha</th> <th>Nombre</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		Fecha	Nombre							 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Fecha	Nombre											
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Descripción</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Mecánica</td> </tr> <tr> <td>Tambor Conductor</td> </tr> <tr> <td>Tambor Conducido</td> </tr> </tbody> </table>	Descripción	Mecánica	Tambor Conductor	Tambor Conducido						
Descripción												
Mecánica												
Tambor Conductor												
Tambor Conducido												
				N° Plano: Plano N° 29								

1 2 3 4 5 6 7 8

A

B

C

D

E

F

A

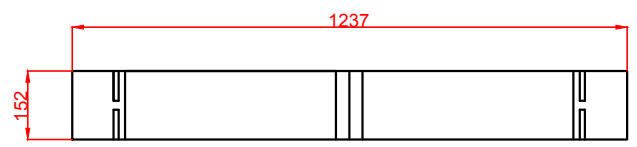
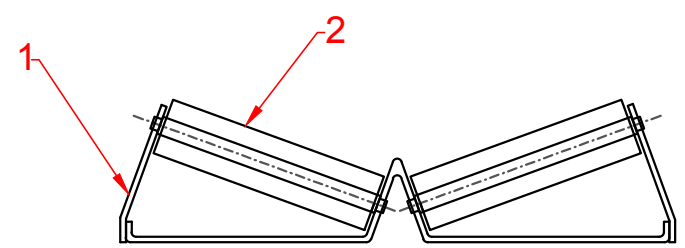
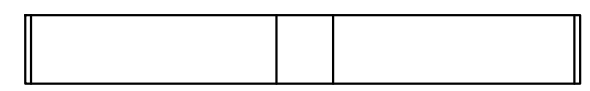
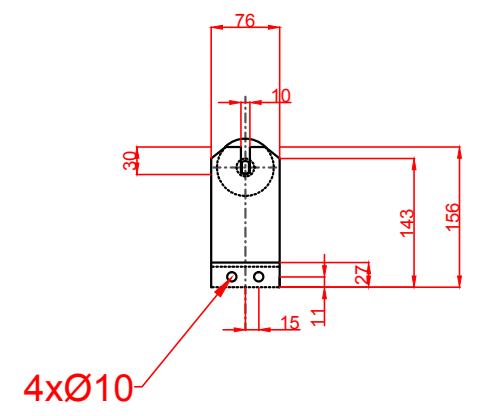
B

C

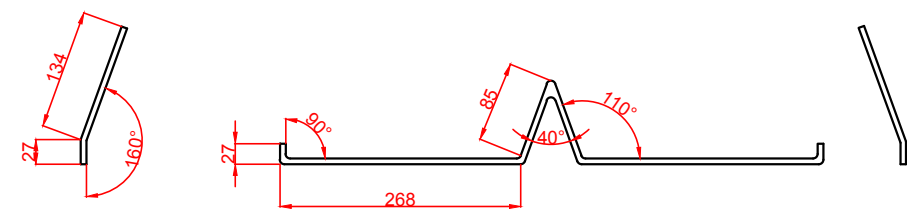
D

E

F



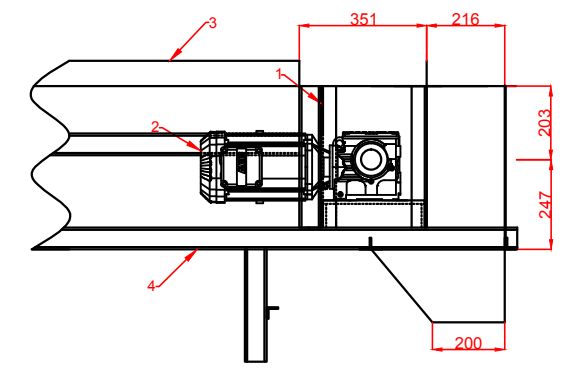
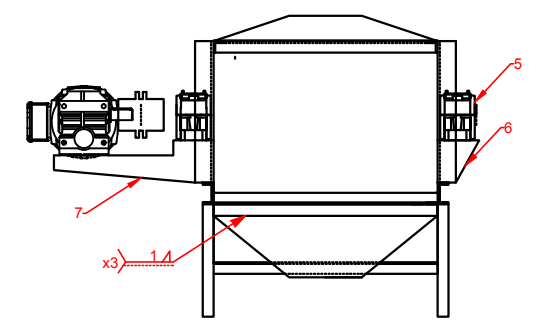
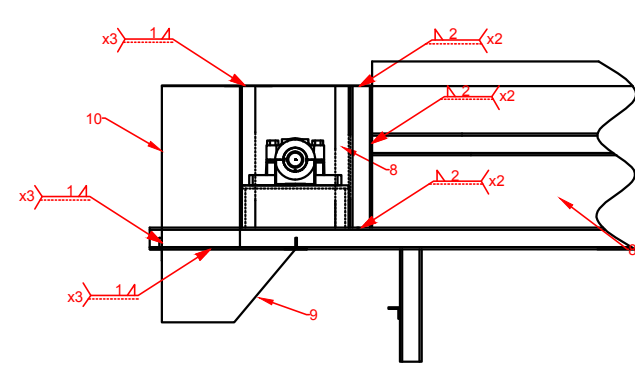
**DETALLE DE PLEGADO DE ESTACION DE RODILLOS**



