

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU

ESCUELA DE POSGRADO



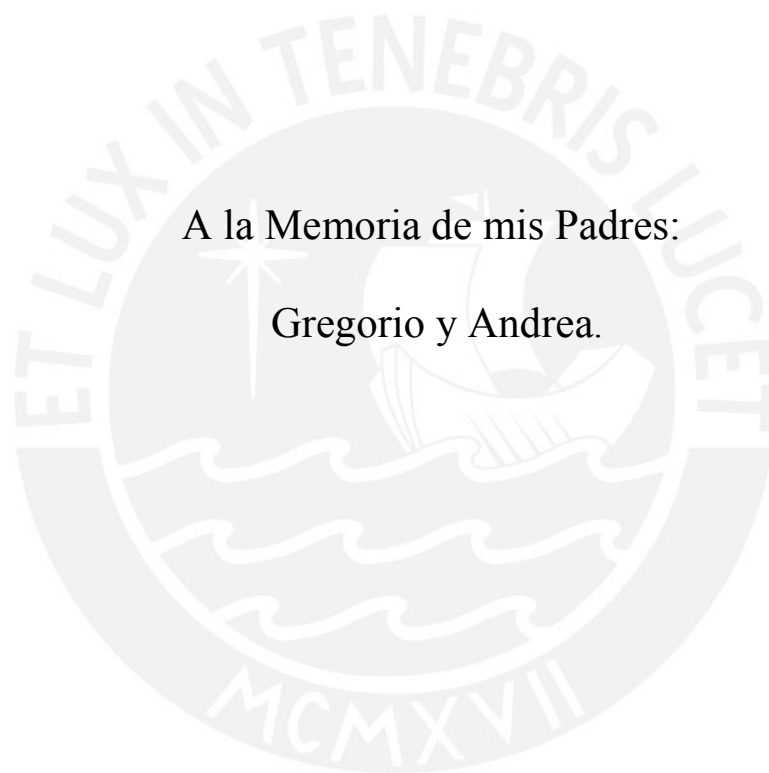
DISEÑO DE UNA MÁQUINA PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS
PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR EN TRANSFORMADORES.

Tesis para optar el Grado de
Magister en Ciencias con mención en Ingeniería Mecánica

Presentada por

Ronald Alberto Ángeles Vílchez

Lima, Julio 2010



A la Memoria de mis Padres:
Gregorio y Andrea.

RESUMEN

En esta Tesis se diseña una Máquina Plegadora de Paneles Corrugados, con la finalidad de mejorar e incrementar la producción de Transformadores de Distribución, tema de interés para nuestra industria. El diseño se lleva a cabo empleando “El método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño”, éste método optimiza cada una de sus fases con criterios de evaluación que conducen a la optimización del diseño.

Se evalúa el estado de la tecnología, recurriendo a un sistema de patentes, rescatando la información necesaria para comprender el problema. A continuación se elabora una lista de exigencias que plantea los objetivos para el diseño, luego, a través de una abstracción se logra disgregar y ordenar la Estructura de Funciones que define el comportamiento de la máquina en cuestión; las mismas que deberán ser suplidas por portadores de función que son presentados en una Matriz Morfológica. Ordenada y asimilada la información, se elabora y presenta, las posibles de combinaciones, a manera de esquemas cualitativos, mostrando una idea aproximada de la disposición de los portadores de función. De acuerdo a la lista de exigencias se evalúa las combinaciones y se procede a la elaboración del proyecto, enfocándolo en la función principal de “Plegado”.

Se estima las cargas requeridas para el proceso de plegado, con la finalidad de dimensionar apropiadamente los componentes hidráulicos y estructurales. Posteriormente se establece la secuencia de trabajo, la selección y dimensionado de los componentes del circuito hidráulico responsable de dicha secuencia.

Tabla de Contenidos

LISTA DE TABLAS	6
LISTA DE FIGURAS	7
SIMBOLOGÍA.....	10
SÍMBOLOS GRIEGOS.....	15
CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN.....	17
1.1 MOTIVACIÓN.....	17
1.2 OBJETIVOS	17
1.3 METODOLOGÍA.....	18
1.4 TRANSFORMADORES DE CORRIENTE ALTERNA.....	19
1.4.1 <i>Necesidad de transformación de las corrientes alternas.</i>	19
1.4.2 <i>Utilidad de los Transformadores.</i>	20
1.4.3 <i>Fundamento del Transformador de corriente alterna.</i>	21
1.5 TRANSFORMADORES DE DISTRIBUCIÓN.....	22
1.5.1 <i>Transformadores de Distribución Grandes.</i>	23
1.5.2 <i>Transformadores de Distribución Medianos.</i>	24
1.5.3 <i>Transformadores de Distribución Pequeños.</i>	25
1.6 CONSIDERACIONES TÉRMICAS	25
1.6.1 <i>Principales fuentes de calor.</i>	26
1.6.2 <i>Clases de refrigeración en los transformadores.</i>	27
1.7 REFRIGERACIÓN MEDIANTE PANELES CORRUGADOS.....	28
1.7.1 <i>Evacuación de Calor.</i>	29
1.7.2 <i>Cálculos tradicionales.</i>	29
1.7.3 <i>Métodos Numéricos.</i>	32
BIBLIOGRAFÍA.....	34
CAPITULO 2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	35
2.1 CONCEPCIÓN DE LA SOLICITUD.....	35
2.1.1 <i>Estado de la Tecnología.</i>	36
2.1.2 <i>Lista de Exigencias.</i>	44
2.1.3 <i>Plan de Trabajo.</i>	45
2.2 ELABORACIÓN DEL CONCEPTO.....	46
2.2.1 <i>Abstracción.</i>	46
2.2.2 <i>Estructura de Funciones.</i>	47
2.2.3 <i>Concepto de Solución.</i>	50
2.2.3.1 <i>Matriz Morfológica.</i>	51
2.2.3.2 <i>Disposición Básica.</i>	52
2.2.3.3 <i>Evaluación del Concepto de Solución.</i>	54
2.3 ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	59
2.3.1 <i>Proyecto Preliminar.</i>	59
2.3.2 <i>Proyecto Definitivo.</i>	63
BIBLIOGRAFÍA.....	64
CAPITULO 3. DISEÑO DE COMPONENTES MECÁNICOS.....	65
3.1 PROCESO DE PLEGADO.....	65
3.1.1 <i>Dimensionado - Flexión de una Placa Metálica.</i>	65
3.1.1.1 <i>Variables.</i>	65
3.1.1.2 <i>Condición de equilibrio.</i>	68
3.1.1.3 <i>Modelos de Material.</i>	69

3.1.1.4	<i>Flexión sin Tensión</i>	71
3.1.1.5	<i>Plegado</i>	76
3.1.2	<i>Selección de los Actuadores</i>	82
3.1.3	<i>Dimensionamiento de los principales componentes estructurales</i>	98
3.1.3.1	<i>Matriz inferior derecha (MID)</i>	99
3.1.3.2	<i>Matriz inferior izquierda (MII)</i>	101
3.1.3.3	<i>Matriz superior derecha (MSD)</i>	104
3.1.3.4	<i>Matriz superior izquierda (MSI)</i>	106
3.1.3.5	<i>Plataforma Deslizante Inferior (PDI)</i>	108
3.1.3.6	<i>Plataforma Deslizante Superior (PDS)</i>	110
3.1.3.7	<i>Soporte – Actuador N° 5</i>	113
3.1.3.8	<i>Plataforma Fija Inferior y Estructura Soporte</i>	115
3.1.4	<i>Cálculo Sistemático de uniones atornilladas, según VDI 2230</i>	120
3.1.4.1	<i>Datos de partida</i>	122
3.1.4.2	<i>Triangulo de Distorsión</i>	126
3.1.4.3	<i>Casos de carga y verificaciones</i>	131
	BIBLIOGRAFÍA.....	138
CAPITULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL		139
4.1	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	139
4.1.1	<i>Selección de la Unidad de Presión</i>	140
4.1.1.1	Unidad de Bombeo.....	140
4.1.1.2	Dimensionamiento del Tanque de Aceite.....	149
4.1.1.3	Unidad de Control Hidráulico.....	151
4.1.2	<i>Descripción de los principales componentes</i>	153
4.1.3	<i>Secuencia de operaciones</i>	154
4.1.4	<i>Resumen de componentes</i>	159
4.2	DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	162
4.2.1	<i>Sistema Eléctrico de Potencia</i>	162
4.2.2	<i>Sistema Eléctrico de Control</i>	164
4.2.3	<i>Descripción de los principales componentes</i>	164
4.2.4	<i>Secuencia de operaciones</i>	166
4.2.5	<i>Resumen de componentes</i>	168
	BIBLIOGRAFÍA.....	169
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		170
	CONCLUSIONES.....	170
	RECOMENDACIONES.....	172
ANEXO 1		174
ANEXO 2		179
PLANOS		199

Lista de Tablas

Tablas

	Página
TABLA 1.1 Coeficiente de ventilación para tanques de paneles corrugados [2].....	31
TABLA 2.1 Lista de Exigencias.....	44
TABLA 2.2 Matriz Morfológica.....	51
TABLA 2.3 Evaluación del Concepto de Solución.....	55
TABLA 2.4 Evaluación Económica del Concepto de Solución.....	56
TABLA 2.5 Evaluación Técnica del Concepto de Solución.....	57
TABLA 3.1 Fortalezas y Debilidades de diferentes sistemas de actuadores [3].....	82
TABLA 3.2 Casos típicos de Pandeo [4].....	86
TABLA 4.1 Velocidades estimadas para la etapa de carga.....	144
TABLA 4.2 Velocidades estimadas para cada corrugación.....	145
Anexo1 - Tabla 1 Potencia, pérdidas y dimensiones de Transformadores de Distribución de 33kV [norma IRAN 2250].....	174
Anexo1 - Tabla 2 Medidas de las ondulaciones por Potencia.....	177

Lista de Figuras

Figuras

Página

Figura 1-1 Transformador de Distribución con paneles corrugados	18
Figura 1-2 Dobladora de planchas metálicas	18
Figura 1-3 Flujo de Energía Eléctrica	20
Figura 1-4 Flujo de inducción en un Transformador bajo carga [4]	21
Figura 1-5 Transformadores de Distribución. Lado izquierdo de paneles corrugados; lado derecho, de radiadores (Tadeo Czerweny)	23
Figura 1-6 Transformador de distribución Pedestal (DELCROSA)	24
Figura 1-7 Transformador de distribución (DELCROSA)	24
Figura 1-8 Transformador de distribución	25
Figura 1-9 Esquema de un transformador con tubos de refrigeración [10]	28
Figura 1-10 Esquema de un panel corrugado [14]	30
Figura 1-11 Coeficiente de Transferencia de Calor [2]	31
Figura 1-12 Factor de corrección para el coeficiente de ventilación de las ondulaciones según la temperatura del aceite [2]	32
Figura 1-13 Distribución de temperatura en el aceite de un Transformador de 2MVA	33
Figura 2-1 Máquina para hacer ondulaciones [1]	36
Figura 2-2 Máquina Plegadora [2]	37
Figura 2-3 Máquina Corrugadora [3]	38
Figura 2-4 Máquina Onduladora [4]	39
Figura 2-5 Máquina Plegadora [5]	39
Figura 2-6 Máquina Plegadora [6]	40
Figura 2-7 Máquina soldadora de aristas [7]	41
Figura 2-8 Esquema de una Máquina plegadora y soldadora de aristas [8]	42
Figura 2-9 Esquema de una Máquina plegadora y soldadora de aristas [8]	42
Figura 2-10 Esquema de una Máquina plegadora y soldadora de aristas [8]	43
Figura 2-11 Plan de Trabajo	45
Figura 2-12 Caja Negra	46
Figura 2-13 Estructura de Funciones	49
Figura 2-14 Esquema proceso de corte	52
Figura 2-15 Concepto de Solución S1	53
Figura 2-16 Concepto de Solución S2	54
Figura 2-17 Diagrama de evaluación según VDI 2225	58
Figura 2-18 Principio Tecnológico – Función Plegado	60
Figura 2-19 Concepto de Solución – Función Plegado	60
Figura 2-20 Bosquejo de proyecto preliminar	61
Figura 2-21 Proyecto preliminar óptimo	62
Figura 2-22 Proyecto Definitivo	63
Figura 3-1 Segmento de Placa por unidad de ancho, sometido a flexión	66
Figura 3-2 Deformación de una fibra durante el proceso de flexión	66
Figura 3-3 Distribución de la deformación unitaria asumida durante la flexión	67

Figura 3-4 Diagrama de equilibrio (a) de una sección de por unidad de ancho y (b) una distribución típica de esfuerzos.....	68
Figura 3-5 Diagrama de equilibrio radial	69
Figura 3-6 Modelos de Material para flexión. (a) Curva real esfuerzo-deformaciones. (b) Modelo Elástico, perfectamente plástico. (c) Modelo rígido, perfectamente elástico. (d) Modelo plástico con endurecimiento por deformación.....	69
Figura 3-7 Límite de fluencia para un material rígido, perfectamente plástico.....	71
Figura 3-8 Flexión elástica de una placa. (a) Distribución de deformaciones. (b) Distribución de esfuerzos.....	72
Figura 3-9 Diagrama Momento-Curvatura para una flexión elástica.....	73
Figura 3-10 Diagrama Momento-Curvatura para una flexión rígida, perfectamente plástica	74
Figura 3-11 Distribución de esfuerzos para una flexión elástica, perfectamente plástica	75
Figura 3-12 Descarga de una placa que ha sido doblada por un momento M.....	75
Figura 3-13 Plegado por carga transversal	78
Figura 3-14 Diagrama fuerza cortante y momento flector	78
Figura 3-15 Fuerza transversal requerida.	79
Figura 3-16 Carga axial de compresión.....	81
Figura 3-17 Fuerza horizontal requerida.	81
Figura 3-18 Actuadores hidráulicos.....	83
Figura 3-19 Cilindro hidráulico N° 2.....	84
Figura 3-20 Cilindro hidráulico N° 1.....	88
Figura 3-21 Cilindro hidráulico N° 3.....	90
Figura 3-22 Cilindro hidráulico N° 6.....	93
Figura 3-23 Cilindro hidráulico N° 4.....	95
Figura 3-24 Principales componentes estructurales.....	98
Figura 3-25 Matriz Inferior Derecha – Cargas y Restricciones.....	99
Figura 3-26 Inferior Derecha – Esfuerzo Principal Máximo.....	100
Figura 3-27 Matriz Inferior Derecha – Deformación Total.....	101
Figura 3-28 Factor “e” como función del esfuerzo de rotura. [5].....	102
Figura 3-29 Matriz Inferior Izquierda – Cargas y Restricciones.....	103
Figura 3-30 Matriz Inferior Izquierda – Esfuerzo Principal Máximo.	103
Figura 3-31 Matriz Inferior Izquierda – Deformación Total	104
Figura 3-32 Matriz Superior Derecha – Cargas y Restricciones.	105
Figura 3-33 Superior Derecha – Esfuerzo Principal Máximo.	105
Figura 3-34 Matriz Superior Derecha – Deformación Total.	106
Figura 3-35 Matriz Superior Izquierda – Cargas y Restricciones.	107
Figura 3-36 Matriz Superior Izquierda – Esfuerzo Principal Máximo.....	107
Figura 3-37 Matriz Superior Izquierda – Deformación Total.....	108
Figura 3-38 Plataforma deslizante – Cargas y Restricciones	109
Figura 3-39 Plataforma deslizante – Esfuerzo Principal Máximo.....	109
Figura 3-40 Plataforma deslizante – Deformación Total.....	110
Figura 3-41 Plataforma superior – Cargas y Restricciones	111
Figura 3-42 Plataforma superior – Cargas y Restricciones	111
Figura 3-43 Plataforma superior – Esfuerzo Principal Máximo.....	112
Figura 3-44 Plataforma superior – Deformación Total	112
Figura 3-45 Soporte de Actuador N°5 – Cargas y Restricciones.	113
Figura 3-46 Soporte de Actuador N°5 – Esfuerzo Principal Máximo.....	114

Figura 3-47 Soporte de Actuador N°5 – Deformación Total.....	114
Figura 3-48 Estructura soporte – Cargas y Restricciones CI.....	116
Figura 3-49 Estructura soporte – Esfuerzo Equivalente CI.....	116
Figura 3-50 Estructura soporte – Deformación Total CI.....	117
Figura 3-51 Estructura soporte – Cargas y Restricciones CF.....	118
Figura 3-52 Estructura soporte – Esfuerzo Equivalente CF.....	118
Figura 3-53 Estructura soporte – Deformación Total CF.....	119
Figura 3-54 Detalle del montaje del soporte N° 5.....	120
Figura 3-55 Cargas aplicadas a cada perno.....	120
Figura 3-56 Esquema de la unión. Perno anclado con excentricidad Ssym respecto al centro de la placa, Cargas FQ y FA aplicada con excentricidad respecto al eje del perno.....	125
Figura 3-57 Zonas de deformación elástica de un perno.....	126
Figura 4-1 Velocidades durante el plegado.....	141
Figura 4-2 Componentes de velocidad para el punto B.....	142
Figura 4-3 Componentes de velocidad para el punto B, siendo Vx constante.....	143
Figura 4-4 Diagrama de Funciones.....	143
Figura 4-5 Circuito Hidráulico – Grupo N°1.....	151
Figura 4-6 Circuito Hidráulico – Grupo N°2.....	152
Figura 4-7 Secuencia de Operaciones 0 – 3.....	154
Figura 4-8 Secuencia de Operaciones 4 – 7.....	155
Figura 4-9 Secuencia de Operaciones 8 – 10.....	156
Figura 4-10 Secuencia de Operaciones 11 – 7.....	157
Figura 4-11 Representación de las líneas de señal [3].....	158
Figura 4-12 Diagrama de Estado con líneas de señal.....	158
Figura 4-13 Sistema eléctrico de Potencia.....	164
Figura 4-14 Diagrama de Estado con líneas de señal.....	166
Figura 1 Pérdidas VS Potencia aparente.....	175
Figura 2 Esquema de un Transformador de Distribución.....	175
Figura 3 Proporción entre la profundidad de las ondulaciones y la altura de los paneles corrugados.....	178

Simbología

A :	Área.
A_D :	Área de contacto.
A_{D3} :	Área de la raíz
A_e :	Área del embolo.
A_k :	Superficie de apoyo de la cabeza del perno.
A_{pmin} :	Área de contacto en la cabeza del perno.
A_r :	Área anular del embolo.
A_s :	Área de tensión.
AT :	Área total.
D_A :	Diámetro promedio del área de contacto.
D_{AGr} :	Diámetro límite máximo del cono de deformación.
D_i :	Diámetro del embolo.
D_k :	Diámetro medio del área de contacto.
E' :	Módulo de elasticidad para una deformación plana.
E_p :	Modulo de elasticidad de las placas a unir.
E_s :	Modulo de elasticidad del perno.
FA_1 :	Fuerza axial, aplicada al perno exterior
FA_2 :	Fuerza axial, aplicada al perno interior
F_{adm} :	Fuerza admisible en cilindro hidráulico
F_{Amax} :	Fuerza axial, aplicada al perno de mayor sollicitación.
F_{eqs} :	Fuerza equivalente de sujeción.
F_H :	Fuerza horizontal.
F_{kA} :	Fuerza separadora, considerando la excentricidad de la carga.
F_{kerf} :	Carga mínima de sujeción.
F_{KRmin} :	Carga residual de montaje en el interfaz.
$F_{KQ,erf}$:	Carga mínima de montaje para transmitir cargas transversales.
F_o :	Fuerza aplicada sobre el soporte del Actuador N°5.
F_{Mmax} :	Carga máxima de montaje.
F_{Mmin} :	Carga mínima de montaje.
F_{Mtab} :	Fuerza de montaje según tabla.
F_{Mzul} :	Fuerza de montaje permisible.

F_{PAmax} :	<i>Carga de alivio en la placa.</i>
F_{Q1} :	<i>Fuerza transversal, aplicada al perno exterior</i>
F_{Q2} :	<i>Fuerza transversal, aplicada al perno interior</i>
F_{Qmax} :	<i>Fuerza transversal, aplicada al perno de mayor sollicitación.</i>
F_r :	<i>Fuerza de retorno del vástago</i>
F_s :	<i>Fuerza de sujeción.</i>
F_s :	<i>Factor de seguridad.</i>
F_{SAmax} :	<i>Carga mínima de ajuste.</i>
F_{Smax} :	<i>Carga máxima aplicable al perno.</i>
F_v :	<i>Fuerza vertical.</i>
F'_v :	<i>Fuerza por unidad de ancho.</i>
F_z :	<i>Perdida de pretensión.</i>
H :	<i>Ancho de la plancha a plegar.</i>
I :	<i>Momento de inercia.</i>
I_{Bers} :	<i>Momento de giro combinado.</i>
\bar{I}_{Bers} :	<i>Momento de giro de la superficie de contacto.</i>
I_{BT} :	<i>Momento de inercia del área real de contacto.</i>
I^H_{Bers} :	<i>Momento de giro del cilindro de deformación.</i>
I^V_{Bers} :	<i>Momento de giro del cono de deformación.</i>
I^{Ve}_{Bers} :	<i>Momento de giro del cono de deformación debido a la excentricidad del perno.</i>
I_3 :	<i>Momento de inercia de la raíz del perno.</i>
K :	<i>Tiempo de espera del aceite.</i>
L :	<i>Profundidad del plegado.</i>
L_K :	<i>Longitud equivalente de pandeo.</i>
M :	<i>Momento flector.</i>
M_A :	<i>Momento de ajuste.</i>
M_{adm} :	<i>Momento de ajuste admisible.</i>
M_e :	<i>Momento flector elástico.</i>
M_f :	<i>Momento flector sobre los pernos del soporte Actuador N°5.</i>
M_G :	<i>Proporción del torque sobre el hilo.</i>
M_{max} :	<i>Momento flector máximo.</i>
M_p :	<i>Momento flector plástico.</i>

M_t :	<i>Momento torsor sobre los pernos del soporte Actuador N°5.</i>
N :	<i>Velocidad de la bomba.</i>
N_0 :	<i>Cantidad de ondulaciones para un proceso de trabajo.</i>
PE :	<i>Carga critica de pandeo</i>
P_{elec1} :	<i>Potencia del motor 1.</i>
P_{elec2} :	<i>Potencia del motor 2.</i>
Q_1 :	<i>Caudal del grupo 1.</i>
Q_2 :	<i>Caudal del grupo 2.</i>
Q_T :	<i>Caudal total.</i>
Q_{1e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°1.</i>
Q_{2e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°2.</i>
Q_{3e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°3.</i>
Q_{4e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°4.</i>
Q_{5e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°5.</i>
Q_{6e} :	<i>Caudal la extensión del vástago del Actuador N°6.</i>
Q_{1c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°1.</i>
Q_{2c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°2.</i>
Q_{3c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°3.</i>
Q_{4c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°4.</i>
Q_{5c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°5.</i>
Q_{6c} :	<i>Caudal el retorno del vástago del Actuador N°6.</i>
R_m :	<i>Resistencia a la tracción.</i>
$R_{p,0.2}$:	<i>Esfuerzo de prueba de un perno, de acuerdo a DIN EN ISO 898-1</i>
\bar{S} :	<i>Valor promedio del esfuerzo de fluencia para el estado plano de tensiones.</i>
S_{sym} :	<i>Distancia del eje de simetría al eje del perno.</i>
S_G :	<i>Factor de seguridad contra cizallamiento.</i>
T :	<i>Tensión.</i>
V :	<i>Velocidad.</i>
\vec{V}_C :	<i>Vector velocidad del punto C.</i>
\vec{V}_B :	<i>Vector velocidad del punto B.</i>
V_{QB1} :	<i>Volumen que entrega la bomba del grupo N°1.</i>

V_{QB2} :	<i>Volumen que entrega la bomba del grupo N°2.</i>
V_{iq} :	<i>Volumen del tanque de aceite.</i>
V_x :	<i>Velocidad en el eje horizontal.</i>
V_y :	<i>Velocidad en el eje vertical.</i>
V_{ymax} :	<i>Velocidad máxima en el eje vertical del punto B.</i>
WT :	<i>Pérdidas totales.</i>
W_P :	<i>Módulo de torsión.</i>
a :	<i>Distancia del punto de aplicación de la carga al eje imaginario de simetría.</i>
ao :	<i>Distancia del perno exterior al centro del apoyo.</i>
ak :	<i>Distancia del punto de aplicación de la carga al punto de precarga.</i>
b :	<i>Longitud roscada del perno.</i>
bo :	<i>Distancia del perno interior al centro del apoyo.</i>
b_1 :	<i>Ancho del área de contacto (interface).</i>
c_T :	<i>Medida de la distancia perpendicular a b_1, del área de contacto (interface).</i>
d :	<i>Diámetro nominal del perno</i>
do :	<i>Diámetro del vástago.</i>
d_h :	<i>Diámetro del agujero</i>
d_k :	<i>Diámetro de la cabeza del perno.</i>
d_s :	<i>Diámetro de la sección de tensión del perno.</i>
d_2 :	<i>Diámetro de paso del perno.</i>
d_3 :	<i>Diámetro de la raíz del perno.</i>
f_z :	<i>Asentamiento total.</i>
f_{z1} :	<i>Asentamiento en el hilo.</i>
f_{z2} :	<i>Asentamiento en la cabeza del perno.</i>
f_{z3} :	<i>Asentamiento en la interfaz.</i>
h :	<i>Longitud total de las placas.</i>
h_c :	<i>Coeficiente de transferencia de calor por convección.</i>
hy :	<i>Distancia de aplicación en el eje horizontal de la fuerza F_o.</i>
hz :	<i>Distancia de aplicación en el eje vertical de la fuerza F_o.</i>
i :	<i>Radio de giro.</i>
k_τ :	<i>Coeficiente de reducción.</i>

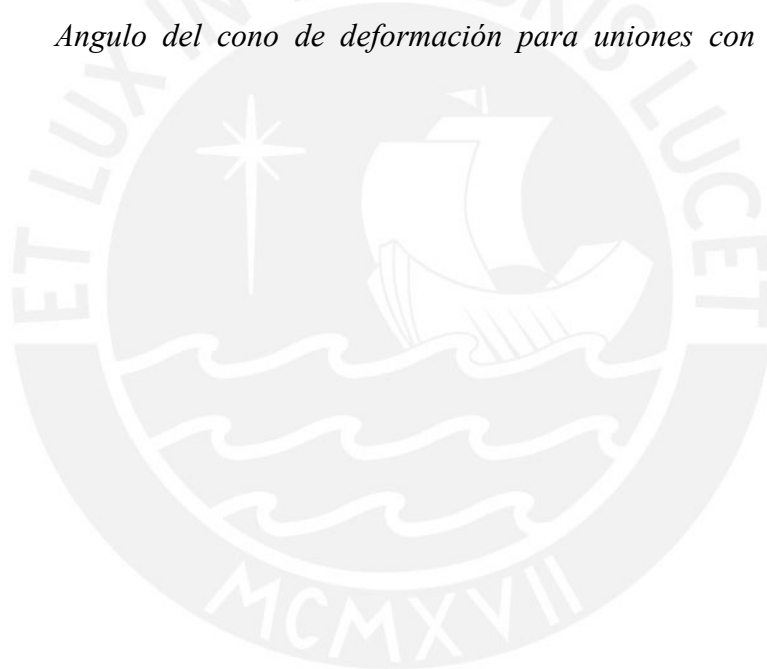
l_A :	<i>Distancia desde el punto de aplicación de la carga al sólido.</i>
l_c :	<i>Longitud de carrera.</i>
l_{ers} :	<i>Longitud equivalente de flexión.</i>
l_{Gew} :	<i>Longitud roscada del perno hasta la tuerca.</i>
l_H :	<i>Longitud del cilindro de deformación.</i>
l_k :	<i>Espesor de las placas a unir.</i>
l_M :	<i>Extensión equivalente para la deformación los hilos.</i>
l_s :	<i>Línea media de una plancha.</i>
l_{sk} :	<i>Extensión equivalente para la deformación de la cabeza del perno.</i>
l_{sr} :	<i>Longitud sin rosca del perno.</i>
l_V :	<i>Longitud del cono de deformación.</i>
l_v :	<i>Longitud del vástago.</i>
l_2 :	<i>Espesor de la placa base.</i>
m_{eff} :	<i>Longitud mínima de empotramiento.</i>
m_{vorh} :	<i>Longitud real de empotramiento.</i>
$m_{vorh.eff}$:	<i>Longitud efectiva de empotramiento.</i>
n :	<i>Factor de introducción de carga.</i>
p :	<i>Paso del perno</i>
p_{B1} :	<i>Presión de trabajo del Grupo N°1.</i>
p_{B2} :	<i>Presión de trabajo del Grupo N°2.</i>
p_G :	<i>Presión superficial límite.</i>
p_{max} :	<i>Presión superficial máxima.</i>
q_F :	<i>Número de interfaces.</i>
\vec{r}_C :	<i>Vector posición del punto C.</i>
\vec{r}_B :	<i>Vector posición del punto B.</i>
t :	<i>Espesor de la plancha a plegar.</i>
t_a :	<i>Tiempo estimado para la etapa inicial de carga.</i>
t_b :	<i>Tiempo estimado para la elaboración de cada ondulación.</i>
t_T :	<i>Tiempo estimado para cada proceso de trabajo.</i>
u :	<i>Distancia del eje imaginario a la arista de apertura.</i>
v :	<i>Factor de seguridad en pandeo.</i>
w :	<i>Coefficiente del tipo de unión roscada.</i>

y_e :	<i>Espesor medio de la zona elástica.</i>
y :	<i>Ratio de diámetro.</i>

Símbolos Griegos

Δp :	<i>Caída de presión.</i>
ΔT :	<i>Incremento de Temperatura.</i>
ΔT_{oil} :	<i>Incremento de Temperatura en el aceite.</i>
$\Delta \theta$:	<i>Cambio en la curvatura del plegado.</i>
Φ_{en}^* :	<i>Factor de carga.</i>
α_A :	<i>Factor de ajuste.</i>
β_G :	<i>Resistencia a la flexión de los hilos cargados.</i>
β_{Gew} :	<i>Resistencia a la flexión de los hilos libres.</i>
β_l :	<i>Ratio de longitud.</i>
β_M :	<i>Resistencia a la flexión de la tuerca o agujero roscado.</i>
β_s :	<i>Resistencia a la flexión del perno.</i>
β_{sk} :	<i>Resistencia a la flexión de la cabeza del perno.</i>
β_1 :	<i>Resistencia a la flexión la sección sin rosca del perno.</i>
δ_{sk} :	<i>Elasticidad de la cabeza del perno.</i>
δ_{Gew} :	<i>Elasticidad de los hilos libres.</i>
δ_{GM} :	<i>Elasticidad de los hilos cargados y de la tuerca o agujero roscado.</i>
δ_s :	<i>Elasticidad total del perno.</i>
δ_p :	<i>Elasticidad de las placas, para cargas concéntricas.</i>
δ_p^* :	<i>Elasticidad de las placas debido a la excentricidad del perno.</i>
δ_p^{**} :	<i>Elasticidad de las placas debido a la excentricidad de la carga.</i>
δ_1 :	<i>Elasticidad la sección sin rosca del perno.</i>
$\bar{\varepsilon}$:	<i>Deformación unitaria.</i>
ε_a :	<i>Deformación de la membrana media.</i>
ε_b :	<i>Deformación unitaria por flexión.</i>
ε_l :	<i>Deformación unitaria axial de la línea.</i>
λ :	<i>Esbeltez.</i>
λ_c :	<i>Factor de carga</i>
μ :	<i>Factor de eficiencia.</i>

μ_{Gmin} :	<i>Coeficiente de fricción en el hilo.</i>
μ_k :	<i>Coeficiente de fricción entre la cabeza del perno y la placa.</i>
μ_{Tmin} :	<i>Coeficiente de fricción en el interfaz.</i>
ν :	<i>Módulo de Poisson.</i>
σ_{ab} :	<i>Amplitud del esfuerzo alternante.</i>
σ_{ASV} :	<i>Límite de fatiga para pernos laminados antes del tratamiento térmico.</i>
$\sigma_{red,B}$:	<i>Esfuerzo equivalente en servicio.</i>
σ_{SAb} :	<i>Esfuerzo alternante máximo.</i>
σ_{zmax} :	<i>Esfuerzo normal máximo de trabajo.</i>
τ_{Bmin} :	<i>Límite de cizalladura del material de la placa.</i>
τ_{zmax} :	<i>Esfuerzo torsor máximo.</i>
ψ_E :	<i>Angulo del cono de deformación para uniones con agujero roscado.</i>



CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación.