2	2	Rodillo Superior	-	Rodillo Liso Serie M/S Diametro 63,5[mm]
1	1	Soporte Estación de Rodillos Superior	-	Material: Hierro Planchuela 3"x1/4"
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción <b>Mecánica</b> Estación Rodillos Superior	
				N° Plano: Plano N° 30

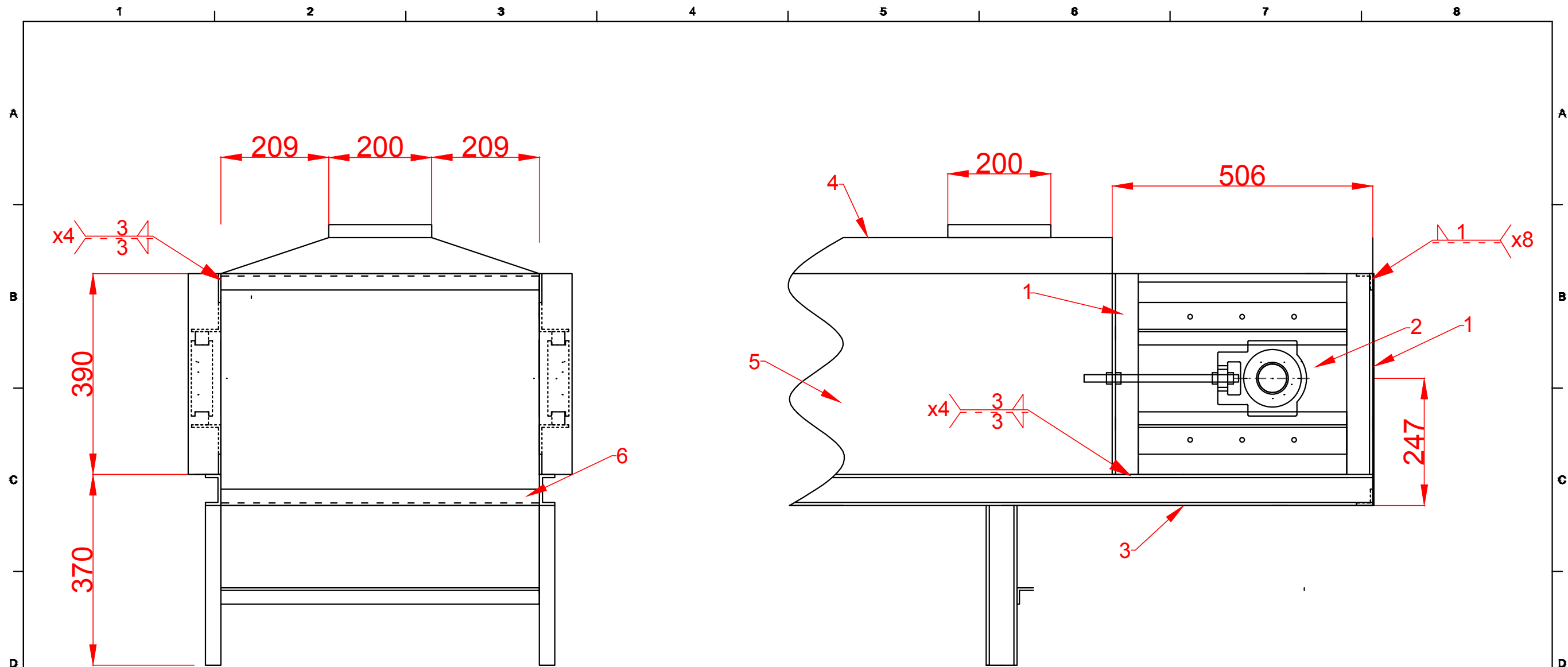
1 2 3 4 5 6 7 8





10	1	Puntera Mando Conductor	Plano N° 23	-
9	1	Boca de Descarga	Plano N° 21	-
8	1	Lateral	Plano N° 27	-
7	1	Soporte Motorreductor	Plano N° 22	-
6	1	Soporte Rodamiento	Plano N° 22	-
5	2	Rodamiento	-	Marca: SKF Modelo:YAR 211-2F
4	1	Estructura Soporte	Plano N° 20	-
3	1	Cobertura L=2000	Plano N° 26	-
2	1	Motorreductor	-	Marca: SEW. Modelo: S57DRN100L4
1	4	Soporte	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: 2"x2"x $\frac{1}{4}$ "