En la industria nacional, específicamente en la fabricación de máquinas eléctricas estacionarias, existen procesos que aún se ejecutan manualmente. En Transformadores de Distribución, debido a requerimientos de disipación por pérdidas inherentes a su funcionamiento, es necesario utilizar sistemas de refrigeración.

En Transformadores de potencias inferiores a $3MVA$ se utiliza Paneles Corrugados, Figura 1-1, como medio de convección natural de calor. Elaborados mediante el corte, dobléz y soldeo de planchas metálicas, con espesores hasta $1.9mm$.

La fabricación artesanal de los paneles (aletas) implica la intervención de más de un operario, en un proceso que se ve afectado con las dimensiones de éstos; principalmente durante en el plegado, dado que con las herramientas utilizadas, ver Figura 1-2 (plegadoras manuales) es necesario ejercer presión para lograr el dobléz adecuado. Presentando además irregularidades e imperfecciones en los cordones de soldadura.

1.2 Objetivos

Objetivo General: Con el desarrollo del tema se busca potenciar la producción de Transformadores de Distribución de pequeña potencia en la Industria Nacional, facilitando la fabricación de paneles corrugados.

Objetivo Específico: Diseño de una máquina plegadora de paneles corrugados, optimizándola con la aplicación de una adecuada metodología del diseño.



Figura 1-1 Transformador de Distribución con paneles corrugados

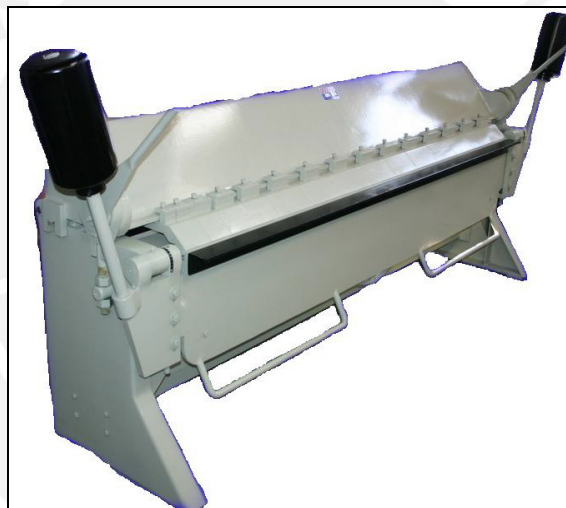


Figura 1-2 Dobladora de planchas metálicas

1.3 Metodología.

Se utilizará la metodología de diseño:

1. Compresión de la Solicitud.
2. Concepción de la solución.
3. Elaboración del Proyecto.
4. Elaboración de detalles.

Utilizando criterios de evaluación con la finalidad de optimizar cada fase del diseño.

1.4 Transformadores de Corriente Alterna.

1.4.1 Necesidad de transformación de las corrientes alternas.

Las exigencias técnicas y económicas imponen la construcción de centrales de generación de energía eléctrica, generalmente alejadas de los centros de aprovechamiento. Surge así la necesidad del transporte de energía por medio de líneas de transmisión y distribución.

Por motivos económicos y constructivos en líneas de transmisión, la sección de los conductores de energía eléctrica deben mantenerse dentro de determinados rangos, que hace necesaria la limitación de la intensidad de corriente que circule en las mismas, pudiendo estas operar con niveles de tensión elevados llegando incluso a varios cientos de miles de voltios.

Estas realizaciones pueden ser posibles gracias a la particularidad de la corriente alterna de poder ser transformada de bajos niveles de tensión a elevados para poder ser transmitida a grandes distancias, para luego reducirla a niveles adecuados para su utilización [1].

La Transmisión de Energía está generalmente dividida en dos etapas: La primera es Transmisión (sobre grandes distancias) en altos voltajes, mediante Transformadores de Potencia; la segunda es Distribución, desde Subestaciones, mediante Transformadores de Distribución en varios niveles de tensión y potencias; en la Figura 1-3 se esquematiza el flujo de energía eléctrica, desde su generación, hasta el usuario final.

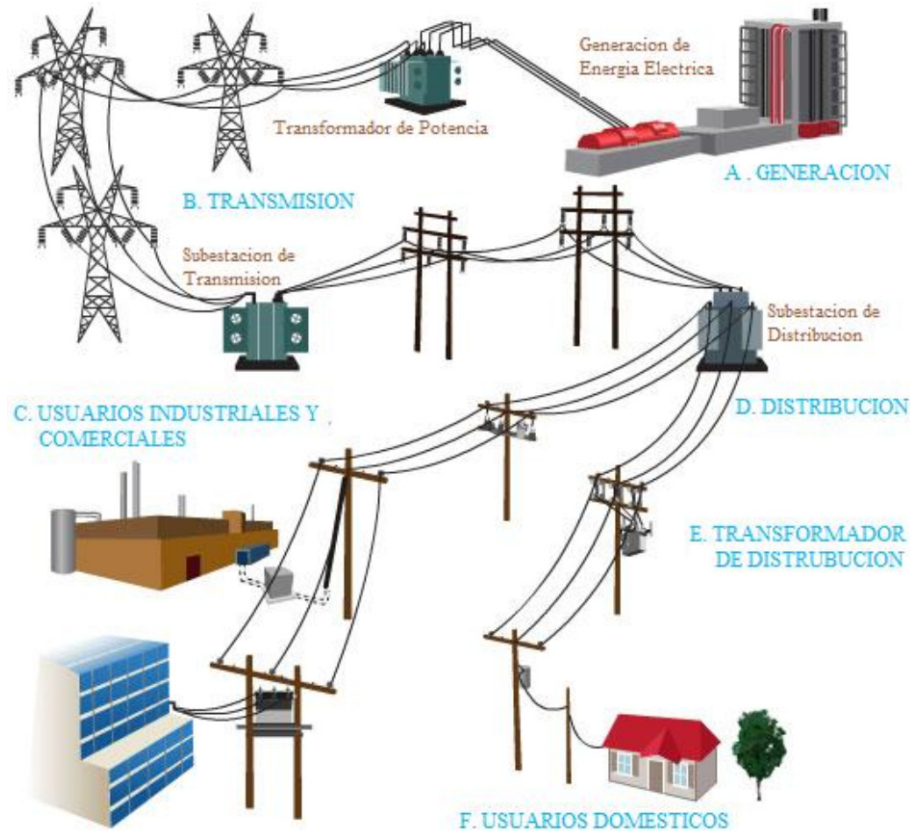


Figura 1-3 Flujo de Energía Eléctrica.

1.4.2 Utilidad de los Transformadores.

La principal utilidad de los transformadores, por la que adquieren la importancia que industrialmente los caracteriza, es la de modificar los factores (tensión e intensidad) de la potencia eléctrica transmitida, adaptándolos a las condiciones óptimas que se precisen: tensiones elevadas y bajas intensidades para el transporte de energía a grandes distancias; tensiones e intensidades medias para distribución a los centros de consumo, y voltajes reducidos e intensidades inversamente considerables en las redes de consumo inmediato. *Todo ello, con un rendimiento que supera al de cualquier otra clase de aparatos donde intervengan transformaciones de energía de la naturaleza que fuere: mecánica, térmica, química, eléctrica inclusive [2].*

Existen aplicaciones básicas de los transformadores de tensión [3]:

- a. Transporte de energía eléctrica. Existirán dos transformadores, uno al principio de línea para la elevación del potencial (transformador elevador), y uno al final de línea para la reducción del mismo (transformador reductor).
- b. Interconexión de líneas eléctricas a diferentes niveles de tensión, dando para todas ellas una salida común.
- c. Variar los flujos de potencia activa o reactiva.
- d. Variar los valores de la intensidad, tanto en módulo, como en ángulo (desfase).
- e. Protección de circuitos separados galvánicamente.

1.4.3 Fundamento del Transformador de corriente alterna.

Un transformador es una máquina eléctrica estática, destinada a funcionar con corriente alterna, que transfiere energía eléctrica de un circuito a otro, utilizando como enlace principal entre ambos un flujo común de inducción electromagnética, sin cambio en la frecuencia, ver Figura 1-4. Así la energía eléctrica recibida en un bobinado primario es convertida en energía magnética para luego transformada en energía eléctrica útil en otros circuitos (bobinado secundario, terciario, etc.).

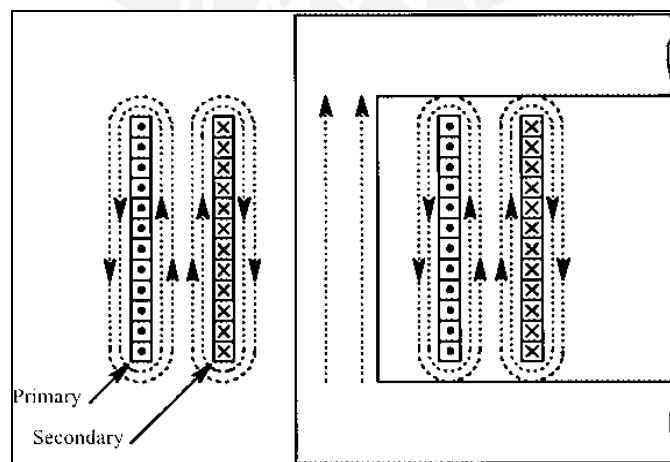


Figura 1-4 Flujo de inducción en un Transformador bajo carga [4].

La inducción electromagnética sólo se produce con un flujo variable, ésta variación del flujo será esencial en todo transformador estático. *Cuando el flujo es simplemente pulsante, el aparato recibe el nombre de bobina de inducción los que, suelen ser aparatos de potencia reducida. Cuando el flujo es alterno, resulta el transformador propiamente dicho, apto para transmitir potencias de cualquier magnitud [5].*

Los transformadores pueden ser de reducción o elevación, dependiendo, si el devanado secundario es de menor o mayor nivel de tensión, respectivamente.

Clasificación de los Transformadores.

Antes de la invención de los transformadores, en los inicios de la industria eléctrica, la potencia fue distribuida en corriente continua en bajo voltaje. La caída de tensión en las líneas limitaba el uso de la electricidad sólo a las áreas urbanas, donde los consumidores eran atendidos con circuitos de distribución de pequeña longitud. Todos los equipos eléctricos tuvieron que ser diseñados para esos voltajes. *El desarrollo del primer transformador por George Westinghouse en 1886 [6],* cambio drásticamente los sistemas de transmisión y distribución. La potencia generada en corriente alterna a bajo voltaje pudo intensificarse con el propósito de transmitirla en alto voltaje y baja intensidad de corriente, reduciendo las caídas de tensión y pérdidas. Otro grupo de transformadores se encargaban de reducir el nivel de tensión con fines de distribución a voltajes estandarizados para el uso de los consumidores.

1.5 Transformadores de Distribución.

Según los estándares internacionales, éstos se pueden agrupar en función a la potencia nominal y su voltaje de operación, pudiendo ser refrigerados por aire u otro fluido, generalmente derivado del petróleo. Se mencionará solo aquellos refrigerados por aceite dado que el presente trabajo está enfocado específicamente a la fabricación de paneles corrugados para transformadores de

distribución trifásicos. ASEA BROWN BOVERI (ABB) en su Manual de Transformadores [7], presenta la siguiente clasificación:

1.5.1 Transformadores de Distribución Grandes.

IEC Estándar:

Rango de potencia: 5000KVA y menores.

Voltaje primario: Hasta 72.5 KV.

Fluidos de refrigeración: Dimetilsilicona, Esteres e Hidrocarburos sintéticos.



Figura 1-5 Transformadores de Distribución. Lado izquierdo de paneles corrugados; lado derecho, de radiadores (Tadeo Czerweny)

Son usados para transformar la tensión desde elevados niveles hasta el adecuado para consumidores industriales. Los tanques generalmente llevan radiadores, sin embargo los de reducido tamaño llevan paneles corrugados, ver *Figura 1.5*.

Transformadores Pedestal.

Rango de potencia: 75KVA-20MVA.

Voltaje primario: Hasta 46 KV.

Voltaje secundario: Hasta 25KV.

Fluidos de refrigeración: Dimetilsilicona, Esteres e Hidrocarburos sintéticos.

Están elaborados para trabajar en proximidades al público en centros comerciales, zonas urbanas. Poseen un tanque robusto, sin terminales eléctricos accesibles *Figura 1-6*.

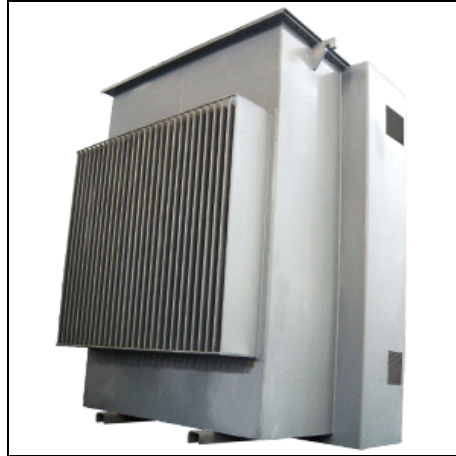


Figura 1-6 Transformador de distribución Pedestal (DEL CROSA)

1.5.2 Transformadores de Distribución Medianos.

IEC Estándar:

Rango de potencia: 400 - 5000KVA.

Voltaje primario: Hasta 36 KV.

Fluidos de refrigeración: Aceite mineral, dimetilsilicona, esteres e hidrocarburos sintéticos.

Son usados para transformar la tensión a bajos niveles, generalmente en áreas urbanas, y aplicaciones industriales. El tanque está provisto de paneles corrugados, como se muestra en la Figura 1-7.



Figura 1-7 Transformador de distribución (DEL CROSA)

1.5.3 Transformadores de Distribución Pequeños.

IEC Estándar:

Rango de potencia: Hasta 315KVA.

Voltaje primario: Hasta 36 KV.

Fluidos de refrigeración: Aceite mineral, dimetilsilicona, esteres e hidrocarburos sintéticos.

Usados para reducir los niveles de tensión, en la última etapa del transporte de energía eléctrica, llegando al usuario final, generalmente en áreas urbanas de baja densidad poblacional. El tanque posee paneles corrugados, ver Figura 1-8.



Figura 1-8 Transformador de distribución

1.6 Consideraciones Térmicas

La expectativa de vida en un transformador está principalmente relacionada con los materiales aislantes que lo conforman (Papel y Aceite dieléctricos), pudiendo estos degradarse principalmente por dos razones:

- Presencia de humedad en el Aceite, reduciendo su rigidez dieléctrica a niveles inaceptables, acarreando fallas de aislamiento.
- Temperaturas de operación elevadas, que afectan directamente al papel aislante provocando un degrado físico (resistencia a la tracción, rigidez dieléctrica).

Los bobinados de cobre pueden soportar esfuerzos mecánicos (presentes en un cortocircuito) a temperaturas que alcanzan algunos cientos de grados centígrados. *El aceite dieléctrico no presenta inconvenientes hasta 140°C; pero el papel aislante (papel prespan, transformerboard, etc.) se deteriora notablemente si la temperatura supera los 90°C [8].*

La máxima temperatura a la cual el papel no se degrada es alrededor de 80° C [9], éste no es un límite práctico ni económico, pero se debe evitar. Éste nivel supera la expectativa de vida de un transformador, ya que la temperatura ambiente y la carga aplicada varían, esto significa que en muchas ocasiones la temperatura será inferior a éste valor. Se debe tener en cuenta que el parámetro crítico que determina la expectativa de vida en un transformador es la temperatura de operación de los materiales aislantes, específicamente la del punto más caliente “Hot spot”.

1.6.1 Principales fuentes de calor.

El circuito magnético y los devanados son la principal fuente de pérdidas que resultan en un incremento de temperatura en varias partes de un transformador. Las pérdidas en el cobre y bobinados (efecto Joule), pérdidas por flujo de dispersión en los bobinados, pérdidas por calentamiento inductivo en elementos estructurales (por causa de intensos campos magnéticos, producto de elevadas intensidades de corriente) son también responsables de la generación de calor dentro del transformador. En ocasiones las

conexiones eléctricas producen una elevada resistencia de contacto (debido a un mal empalme entre dos conductores), causando un incremento de temperatura. El calor generado por todas éstas pérdidas deben ser disipadas, evitando que el núcleo, bobinados y elementos estructurales causen un deterioro en los materiales aislantes.

Los valores de máxima temperatura del aceite y bobinados dependen del diseño del transformador, las cargas aplicadas, la temperatura ambiente y condiciones de operación y refrigeración. Un apropiado cálculo, dimensionamiento y construcción de mecanismos de refrigeración, permiten estimar correctamente de ciclo de vida de un transformador. No está demás mencionar que, el apropiado uso garantiza una duración prolongada.

1.6.2 Clases de refrigeración en los transformadores.

La norma IEEE C57.12 identifica el tipo de refrigeración en transformadores en transformadores mediante un código de hasta cuatro letras, mostrados a continuación:

Primera letra: Fluido de refrigeración interna, en contacto con los devanados.

O: Aceite mineral o fluido dieléctrico sintético con punto de inflamación $\leq 300^{\circ}\text{C}$.

K: Fluido dieléctrico con punto de inflamación $> 300^{\circ}\text{C}$.

L: Fluido dieléctrico con punto de inflamación no medible.

Segunda letra: Mecanismo de circulación del fluido de refrigeración interno.

N: Refrigeración por convección natural del equipo y devanados.

F: Circulación forzada a través de equipos de refrigeración (bombas de refrigerante).

D: Circulación forzada a través de equipos de refrigeración, dirigida desde los equipos de refrigeración hacia los principales devanados.

Tercera letra: Medio de refrigeración externo

A: Aire.

W: Agua.

Cuarta letra: Mecanismo de circulación del medio de refrigeración externo.

N: Convección natural.

F: Convección forzada [ventiladores (refrigeración por aire), bombas (refrigeración por agua)].

Bajo esta nomenclatura, los transformadores de Distribución que utilizan paneles corrugados como mecanismo de evacuación de calor, son clasificados como ONAN.

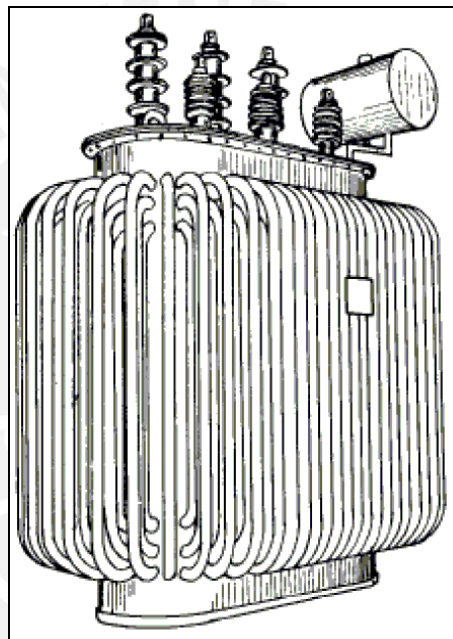


Figura 1-9 Esquema de un transformador con tubos de refrigeración [10]

En las décadas pasadas se utilizó como medio de refrigeración tubos Figura 1-9 (estirados en frío y sin soldadura), los que ofrecían una buena evacuación de calor, pero un elevado costo, además de un laborioso proceso de fabricación y corrección de fallas en la soldadura.

1.7 Refrigeración mediante Paneles Corrugados.

En nuestro medio se fabrican transformadores de distribución con paneles corrugados (también llamados: cajas onduladas, tanques con aletas) hasta potencias de 3MVA.

1.7.1 Evacuación de Calor.

La transferencia de calor se da, desde los intersticios de los devanados, del núcleo de fierro silicoso y de aquellos elementos que generen pérdidas adicionales, mediante el flujo convectivo del aceite dieléctrico, hacia las paredes del tanque, debiendo éste poseer la superficie necesaria para evacuar el calor hasta alcanzar el equilibrio térmico a una temperatura que garantice el cumplimiento de las normas.

1.7.2 Cálculos tradicionales.

A principios del siglo pasado en las décadas 1920's 1930's, se fabricaban los primeros transformadores, a base de experimentos y teoría [11]. Actualmente los fabricantes han perfeccionado su base de datos empíricamente, para estimar la superficie necesaria para disipar el calor generado en el transformador, y alcanzar temperaturas aceptables. Algunos autores muestran métodos y coeficientes de transferencia de calor para estimar el área necesaria o la temperatura alcanzada.

- Heathcote [12] muestra un valor de $0.03W / m^2$, para un incremento de $50^{\circ}C$ en un ambiente de $20^{\circ}C$. Así, la superficie total requerida estará dada por la expresión:

$$A_T = \frac{W_T}{0.03W / cm^2} \quad (1.1)$$

Dónde: A_T : Área total.

W_T : Pérdidas totales.

- Martignoni [13] por su parte, a partir del área de disipación, utilizando como coeficiente de transferencia de calor por convección $h = 12w / m^2 \circ C$, calcula el incremento de temperatura del tanque:

$$\Delta T = \frac{W_T}{A_T \times h_c} \quad (1.2)$$

Dónde: h_c : Coeficiente de transferencia de calor por convección.

Siendo la elevación de temperatura ΔT_{oil} del aceite $5^\circ C$ superior a la del tanque:

$$\Delta T_{oil} = \Delta T + 5^\circ C \quad (1.3)$$

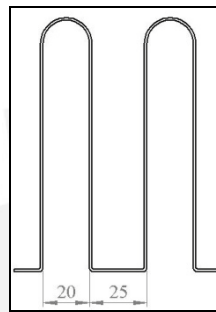


Figura 1-10 Esquema de un panel corrugado [14]

- Corrales [15] afirma que “Las principales características que influyen sobre el coeficiente de disipación de calor, propio de cada cuba (tanque o caja) son la profundidad de las ondulaciones (corrugado), el paso de las mismas, la relación entre la anchura del canal de aire y de aceite, y la altura de la superficie ondulada. Se muestra en la Figura 1-11, resultados experimentales de numerosos ensayos, que la práctica señala como aceptable.

En la refrigeración solo se cuenta la superficie de las ondulaciones. La segunda curva indica la superficie de aleta que resulta por metro lineal.

El coeficiente de refrigeración en W/m^2 se refiere aquí al incremento máximo de temperatura del aceite, admitido en $55^\circ C$, con una reserva de $5^\circ C$ respecto a $60^\circ C$ cuando lleva depósito conservador (recipiente adicional, generalmente cilíndrico, que permite la dilatación del aceite producto de los incrementos de temperatura).

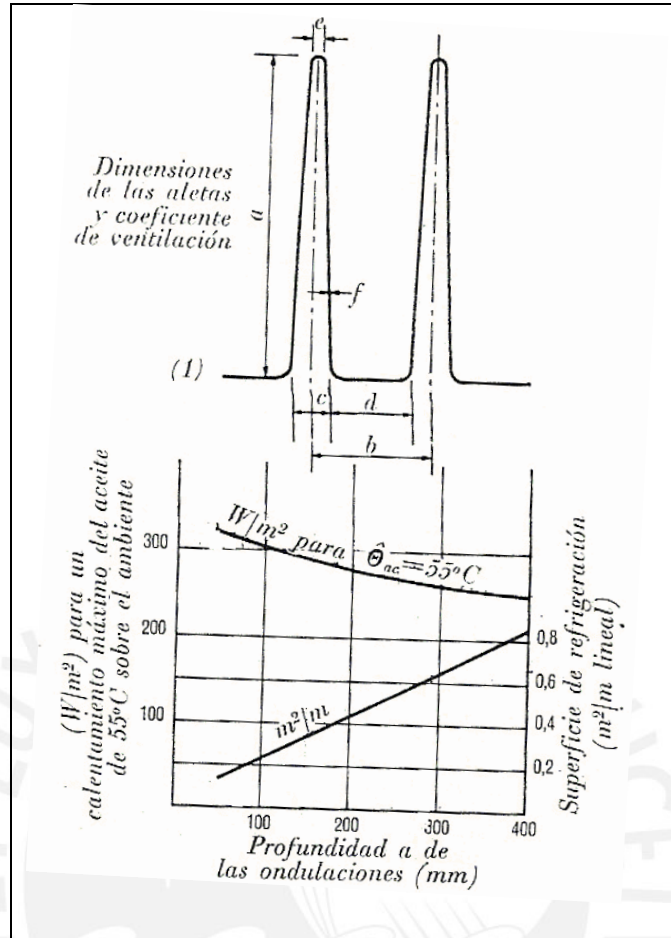


Figura 1-11 Coeficiente de Transferencia de Calor [2].

TABLA 1.1 Coeficiente de ventilación para tanques de paneles corrugados [2]

Tipo	a	b	C	d	e	F	m ² /m	Vol. de Aceite l/m
1	50	40	9	31	3	0.8	0.13	0.3
2	75	45	12	33	3	0.8	0.83	0.56
3	100	50	15	34	5	1	0.234	1
4	150	55	18	37	5	1	0.334	1.72
5	200	60	21	39	5	1.25	0.437	2.6
6	250	65	24	41	6	1.5	0.538	3.75
7	300	75	27	43	6	1.5	0.64	4.95
8	350	75	30	45	6	1.5	0.743	6.3
9	400	80	30	50	6	1.5	0.852	7.2

Si el calentamiento superior del aceite es distinto que 55°C, el coeficiente de refrigeración en W / m^2 , que correspondería de la figura anterior, debe corregirse según el factor indicado en la Figura 1-12.

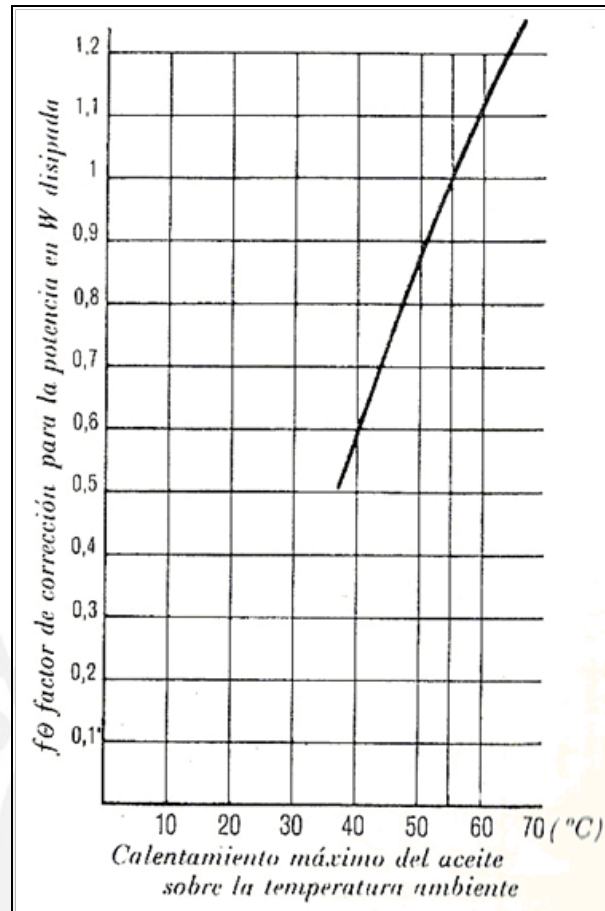


Figura 1-12 Factor de corrección para el coeficiente de ventilación de las ondulaciones según la temperatura del aceite [2]

1.7.3 Métodos Numéricos.

Existe en la actualidad softwares especializados en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) que permiten evaluar y optimizar el comportamiento térmico. En la figura se muestra un mapa de temperaturas en un Transformador de distribución de 2MVA, con paneles corrugados de 300mm de profundidad. Es posible, con el uso de estas herramientas estimar la temperatura de equilibrio térmico, considerando diferentes escenarios (cargas de operación, temperatura ambiente, humedad del aire, etc.), con la posibilidad optimizar los transformadores, dimensionando adecuadamente los canales de refrigeración en los bobinados facilitando el flujo del aceite para extraer el calor desde los intersticios del mismo. Logrando así prepararlos para trabajar con densidades

de corriente en los devanados que se traduzcan en reducción en los costos de fabricación.

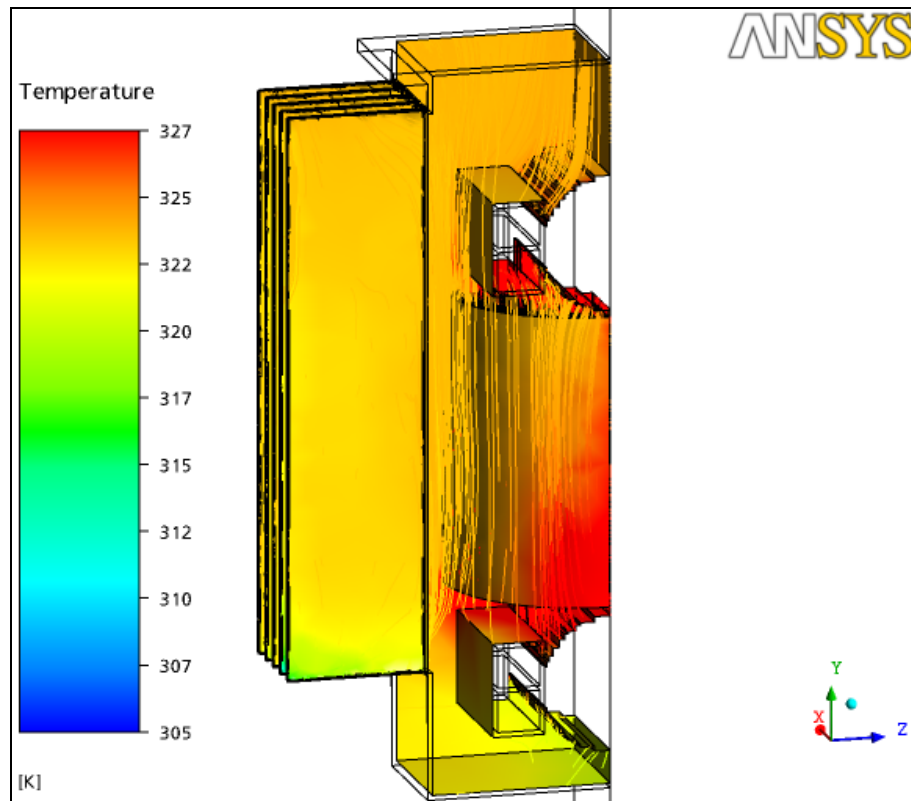


Figura 1-13 Distribución de temperatura en el aceite de un Transformador de 2MVA

Bibliografía

1. **Martignoni, Alfonso.** *Transformadores.* Sao Paulo: GLOBO, 1969, p1.
2. **Corrales Martin, Juan.** *Teoría, Cálculo y Construcción de Transformadores.* Barcelona: Labor, 1969, p3.
3. **Mujal Rosas, Ramón.** *Tecnología Eléctrica.* S.l.: Ediciones UPC, 2000, p218.
4. **Winders, John.** *Power Transformers - Principles and Applications.* Allentown, Pennsylvania: Marcel Dekker, p71.
5. **Corrales Martin, Juan.** *Op. Cit.,* p3.
6. **Harlow, James H.** *Electric Power Transformer Engineering.* Boca Raton, Florida: CRC Press, 2001, 2002, cap. 2.2.
7. **ABB.** *Transformer Handbook.* Zürich: ABB, 2004, cap 2.3.
8. **Heathcote, Martin J.** *The J&P Transformer Book.* Madras, India: Newnes, 1998, p156.
9. Ibit.
10. **Martignoni, Alfonso.** *Op. Cit.,* p197.
11. **Heathcote, Martin J.** *Op. Cit.,* p164.
12. **Heathcote, Martin J.** *Op. Cit.,* p165.
13. **Martignoni, Alfonso.** *Op. Cit.,* p233.
14. **Martignoni, Alfonso.** *Op. Cit.,* p232.
15. **Corrales Martin, Juan.** *Op. Cit.,* p486.
16. **C57.12.00.** *Standard General Requirements for Liquid-Immersed Distribution, Power, and Regulating Transformers.* New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2000.