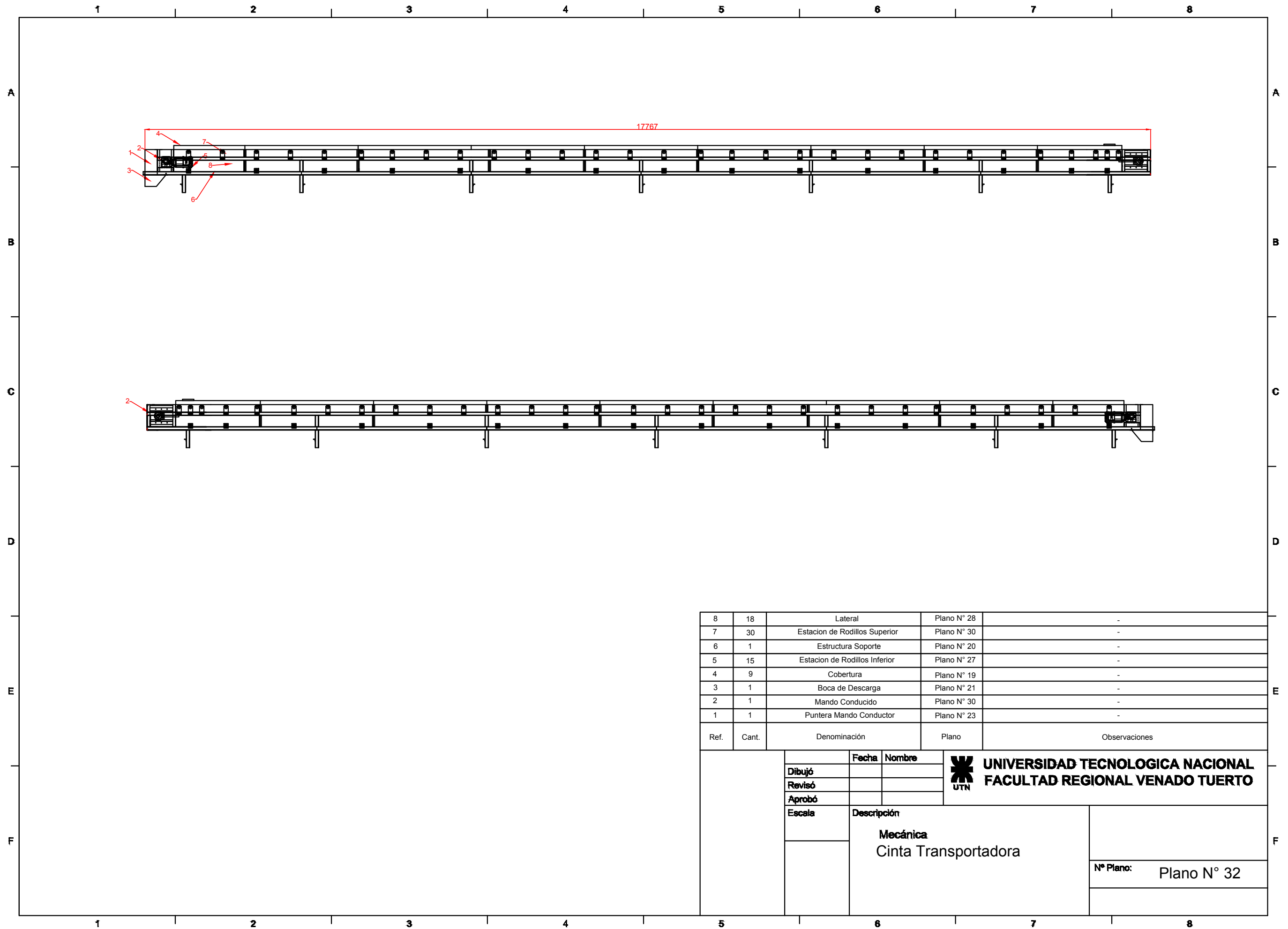
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica Mando Conductor	
				N° Plano: Plano N° 30



6	2	Soporte Puntera	-	Material: Hierro Angulo. Calibre: $1\frac{1}{4}'' \times \frac{3}{16}''$
5	1	Lateral	Plano N° 28	-
4	1	Cobertura L=747	Plano N° 19	-
3	1	Estructura Soporte	Plano N° 20	-
2	2	Soporte Tensor	Plano N° 24	-
1	4	Puntera Mando Conducido	Plano N° 25	-