CAPITULO 2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

El empleo de los métodos de diseño tiene como objeto principal ordenar el proceso creativo del diseñador, así como optimizar tiempo y recursos hasta límites deseados.

Para el desarrollo de este proyecto se ha empleado “El método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño”; el cual tiene la cualidad de poder ser manejado fácilmente por el diseñador con o sin experiencia, siendo las metas que él se trace las que regularán el grado de abstracción y concretización a aplicarse sobre la actividad en la cual el método deba incurrir.

Éste método optimiza en cada una de sus fases obligando al diseñador buscar criterios de evaluación que le conduzcan a dicha optimización; el diseñador recibe y entrega las mejores soluciones, incrementando así su rendimiento.

Se presentan cuatro actividades básicas durante el proceso de diseño planteado por ésta metodología:

- 1. Comprensión de la solicitud*
- 2. Concepción de la solución*
- 3. Elaboración del proyecto*
- 4. Elaboración de detalles*

En general, se puede apreciar cuatro marcadas fases durante el diseño: Fase I - Información, Fase II - Creación, Fase III - Desarrollo y la Fase IV – Elaboración de la Ingeniería de Detalle.

2.1 Concepción de la Solicitud.

Con el propósito de comprender y lograr una compenetración con el problema, es necesario recopilar la información necesaria para cumplir con los requerimientos del

cliente. Dado que muchas veces la información proporcionada es deficiente se debe averiguar el estado actual de la tecnología empleada para el desarrollo del problema en cuestión. Se sabe además que la solución de un problema y la calidad de éste, depende del grado de información técnica que posee y procesa el diseñador. Para tal efecto, se investigó el tema, obteniendo la información que se muestra a continuación.

2.1.1 Estado de la Tecnología.

En la actualidad, y desde hace varias décadas, se ha venido desarrollando mecanismos con propósitos similares, siendo posible acceder a éstas a través del sistema de patentes, las que se utilizarán como referencia para desarrollar un sistema que se adapte a las necesidades de nuestra industria.

- Máquina para producir ondulaciones profundas de planchas metálicas.

Dedicada a la producción de intercambiadores de calor de los transformadores enfriados por aceite, de acuerdo a un procedimiento conocido como ondulado continuo que es cortado en una cizalla hidráulica. Además crea una hendidura en un lado de la ondulación que posteriormente es soldada para proveer mayor rigidez al plegado pudiendo soportar así mayores presiones de trabajo provocadas por el incremento de temperatura del aceite.

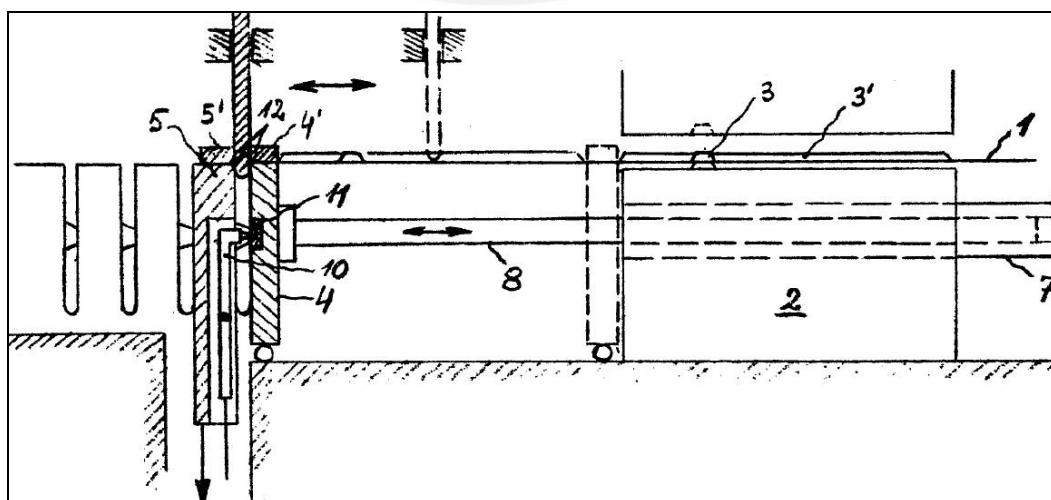


Figura 2-1 Máquina para hacer ondulaciones [1]

- Proceso para el plegado de chapas metálicas.

Procedimiento y dispositivo para crear pliegues profundos no convencionales, realizados uno a la vez. Se utilizan en particular para aumentar la superficie de transferencia de calor entre una pared plana y los medios de comunicación adyacentes.

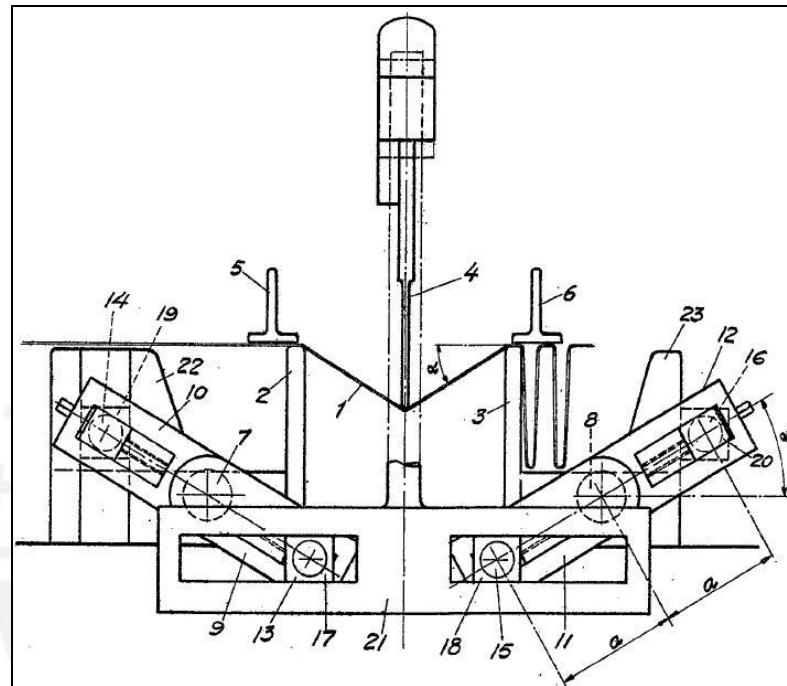


Figura 2-2 Máquina Plegadora [2]

- Máquina para el conformado de placas metálicas.

Aparato para transformar placas metálicas relativamente delgadas, deformables y lisas en configuraciones acanaladas a través de la plancha, realizadas gracias al trabajo secuencial de cuatro actuadores hidráulicos, acoplados a matrices que darán forma a la superficie corrugada, dispuestos verticalmente.

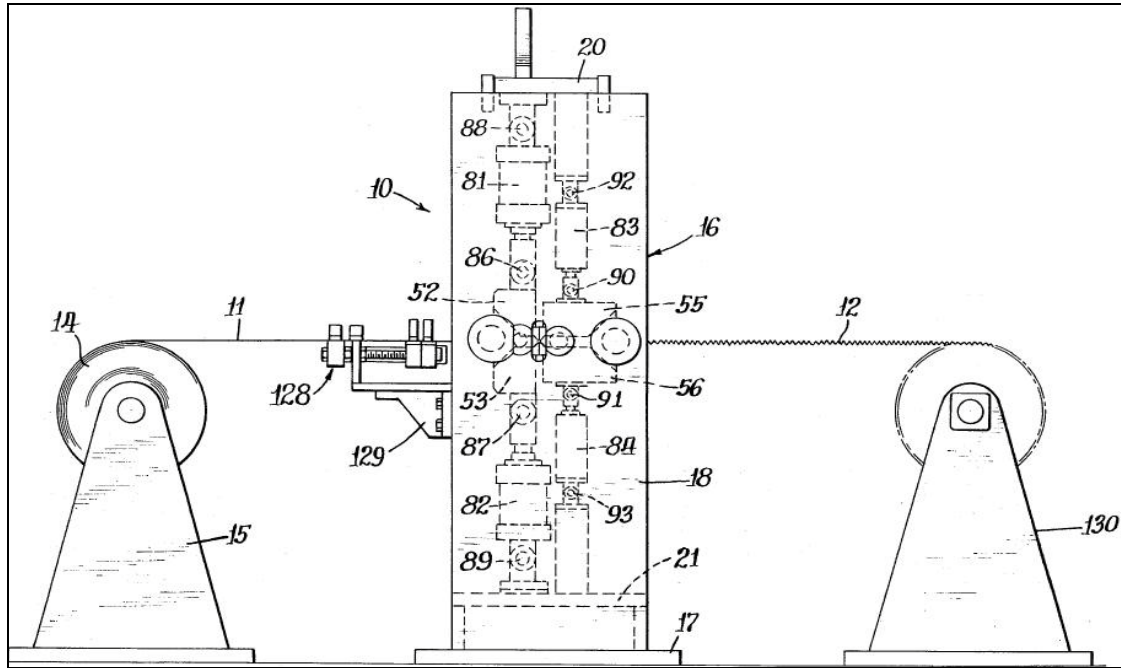


Figura 2-3 Máquina Corrugadora [3]

- Método para la obtención de ondulaciones regulares de gran profundidad, de paso y forma variable, a partir de planchas metálicas.

Proceso que permite obtener un plegado doble de gran corrugado, de rizado alto y estrecho, con grandes anchos de desarrollo, en particular de láminas metálicas. Éstos corrugados se emplean en las paredes de transformadores en baño de aceite, en los que se requieren para incrementar la superficie de refrigeración en relación con el volumen de éstos.

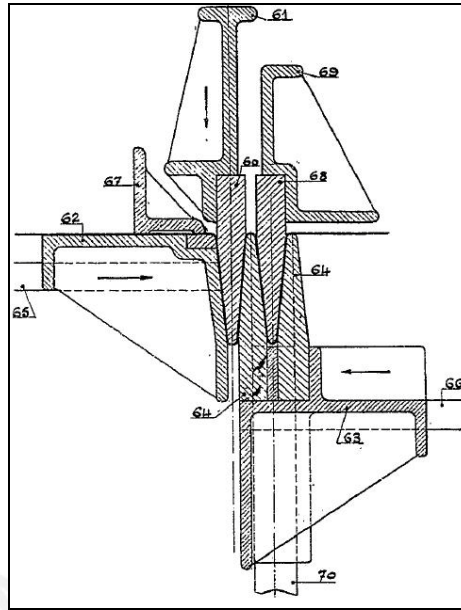


Figura 2-4 Máquina Onduladora [4]

- Máquina para hacer plegados paralelos

Máquina para doblar la chapa en pliegues continuos. Para este propósito, un acuerdo se ha propuesto, en el que dos matrices giran alrededor de ejes paralelos entre sí y son alternativamente presionados contra dos matrices que se insertan en cada uno de los pliegues pre realizado.

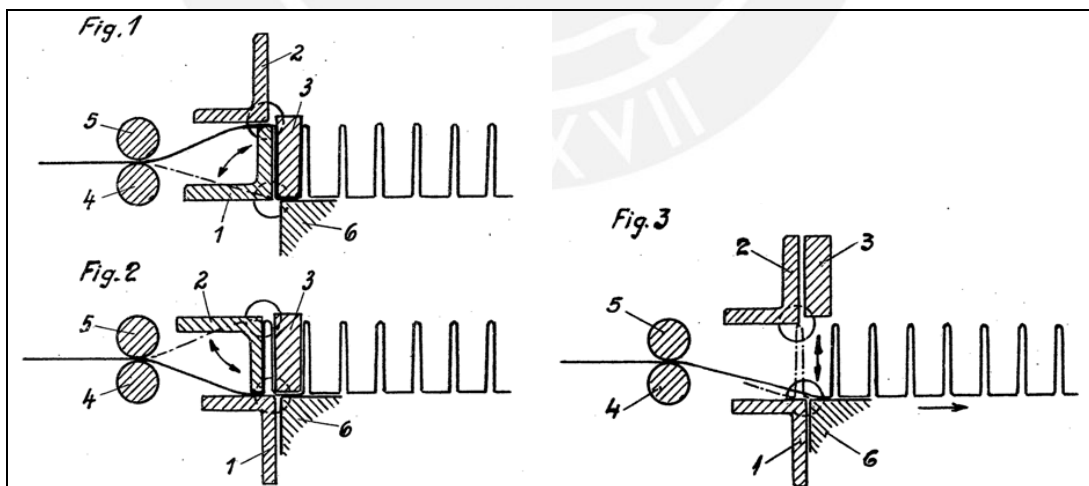


Figura 2-5 Máquina Plegadora [5]

- Máquina para hacer plegados paralelos

Máquina para la fabricación de paredes de acero corrugado de planchas de metal que se utilizan específicamente para transformadores de aceite. Consiste en una prensa en forma de onda y una matriz con las crestas formadas en conformidad con ella.

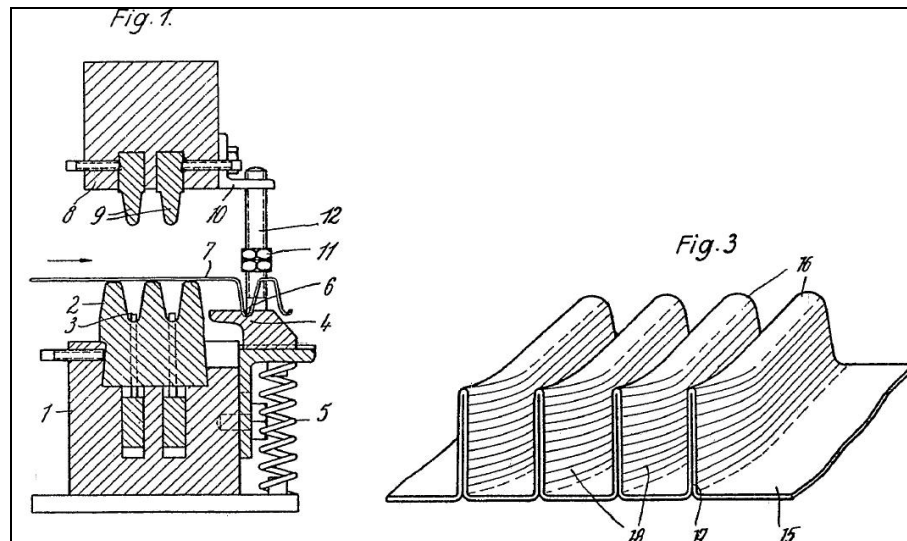


Figura 2-6 Máquina Plegadora [6]

Adicionalmente se muestra dos procedimientos dedicados a lograr el adecuado hermetismo de los paneles corrugados, para tal efecto será necesario deformar y soldar las aristas de cada ondulación.

- Soldadura del borde para paneles corrugados.

Procedimiento de soldadura para fabricar paneles de refrigeración de transformadores. Incluye una abrazadera, que comprime los bordes de las ondulaciones, y una antorcha de soldadura, cuya posición se ajusta mediante un husillo roscado. La longitud de las mordazas corresponde a la profundidad de las ondulaciones. La antorcha se mueve hacia arriba y hacia abajo mientras la pinza se aprieta los bordes.

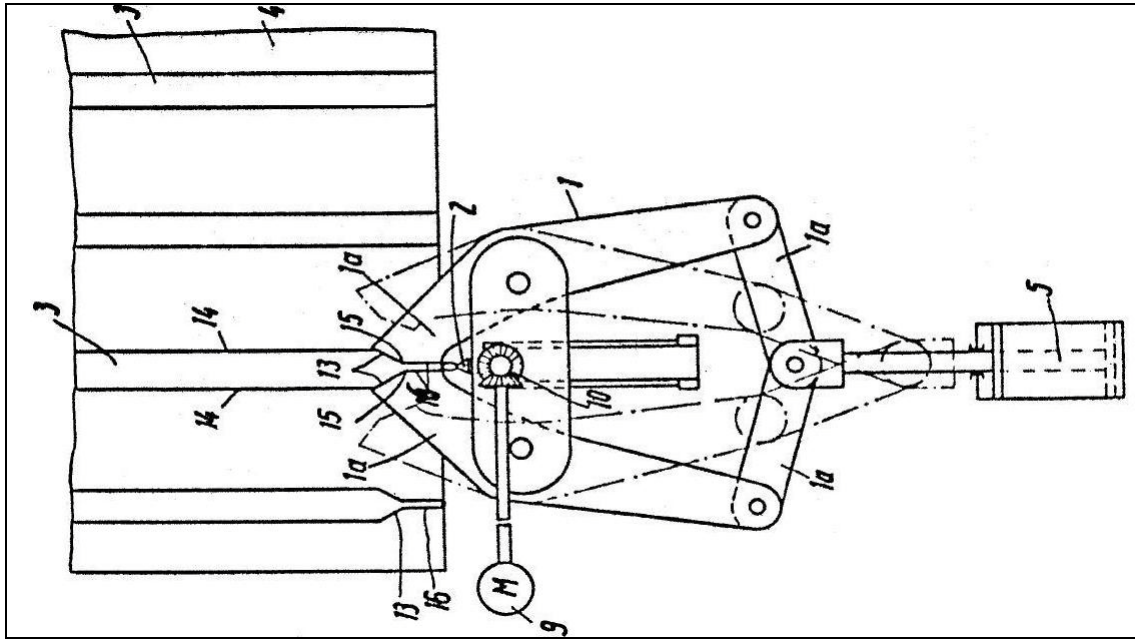


Figura 2-7 Máquina soldadora de aristas [7]

- Máquina para hacer ondulaciones paralelas y luego soldarlas.

Máquina para la formación de pliegues paralelos en una plancha de metal y para la soldadura de cada uno de estos pliegues en su extremo longitudinal, comprende, por el lado de la hoja de metal, una matriz de flexión, compuesto de dos placas perpendiculares a la chapa hay entre estas un espacio en el que es utilizado para introducir un punzón o un cuchillo perpendicular a la lámina de metal. Una antorcha de soldadura se desliza verticalmente y garantiza la soldadura de los dos labios de la plancha metálica.

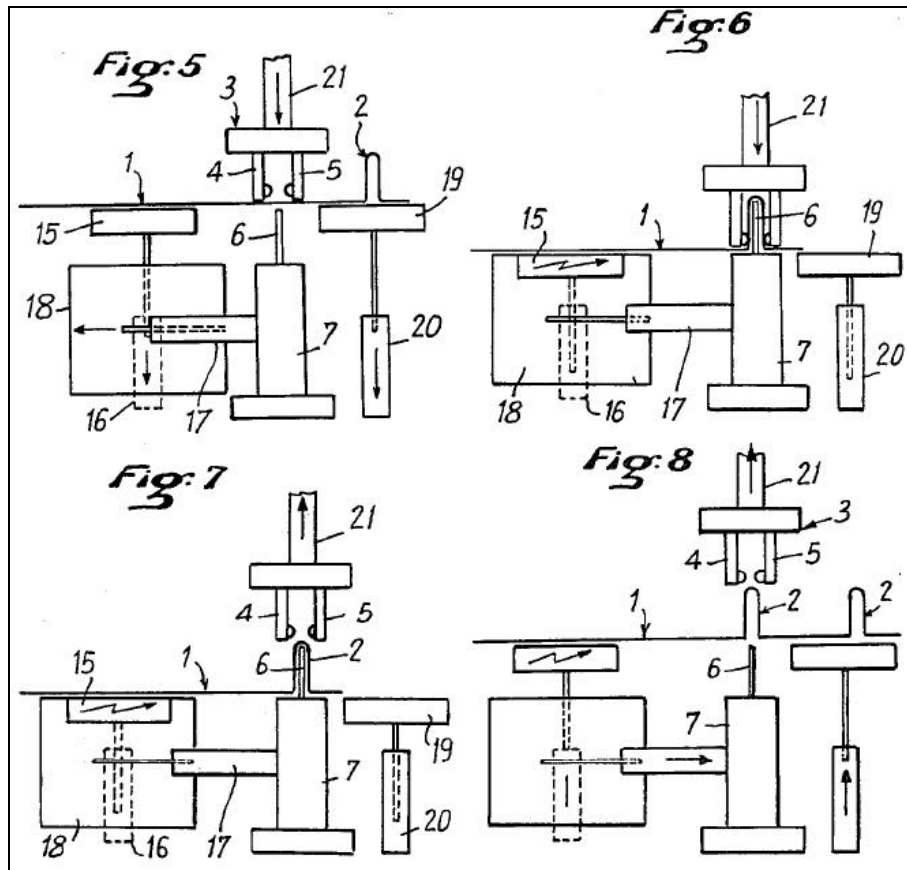


Figura 2-8 Esquema de una Maquina plegadora y soldadora de aristas [8]

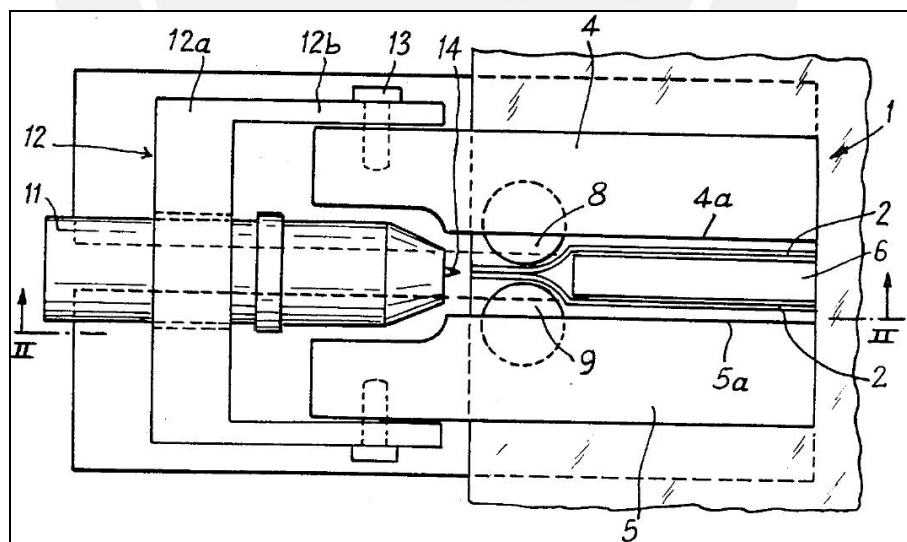


Figura 2-9 Esquema de una Maquina plegadora y soldadora de aristas [8]

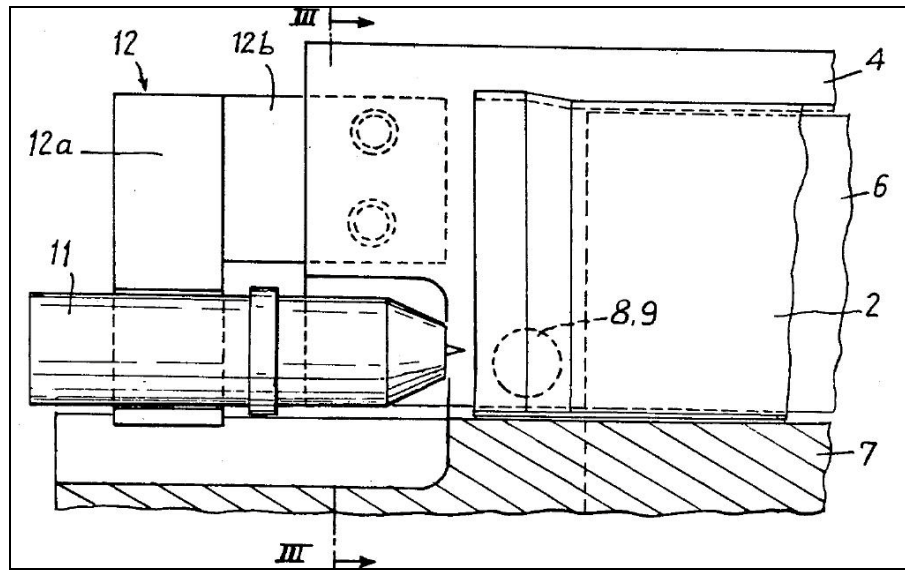


Figura 2-10 Esquema de una Máquina plegadora y soldadora de aristas [8]

Descripción de los requerimientos

Los requerimientos o exigencias que deba cumplir la solución se formulan haciendo entre otras, las siguientes preguntas al cliente: ¿Cuál es la necesidad?, ¿Por qué y para qué se requiere satisfacer esta necesidad?, ¿Qué propiedades debe tener la solución?, ¿Qué propiedades no debe tener la solución?

Se presenta a continuación las exigencias o requerimientos que deberá cumplir la solución, en un formato denominado “Lista de exigencias”.

2.1.2 *Lista de Exigencias.*

TABLA 2.1 Lista de Exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 2
			Edición: Rev. 1
PROYECTO:		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR EN TRANSFORMADORES.	Fecha: 14/07/09
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Revisado: B.B.G.
			Elaborado: R.A.V.
PRIORIDAD	Deseo ó Exigencia	Descripción	Responsable
1	E	Elaborar paneles corrugados de dimensiones variables a partir de láminas de acero de bajo carbono, suministrado en bobinas.	
2	E	La velocidad de la máquina debe garantizar la productividad.	
3	E	Durante su operación, la máquina no deberá afectar la calidad de los paneles.	
4	E	Se utilizará energía eléctrica, y el consumo de ésta deberá ser eficiente.	
5	E	Se suministrará el material en bobinas hasta de 1500mm de ancho, con espesores de: <ul style="list-style-type: none"> ▪ 1.15mm ▪ 1.5mm ▪ 1.9mm 	
6	E	Deberá poseer un sistema de control centralizado, capaz de ser operado por un solo individuo.	
7	D	La altura de los dispositivos de operación (botoneras, mallas, alimentadores, etc.) estarán al alcance del operario.	
8	E	La máquina tendrá un diseño que no ponga el peligro la integridad física del operario, la máquina y el medio ambiente.	
9	E	La máquina podrá ser fabricada en talleres locales y se usarán materiales de fácil adquisición.	
10	E	La máquina deberá ser de fácil montaje e instalación.	
11	D	De ser posible la maquina será modular, de fácil reubicación.	
12	D	La operación de la máquina será sencilla de tal forma que no requiera capacitación especial para el operario.	
13	E	Fácil acceso a las partes que requieran lubricación y recambio de piezas de mayor desgaste.	

Notas:

E : Exigencia

D : Deseo

PRIORIDAD : Refleja el orden de prioridad del requerimiento para el diseño.

2.1.3 Plan de Trabajo.

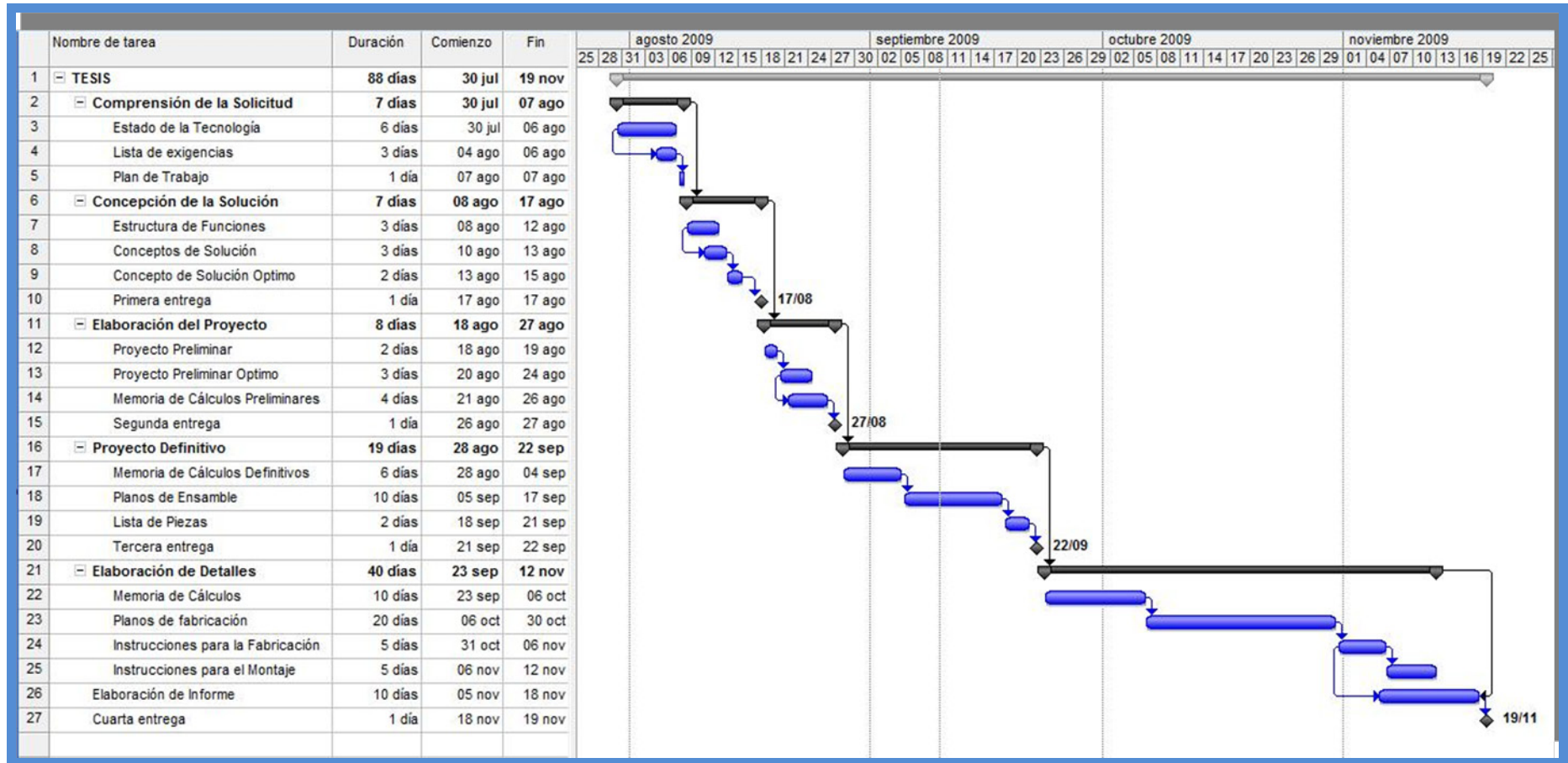


Figura 2-11 Plan de Trabajo

2.2 Elaboración del Concepto.

La elaboración del concepto se realiza después de detallar el problema a través de un proceso de abstracción.