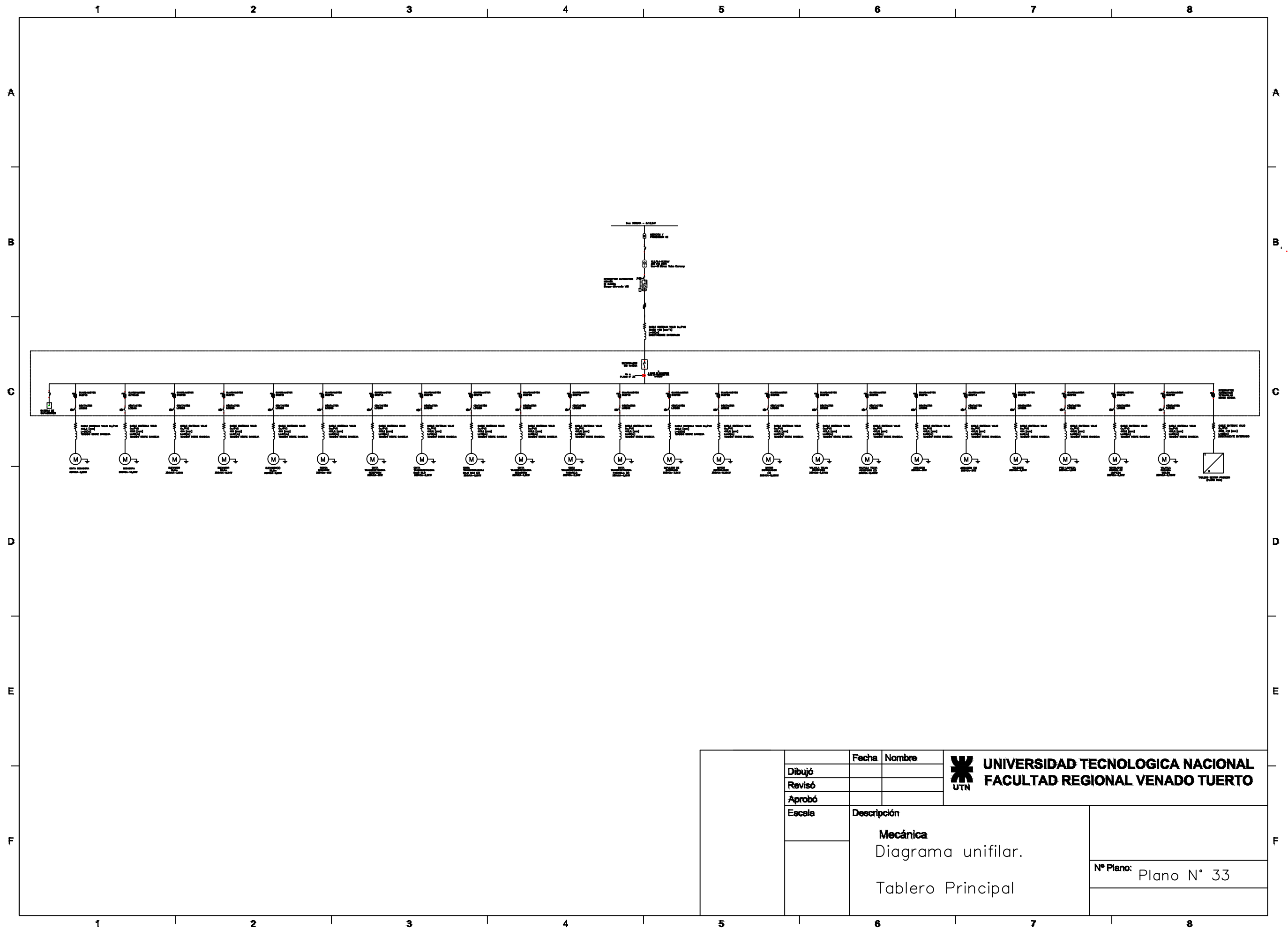
Ref.	Cant.	Denominacion	Plano	Observaciones
------	-------	--------------	-------	---------------


<b>Dibujó</b> <b>Revisó</b> <b>Aprobó</b> <b>Escala</b>	Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
	Descripción		
	<b>Mecánica</b> <b>Mando Conducido</b>		
	<b>N° Plano: Plano N° 31</b>		