La formulación de una estructura de funciones y la búsqueda de principios de solución apropiados para cada una de las funciones, así como el procesamiento de la combinación de los posibles caminos de solución, nos permitirán determinar un concepto óptimo de solución.

La elaboración del concepto tiene dos partes:

- La estructura de funciones.
- El concepto de solución.

Las funciones ordenadas y agrupadas adecuadamente pueden ofrecer una variedad de posibles soluciones que deben ser evaluadas para obtener la solución definitiva.

2.2.1 Abstracción.

Cualquier función, o una función total se puede representar en forma de una caja negra, (Black - box), donde sólo se tiene en cuenta 3 magnitudes básicas de entrada y salida: Materia, Energía y Señales.



Figura 2-12 Caja Negra

2.2.2 Estructura de Funciones.

En esta etapa se buscan todas las funciones que la máquina a diseñar debe cumplir para llevar a cabo su función principal.

Función Principal

Toda máquina o equipo se puede describir como una función total representada por caja negra donde ocurre una transformación, llamado proceso técnico. Para el presente proyecto, la función principal consiste en:

Elaborar Paneles Corrugados a partir de planchas de acero de bajo carbono suministrado en bobinas hasta $1500mm$ de ancho, con espesores hasta $2mm$.

Funciones Parciales

La función total de una máquina en la mayoría de casos puede subdividirse en funciones parciales que cumplen con un tarea específica dentro de ésta, logrando cumplir con el proceso técnico requerido.

1. Carga del material : Recepción y carga de las planchas en bobinas.
2. Alimentación : Suministro continuo de material.
3. Desplazamiento : Avance de la plancha.
4. Plegado de planchas : Doblar el material en cantidad, forma y dimensiones requeridas (profundidad de $50-300mm$ y paso de $40-70mm$).
5. Corte del panel : Seccionar transversalmente, separando de la bobina el panel plegado.
6. Acabado : Preparar las aristas para ser soldadas.
7. Soldeo : Sellado de cada ondulación creando una cavidad hermética.
8. Descarga : Retiro del producto elaborado.

La unión de las funciones parciales da origen a la estructura de funciones, la cual representa en detalle la función total. Estas funciones se pueden agrupar de diferentes formas, uniéndose o dividiéndose con el objetivo de obtener una combinación adecuada, las combinaciones obtenidas en este proceso deben ser evaluadas para las condiciones dadas, fijando las alternativas óptimas. Luego de analizar diversas configuraciones, se obtuvo la estructura de funciones óptima, la misma que se muestra en la siguiente figura:



Estructura de Funciones

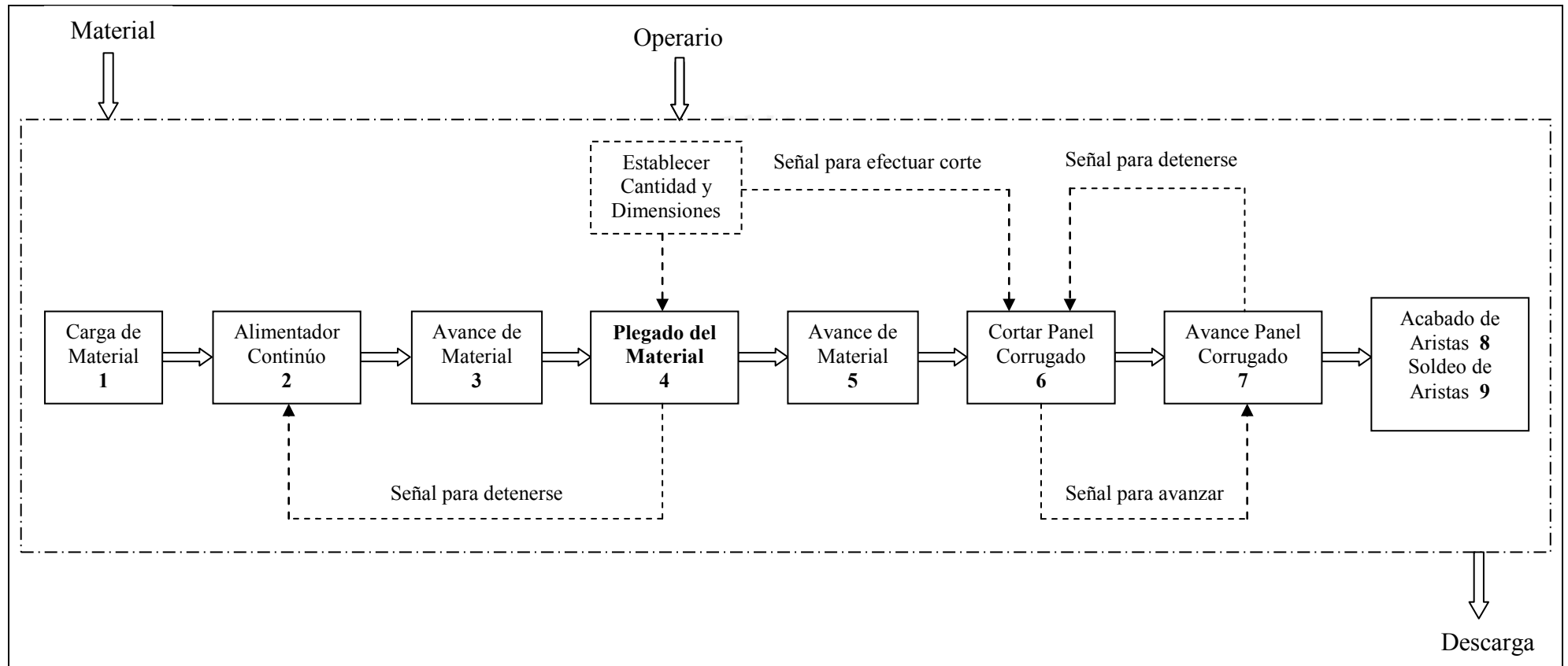


Figura 2-13 Estructura de Funciones.

2.2.3 *Concepto de Solución.*



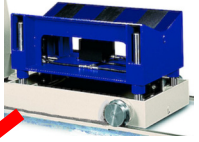




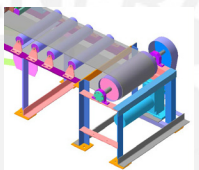
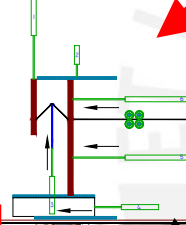
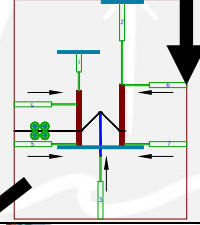
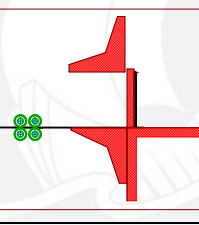
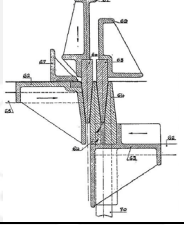
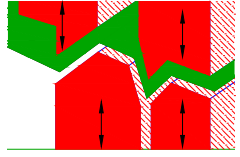

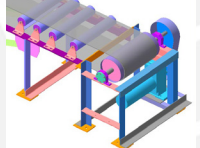
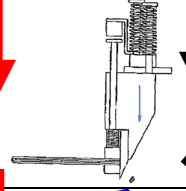
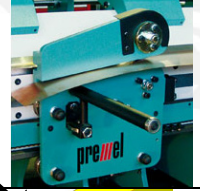
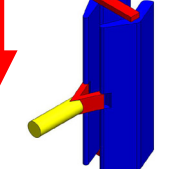
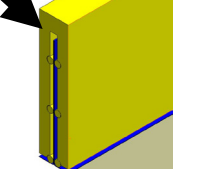
Cada sub-función o función parcial encontrada, se requiere un principio de trabajo o portador de función que concrete una *materialización de la estructura de trabajo* [12]. Estos principios de trabajo deben reflejar el efecto físico necesario para el cumplimiento de cada una de las funciones con características geométricas y de materiales adecuadas para el cumplimiento de su función.

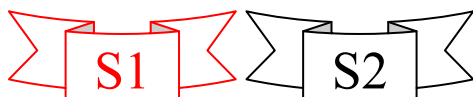
Entre las rutas para la selección de los principios tecnológicos encargados de satisfacer las sub-funciones, resalta la aplicación de un esquema ordenado en que se muestra cada una de las funciones parciales acompañada de todos los principios de solución, alternativas que satisfagan dicha función.

Estos portadores de función deben ser combinados de una manera lógica y físicamente compatible, en una estructura de trabajo para generar una solución global al problema. A partir de estas combinación de los portadores de función se obtiene un grupo de soluciones que en teoría suele ser amplio, sin embargo, la oportuna intervención del diseñador dejando de lado los principios o bloques funcionales que no cumplan con los requerimientos presentados en la lista de exigencias. Una pre-selección de éste tipo se realizó para la sub-función “Plegado”, para el cual se contaba con un significativo grupo de principios tecnológicos, sin embargo no todos cumplían con la exigencia de elaborar plegados de dimensiones variables y otros lo realizaban en forma de “V”, siendo necesario, por facilidad de desplazamiento, que esto sea posición de “V invertida”.

2.2.3.1 Matriz Morfológica.

TABLA 2.2 Matriz Morfológica.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
CARGA					
ALIMENTACION					
AVANCE					
PLEGADO					
AVANCE					
CORTE					
ACABADO DE ARISTAS					



2.2.3.2 Disposición Básica.

Se presenta, a manera de esquema la *solución cualitativa*, obtenida a partir de la matriz morfológica y la combinación de las posibles soluciones. Estas soluciones denominadas “Concepto de Solución”, son una idea aproximada de la disposición-relación de los portadores de función.

- Alternativa - S1

La primera alternativa de solución consta principalmente de:

Sub-sistema de Plegado: Conjunto de matrices accionadas por actuadores Hidráulicos dispuestos de tal forma que la plancha metálica sea plegada desde sus extremos cual sistema de ensayo de pandeo, mientras se aplica una carga transversal al centro del vano formado entre los puntos de sujeción de la plancha. Cabe resaltar que sólo uno de estos puntos de sujeción se desplaza y el segundo, se mantiene fijo.

Sub-sistema de Corte:

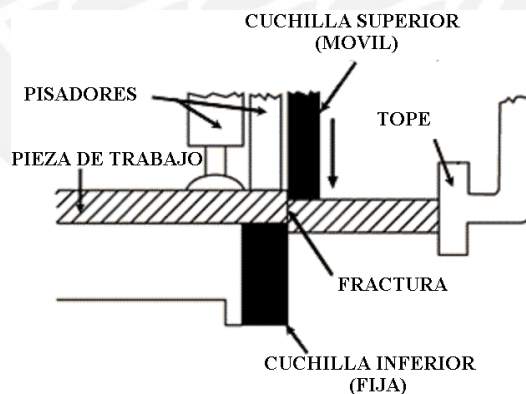


Figura 2-14 Esquema proceso de corte

Sub-sistema Transporte: Formado por una mesa con rodillos transportadores.

Sub-sistema de Deformado de Aristas: Formado principalmente consta de una pareja de pinzas dispuesta en los extremos del panel corrugado formadas con la plancha, y una

cuchilla a manera de molde, que se introduce en cada ondulación. En conjunto deforman los extremos, uniéndoles para posteriormente ser soldados y lograr el hermetismo deseado.

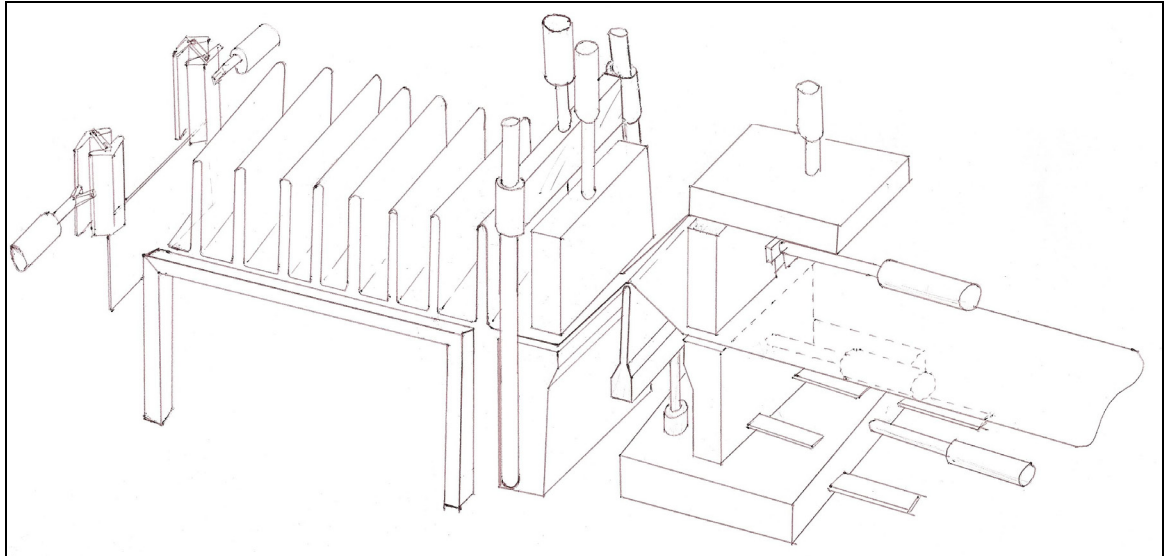


Figura 2-15 Concepto de Solución S1

- Alternativa - S2

La segunda alternativa de solución consta principalmente de:

Sub-sistema de Plegado: Principio análogo al aplicado en la alternativa anterior, con la diferencia que son ambos puntos de apoyo quienes se desplazan hacia el centro del vano formado por estos y la carga transversal es aplicada desde un punto fijo.

Sub-sistema de Corte: Formado por una cizalla, encargada de separar el panel corrugado ya elaborado de la plancha continua.

Sub-sistema de Deformado de Aristas: Conformado por un molde externo provisto de rodillos en sus extremos, y un molde interno (análogo al utilizado en la alternativa 1) deforman los extremos de cada ondulación.

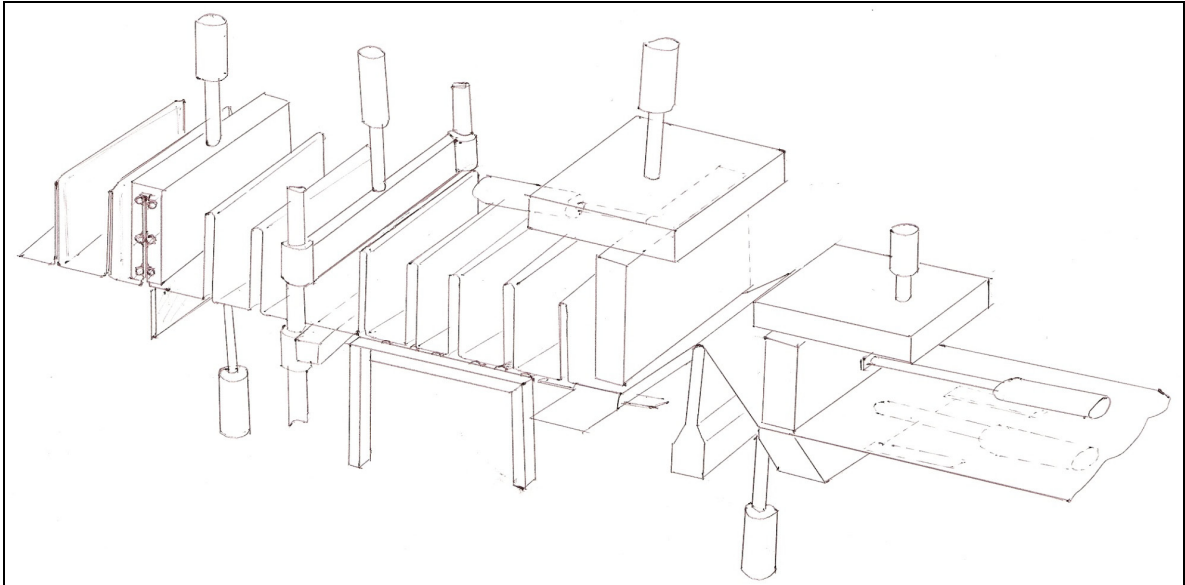


Figura 2-16 Concepto de Solución S2

2.2.3.3 Evaluación del Concepto de Solución.

El primer paso en cualquier método de evaluación es definir un conjunto de objetivos a partir de los cuales deriva los criterios para la evaluación. Los objetivos derivan de la lista de exigencias, consideran factores técnicos y económicos, requerimientos de los usuarios, requerimientos de seguridad, y normativas que parametrizan el desarrollo del diseño.