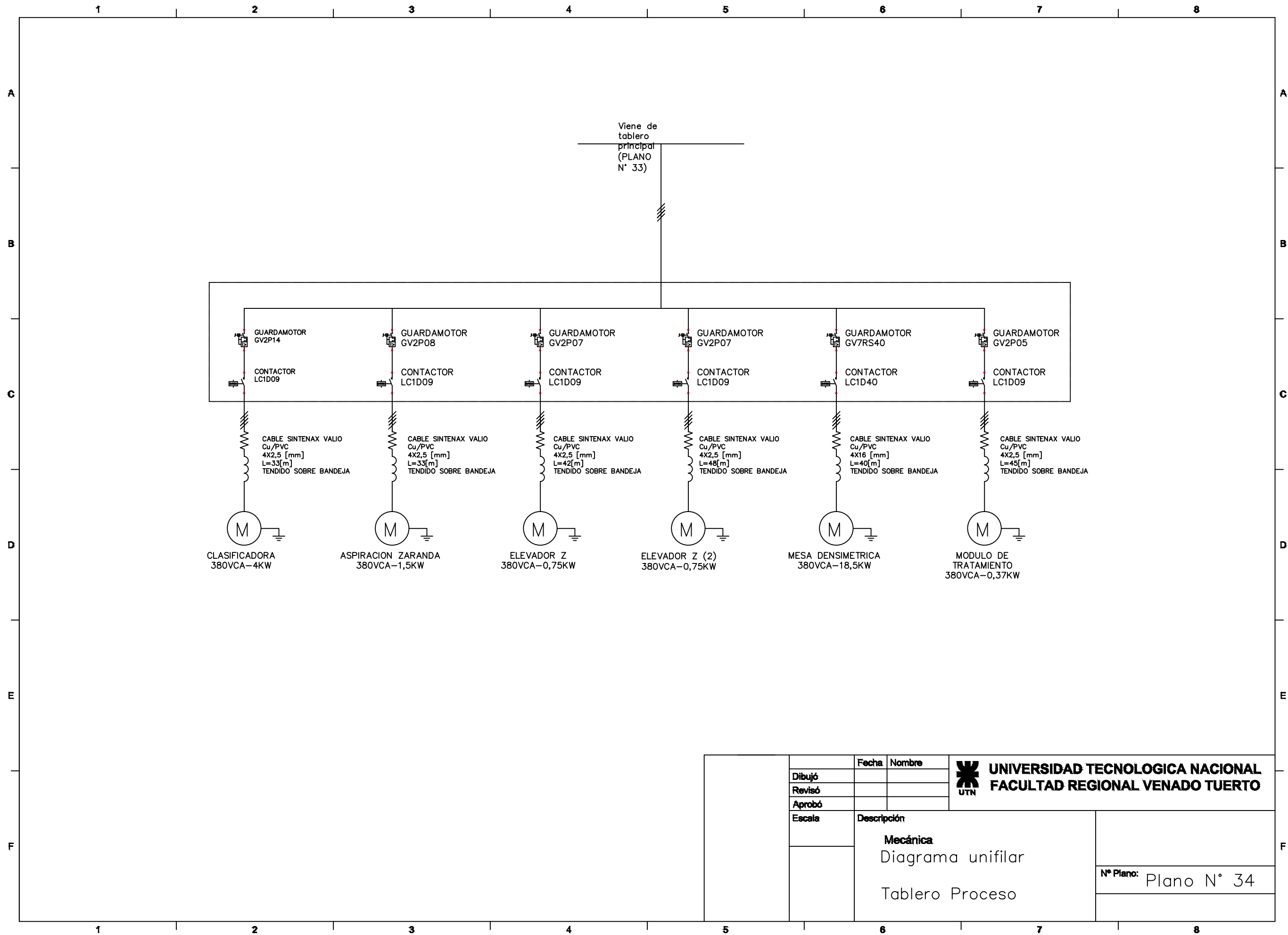


8	18	Lateral	Plano N° 28	-
7	30	Estacion de Rodillos Superior	Plano N° 30	-
6	1	Estructura Soporte	Plano N° 20	-
5	15	Estacion de Rodillos Inferior	Plano N° 27	-
4	9	Cobertura	Plano N° 19	-
3	1	Boca de Descarga	Plano N° 21	-
2	1	Mando Conducido	Plano N° 30	-
1	1	Puntera Mando Conductor	Plano N° 23	-

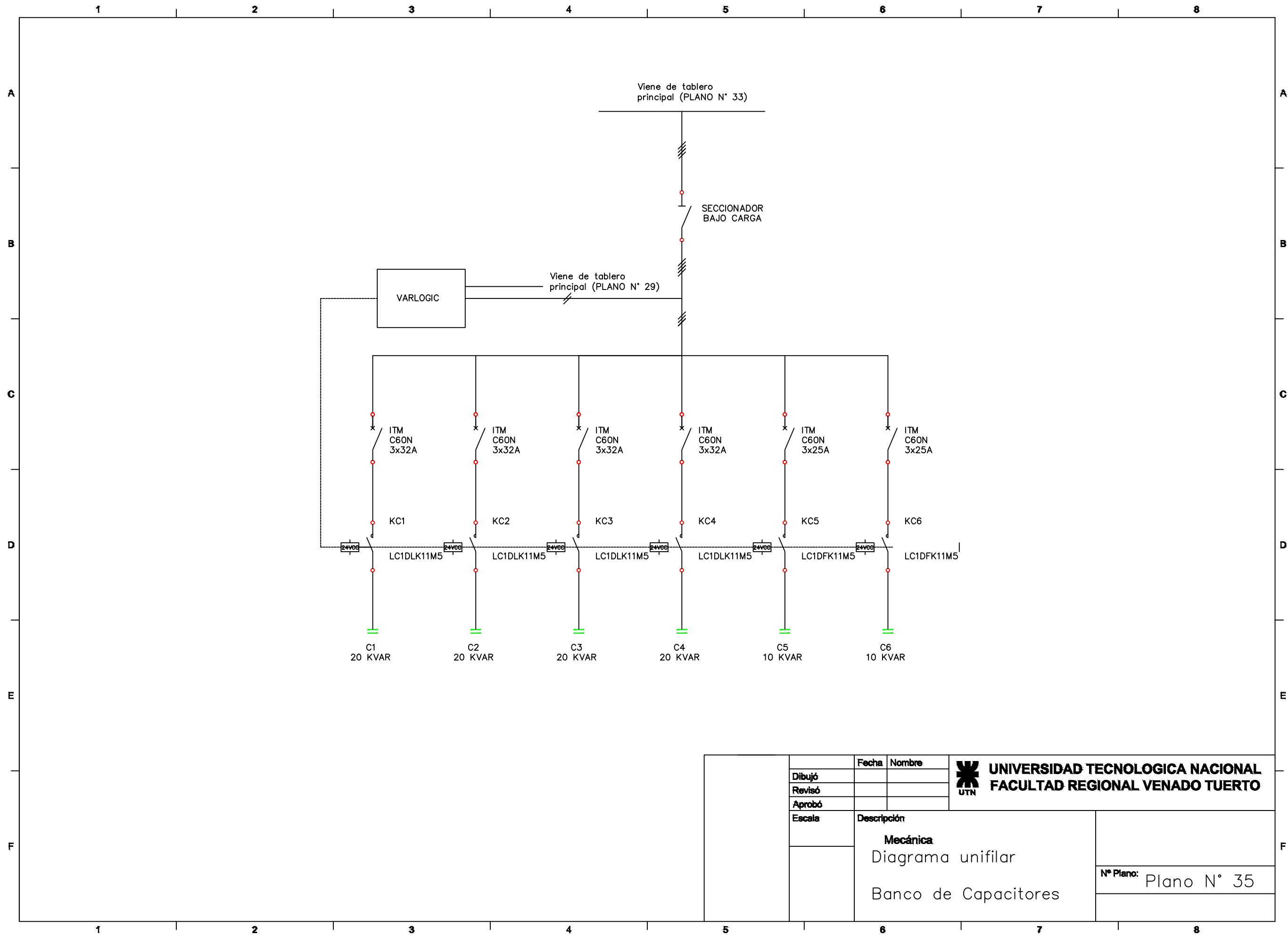
Ref.	Cant.	Denominación	Plano	Observaciones
		Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
		Dibujó		
		Revisó		
		Aprobó		
		Escala	Descripción	
			Mecánica	
			Cinta Transportadora	
				N° Plano: Plano N° 32



	Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Dibujó			
Revisó			
Aprobó			
Escala	Descripción		Mecánica Diagrama unifilar. Tablero Principal
			N° Plano: Plano N° 33



	Fecha	Nombre	<b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Dibujó			
Revisó			
Aprobó			
Escala	Descripción		<b>Mecánica</b> Diagrama unifilar Tablero Proceso N° Plano: Plano N° 34



	Fecha	Nombre	 <b>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL</b> <b>FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO</b>
Dibujó			
Revisó			
Aprobó			
Escala	Descripción		<b>Mecánica</b> Diagrama unifilar Banco de Capacitores
			N° Plano: Plano N° 35



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO**

**LISTADO DE CABLES Y PROTECCIONES**

LISTADO DE CABLES										
Equipo	Carga [HP]	Arranque	Tablero	Numeracion	Tendido	Seccion [mm <sup>2</sup> ]	Longitud [m]	Proteccion	Maniobra	
Cinta secadora	3	Directo	Principal	CB001	Bandeja	2,5	20	GV2P10	LC1D09	-
Secadora	25	Arranque suave	Principal	CB002	Bandeja	16	30	GV7RS40	LC1D40	ATS01N244Q - 44[A]
Elevador 60 t/h x 18,5 mts	10	Directo	Principal	CB003	Bandeja	4	35	GV2P20	LC1D25	-
Elevador 60 t/h x 30,5 mts (1)	13	Directo	Principal	CB004	Bandeja	4	47	GV2P21	LC1D25	-
Elevador 60 t/h x 30,5 mts (2)	13	Directo	Principal	CB005	Bandeja	4	47	GV2P21	LC2D25	-
Rosca tubular 60 t/h x 7 mts	6	Directo	Principal	CB006	Bandeja	2,5	23	GV2P14	LC1D09	-
Cinta transportadora recepción 60 t/h x 17,20 mts	1	Directo	Principal	CB007	Bandeja	2,5	16	GV2P14	LC1D09	-
Cinta transportadora bajo silo 60 t/h x 7,85 mts (1)	3	Directo	Principal	CB008	Bandeja	2,5	16	GV2P10	LC1D09	-
Cinta transportadora bajo silo 60 t/h x 7,85 mts (2)	3	Directo	Principal	CB009	Bandeja	2,5	16	GV2P10	LC1D09	-
Cinta transportadora secadora 60 t/h x 5,85 mts	2	Directo	Principal	CB010	Bandeja	2,5	16	GV2P08	LC1D09	-
Cinta transportadora pasarela 60 t/h x 16,10 mts (1)	3	Directo	Principal	CB011	Bandeja	2,5	36	GV2P10	LC1D09	-
Cinta transportadora pasarela 60 t/h x 16,10 mts (2)	3	Directo	Principal	CB012	Bandeja	2,5	30	GV2P10	LC1D09	-
Impulsor de quebrado	10	Directo	Principal	CB013	Bandeja	2,5	23	GV2P20	LC1D25	-
Motor distribuidor doble (1)	0	Directo	Principal	CB014	Bandeja	2,5	47	GV2P05	LC1D09	-
Motor distribuidor doble (2)	0	Directo	Principal	CB015	Bandeja	2,5	47	GV2P05	LC1D09	-
Válvula tolva recepción (1)	0	Directo	Principal	CB016	Bandeja	2,5	35	GV2P05	LC1D09	-
Válvula tolva recepción (2)	0	Directo	Principal	CB017	Bandeja	2,5	35	GV2P05	LC1D09	-
Electroventilador aireación (1)	4	Directo	Principal	CB018	Bandeja	2,5	20	GV2P14	LC1D09	-
Electroventilador aireación (2)	4	Directo	Principal	CB019	Bandeja	2,5	25	GV2P14	LC1D09	-
Volquete	13	Directo	Principal	CB020	Bandeja	4	5	GV2P21	LC1D25	-
Equipo de Pre limpieza	2	Directo	Principal	CB021	Bandeja	2,5	28	GV2P08	LC1D09	-
Ventilador sistema de limpieza	8	Directo	Principal	CB022	Bandeja	2,5	20	GV2P16	LC1D25	-
Válvula exclusiva salida del ciclón	1	Directo	Principal	CB023	Bandeja	2,5	25	GV2P07	LC1D09	-
Clasificadora de Zarandas	6	Directo	Principal	CB024	Bandeja	2,5	33	GV2P14	LC1D09	-
Aspiracion zarandas	2	Directo	Principal	CB025	Bandeja	2,5	33	GV2P08	LC1D09	-
Elevador Z (1)	1	Directo	Principal	CB026	Bandeja	2,5	42	GV2P07	LC1D09	-
Elevador Z (2)	1	Directo	Principal	CB027	Bandeja	2,5	48	GV2P07	LC1D09	-
Mesa Densimetrica	25	Directo	Principal	CB028	Bandeja	16	40	GV7RS40	LC1D40	-
Modulo de tratamiento	0,5	Directo	Principal	CB029	Bandeja	2,5	45	GV2P05	LC1D09	-



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

PLANILLA BANCO CAPACITORES.

BATERIA DE CAPACITORES	POTENCIA REACTIVA DESEADA	COS $\phi$	1	Qd	100	KVAR	Potencia reactiva compensada	
		C					100	KVAR
	PASOS ADOPTADOS	20	20	20				
		20	10	10				
CARGA COMPENSADA	POTENCIA REACTIVA	Qf	-0,06	KVAR				
	FACTOR DE POTENCIA	COS $\phi$	1					
		$\phi$	-0,00035	-0,02				
	POTENCIA APARENTE	Sc	173,067	KVA				
	POTENCIA ACTIVA	Pc	173,067	KW				
CORRIENTE	lc	262,948	A					

PASOS	TIPO DE CARGA		CONFIGURACION DE PASOS	
	[KVAR]	ARRANQUE	PROTECCION	MANIOBRA
1	20	Automatico	C60N- 3X32 A- 10kA-Curva D	LC1DLK11M5
2	20	Automatico	C60N- 3X32 A- 10kA-Curva D	LC1DLK11M6
3	20	Automatico	C60N- 3X32 A- 10kA-Curva D	LC1DLK11M7
4	20	Automatico	C60N- 3X32 A- 10kA-Curva D	LC1DLK11M8
5	10	Automatico	C60N- 3X25 A-Curva D	LC1DFK11M5
6	10	Automatico	C60N- 3X25 A-Curva D	LC1DFK11M5





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

PLANILLAS DE CARGA.

RECEPCION Y ALMACENAJE DE SEMILLA													
Descripción	Arranque	Potencia (HP)	Potencia (Kw)	Tension (V)	Cos φ	Corriente (A)		Simult. 1		Simult. 2		Simult. 3	
						lact.	Ireact.	lact.	Ireact.	lact.	Ireact.	lact.	Ireact.
Cinta secadora	Directo	3	2,2	380	0,8	3,344	2,508		X				
Secadora	Arranque suave	25	18,5	380	0,82	28,112	19,618		X				
Elevador 60 t/h x 18,5 mts	Directo	10	7,5	380	0,78	11,396	9,143		X				
Elevador 60 t/h x 30,5 mts (1)	Directo	12,5	9,2	380	0,82	13,982	9,143				X		
Elevador 60 t/h x 30,5 mts (2)	Directo	12,5	9,2	380	0,82	13,982	9,143		X				X
Rosca tubular 60 t/h x 7 mts	Directo	6	4	380	0,79	6,075	4,714				X		
Cinta transportadora recepción 60 t/h x 17,20 mts	Directo	1	0,75	380	0,74	1,139	1,036		X				X
Cinta transportadora bajo silo 60 t/h x 7,85 mts (1)	Directo	3	2,2	380	0,8	3,344	2,508		X				
Cinta transportadora bajo silo 60 t/h x 7,85 mts (2)	Directo	3	2,2	380	0,8	3,344	1,508				X		X
Cinta transportadora secadora 60 t/h x 5,85 mts	Directo	2	1,5	380	0,8	2,28	1,71		X				
Cinta transportadora pasarela 60 t/h x 16,10 mts (1)	Directo	3	2,2	380	0,8	3,344	2,508						X
Cinta transportadora pasarela 60 t/h x 16,10 mts (2)	Directo	3	2,2	380	0,8	3,344	2,508						X
Impulsor de quebrado	Directo	10	7,5	380	0,84	11,399	7,363				X		
Motor distribuidor doble (1)	Directo	0,33	0,25	380	0,72	0,382	0,368				X		
Motor distribuidor doble (2)	Directo	0,33	0,25	380	0,72	0,382	0,368		X				X
Válvula tova recepción (1)	Directo	0,50	0,37	380	0,7	0,56	0,571						X
Válvula tova recepción (2)	Directo	0,50	0,37	380	0,7	0,56	0,571						X
Electroventilador aireación (1)	Directo	4	3	380	0,8	4,56	3,42		X		X		
Electroventilador aireación (2)	Directo	4	3	380	0,8	4,56	3,42		X				X
Volquete	Directo	12,5	9,2	380	0,82	13,982	9,757		X				X
Equipo de Pre limpieza	Directo	2	1,5	380	0,8	2,28	1,71				X		
Ventilador sistema de limpieza	Directo	7,5	5,5	380	0,85	8,356	5,177				X		
Válvula exclusiva salida del ción	Directo	1	0,75	380	0,81	1,142	0,827				X		
								73,099	61,595	51,52	34,23	45,197	31,39



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO**

<b>CLASIFICACION TRATAMIENTO Y EMBOLSADO DE SEMILLA</b>													
Descripción	Arranque	Potencia (HP)	Potencia (Kw)	Tension (V)	cos φ	Corriente (A)		Simult. 1		Simult. 2		Simult. 3	
						lact.	lreact.	lact.	lreact.	lact.	lreact.	lact.	lreact.
Clasificadora de Zarandas	Directo	5,5	4	380	0,79	6,075	4,714						x
Aspiracion zarandas	Directo	2	1,5	380	0,8	2,28	1,71						x
Elevador Z (1)	Directo	1	0,75	380	0,74	1,139	1,036						x
Elevador Z (2)	Directo	1	0,75	380	0,74	1,139	1,036						x
Mesa Densimetrica	Directo	25	18,5	380	0,82	28,112	19,618						x
Modulo de tratamiento	Directo	0,5	0,37	380	0,74	0,562	0,511						x
												39,307	28,625

<b>OTROS</b>												
Descripción	Arranque	Potencia (Kw)	Tension (V)	cos φ	Corriente (A)		Simult. 1		Simult. 2		Simult. 3	
					lact.	lreact.	lact.	lreact.	lact.	lreact.	lact.	lreact.
Oficinas (carga total distribuida uniformemente)	Alimentacion	7,46	380	0,8	10,881	3,158	x		x			x
Iluminacion	Alimentacion	8,285	380	0,8	12,59	9,439	x		x			x
							23,471	12,597	23,471	12,597	23,471	12,597

				<b>Corriente total (rectangular)</b>	96,570	74,192	74,991	46,827	147,282	101,237
				<b>Corriente total</b>	121,78	37,534 0,79	88,41	31,982 0,85	178,72	34,5 0,82
<b>Coeficiente ampliacion</b>				<b>Corriente total con coef de ampliacion</b>	268,080		34,5 0,82			
				<b>Potencia aparente</b>	176,44		KVA			
				<b>Potencia activa</b>	145,41		KW			
				<b>Potencia reactiva</b>	99,94		KVAR			



## BIBLIOGRAFIA

### **Cinta transportadora:**

Manual de Cálculo de Cintas Transportadoras PIRELLI.

Catálogo Cintas Transportadoras y Elevadores PLYLON.

Manual de tambores ROTRANS. <https://rotranssa.com/>

Catálogo de rodillos ROTRANS. <https://rotranssa.com/>

Tabla de perfiles laminados y tubos estructurales CIRSOC.

Hierro Redondo Trefilado. VLADIMIRSKY SRL. <http://www.vladimirskysrl.com.ar/>

Catálogo de motorreductores SEW EURODRIVE. <https://www.sew-eurodrive.com.ar/inicio.html>

Catalogo acoples INTERMEC.

SKF Catálogo general Libro manual: SKF. <http://www.skf.com/ar/index.html>

Catálogo de chavetas OPAC.

### **Elevador a cangilones.**

Catálogo Cintas Transportadoras y Elevadores PLYLON.

Tabla de perfiles laminados y tubos estructurales CIRSOC.

Hierro Redondo Trefilado. VLADIMIRSKY SRL. . <http://www.vladimirskysrl.com.ar/>

Catálogo de motorreductores SEW EURODRIVE. <http://www.skf.com/ar/index.html>

Catalogo acoples INTERMEC.



SKF Catálogo general Libro manual: SKF. <http://www.skf.com/ar/index.html>

Tabla de cangilones UNIPOL.

Catálogo de chavetas OPAC.

Tabla de coeficiente de pandeo DIN 4114.

### **Eléctrico.**

Reglamentación para la Ejecución de Instalaciones Eléctricas en Inmuebles AEA 9036.  
Manual: AEA ASOCIACION ELECTRONICA ARGENTINA.

Catálogo de cables para baja tensión. PRYSMIAN CABLES Y SYSTEMS.

Catalogo Arrancadores progresivos Altistart 01. SCHNEIDER ELECTRIC.  
<https://www.schneider-electric.com.ar/es/>

Catalogo Compact NSX 100 a 630 A. SCHNEIDER ELECTRIC.

Catalogo jabalinas de acero-cobre. FACBSA. <http://www.facbsa.com.ar/>

Tabla para calculo PAT.

Catalogo Tesys GV. SCHNEIDER ELECTRIC.

Catalogo transformadores de distribución. TADEO CZERWENY.  
<https://www.tadeoczerweny.com.ar/>

Manual de regulador de energía reactiva varilogic. SCHNEIDER ELECTRIC.

Catalogo técnico motor eléctrico trifásico. WEG.

Manual y catálogo del electricista. SCHNEIDER ELECTRIC.