En la *Tabla 2.1* se muestra comparación inicial de ambas alternativas, considerando criterios de evaluación técnica (1-12) y económica (13-22), respecto a una solución ideal, con calificativo 1, y la alternativa 1 y 2, con 0.8 y 0.75 respectivamente.

Se aprecia en la evaluación inicial, que la validez de ambos conceptos es similar, por ende se requiere buscar otro criterio de evaluación u optimizar el existente; una forma de lograrlo es adicionando un criterio de ponderación, priorizando, de acuerdo a la lista de exigencias, los requerimientos de mayor relevancia técnica y económica. *Definir el*

valor de la importancia de los criterios permite al diseñador priorizar determinados objetivos en relación a otros. Los criterios pueden ser obtenidos a través de:

TABLA 2.3 Evaluación del Concepto de Solución.

N°	Criterios Técnicos y Económicos	Soluciones		
		S1	S2	S ideal
1	Eficiencia	3	3	4
2	Seguridad	3	3	4
3	Rapidez	3	2	4
4	Estabilidad	3	2	4
5	Manipulación	3	3	4
6	Confiabilidad	3	3	4
7	Facilidad de manejo	2	2	4
8	Transportabilidad	3	3	4
9	Calidad de trabajo	4	4	4
10	Complejidad	3	3	4
11	Lista de exigencias	4	4	4
12	Automatización	4	4	4
13	Número de piezas	3	3	4
14	Fácil adquisición de los materiales	3	2	4
15	Productividad	3	3	4
16	Costos diversos	3	3	4
17	Pocos desperdicios	4	4	4
18	Numero de operarios	4	4	4
19	Costo de tecnología	3	3	4
20	Facilidad de montaje	3	2	4
21	Facilidad de mantenimiento	3	3	4
22	Costo de operación	3	3	4
Total		70	66	88
Evaluación (%)		0.80	0.75	1

Especificaciones: definiciones sobre la forma en que los objetivos de proyecto pueden ser alcanzados.

Cinemática: relacionan las entradas y salidas de movimiento expresadas por los componentes de la alternativa.

TABLA 2.4 Evaluación Económica del Concepto de Solución.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS							Área de Diseño y Manufactura	
Valor Económico (yi)								
PROYECTO: MAQUINA PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS								
p: Puntaje de 0 a 4			0= No Satisface			2= Suficiente		
g: Peso ponderado en función de los criterios de evaluación			1= Aceptable a las justas			3= Bien		
						4=Muy bien (ideal)		
<i>Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos</i>								
Variantes de Concepto			Solución S1		Solución S2		Solución ideal	
<i>N°</i>	<i>Criterios de evaluación</i>	<i>g</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>
1	Costo de Material	4	4	16	3	12	4	16
2	Costo de Fabricación	4	3	12	3	12	4	16
3	Costo de Mantenimiento	3	3	9	3	9	4	12
4	Costo de Mano de Obra	4	3	12	3	12	4	16
<i>Puntaje Máximo Σp o $\Sigma g.p$</i>		15	13	49	12	45	16	60
<i>Valor Económico yi</i>				0.82		0.75		

TABLA 2.5 Evaluación Técnica del Concepto de Solución.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS							Área de Diseño y Manufactura	
Valor Técnico (xi)								
PROYECTO: MAQUINA PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS								
p: Puntaje de 0 a 4			0= No Satisface			2= Suficiente		
g: Peso ponderado en función de los criterios de evaluación			1= Aceptable a las justas			3= Bien 4=Muy bien (ideal)		
<i>Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos</i>								
Variantes de Concepto			Solución S1		Solución S2		Solución ideal	
<i>Nº</i>	<i>Criterios de evaluación</i>	<i>g</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>	<i>p</i>	<i>g*p</i>
1	Función	4	4	16	4	16	4	16
2	Forma	3	4	12	3	9	4	12
3	Diseño	3	3	9	2	6	4	12
4	Seguridad	4	3	12	3	12	4	16
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	4	12
6	Fabricación	4	3	12	3	12	4	16
7	Control de calidad	3	3	9	3	9	4	12
8	Montaje	3	3	9	3	9	4	12
9	Transporte	3	3	9	3	9	4	12
10	Uso	4	4	16	3	12	4	16
11	Mantenimiento	3	3	9	3	9	4	12
<i>Puntaje Máximo Σp o $\Sigma g.p$</i>		37	36	122	33	112	44	148
<i>Valor Técnico xi</i>				0.82		0.76		

Los resultados de esta evaluación se muestran gráficamente en la Figura 2-17 manteniéndose la diferencia observada en la primera evaluación, respaldando la

decisión de seleccionar la Alternativa 1, la cual presenta una mayor velocidad y eficiencia al elaborar el producto, al mantener inmóvil el conjunto de ondulaciones realizadas, en cada nuevo plegado, mientras la segunda alternativa, requiere movilizarlas en cada operación, ocasionando un arrastre que posiblemente deteriore las ondulaciones ya realizadas.

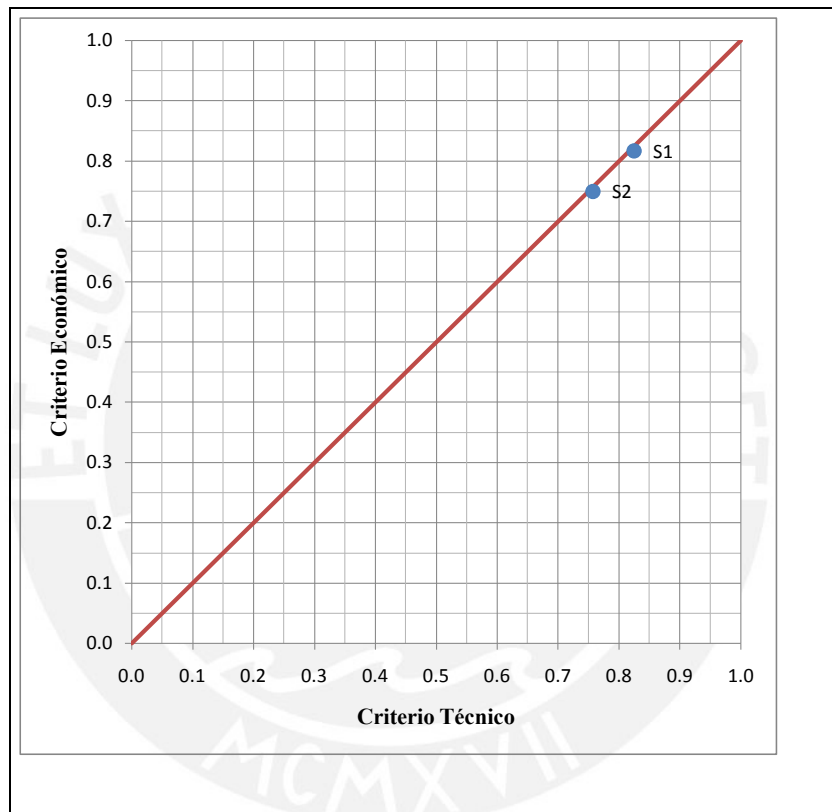


Figura 2-17 Diagrama de evaluación según VDI 2225

2.3 Elaboración del proyecto.

Para la elaboración del proyecto se hace necesario cumplir con una serie de requerimientos que en conjunto logran transformar la información proveniente de la lista de exigencias, de la estructura de funciones y del bosquejo de concepto de solución, llegando a desarrollar el proyecto definitivo. *Al proyectar se debe seguir tres reglas básicas para obtener resultados adecuados:*

Claridad: Uso adecuado de los conocimientos de la física y la tecnología, tales como Dinámica, Cinemática Mecánica de Fluidos, etc.

Simpleza: Economía en la fabricación y el uso, por ejemplo: Fabricación simple, montaje simple, poco peso, bajos costos de mantenimiento y funcionamiento.

Seguridad: Seguridad para las personas, máquinas y el medio ambiente.

2.3.1 Proyecto Preliminar.

De ésta etapa se espera obtener una disposición aproximada de los principales componentes. Cabe resaltar que la elaboración del presente proyecto se enfocará fundamentalmente a la función principal: “Proceso de Plegado”.

Durante el desarrollo del proyecto aparecen funciones adicionales que deberán solucionarse.

En la **Figura 2-18**, **Figura 2-19** y **Figura 2-20**, se muestra la evolución del proyecto, desde el principio tecnológico, el concepto de solución y la materialización de éste en un bosquejo burdo de dimensiones aproximadas, denominado Proyecto Preliminar.

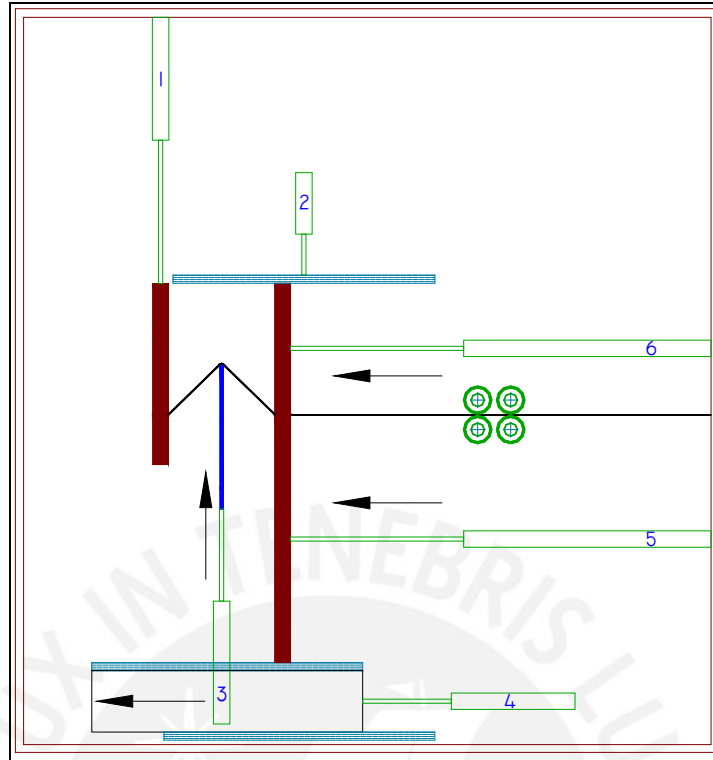


Figura 2-18 Principio Tecnológico – Función Plegado

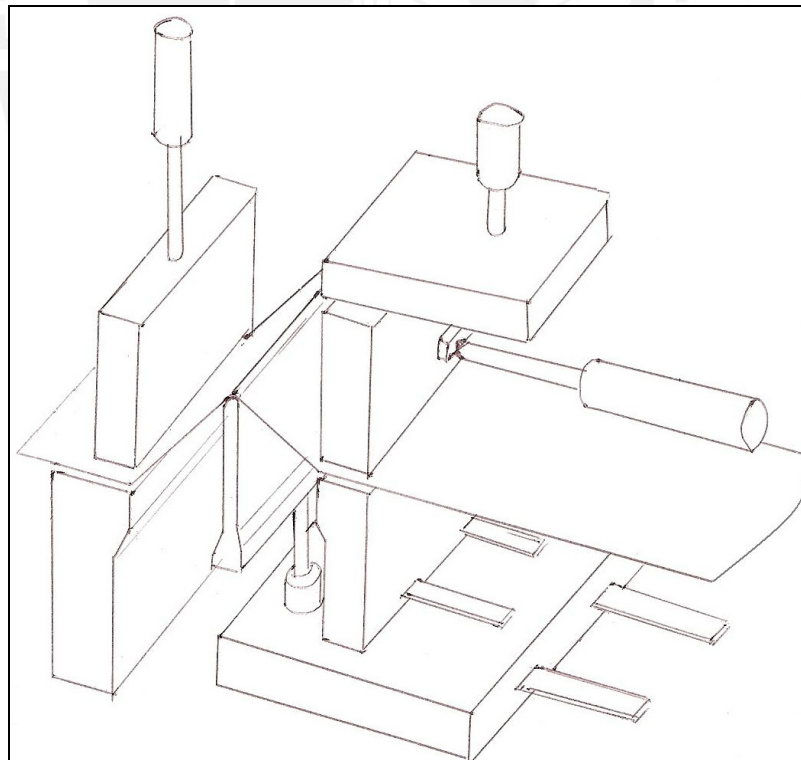


Figura 2-19 Concepto de Solución – Función Plegado

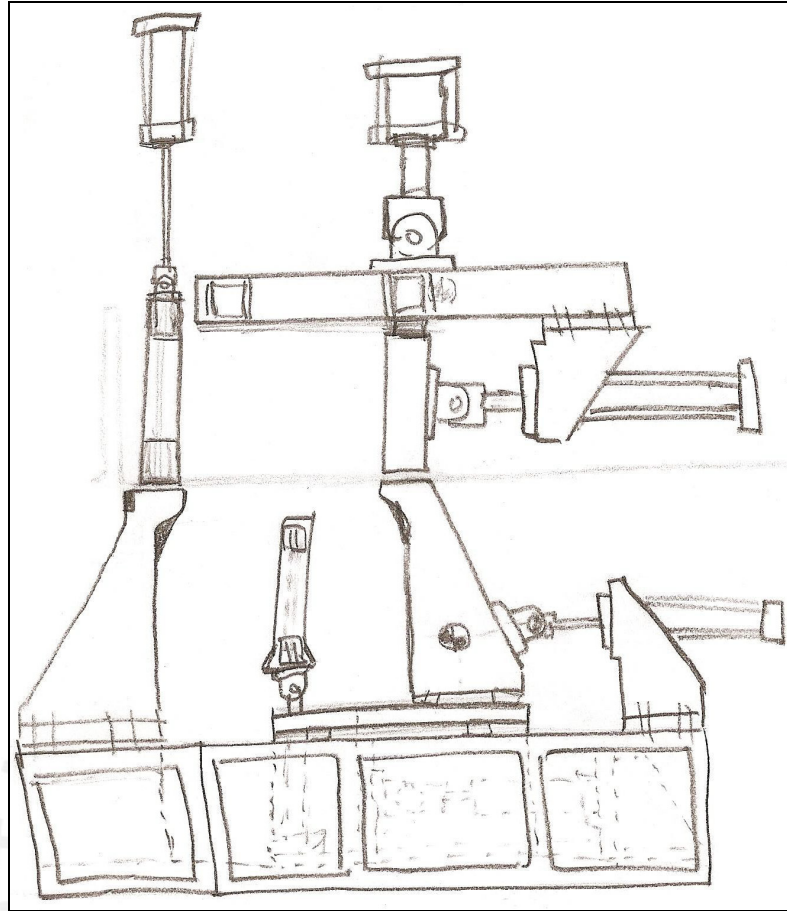


Figura 2-20 Bosquejo de proyecto preliminar

Para configurar todas las piezas, así como fijar la disposición entre ellas, se requiere:

- Determinar las medidas principales
- Averiguar las relaciones de espacio
- Calcular las medidas de las piezas.
- Escoger los materiales.
- Completar los conceptos de solución.
- Determinar los procesos de fabricación.
- Configurar las piezas y sus uniones.
- Determinar los grupos constructivos.
- Determinar las piezas a adquirir.

- Analizar los puntos débiles.
- Evaluar y escoger las mejores soluciones.

El proyecto preliminar continúa por un proceso de evolución, afinando la configuración de los portadores de función.

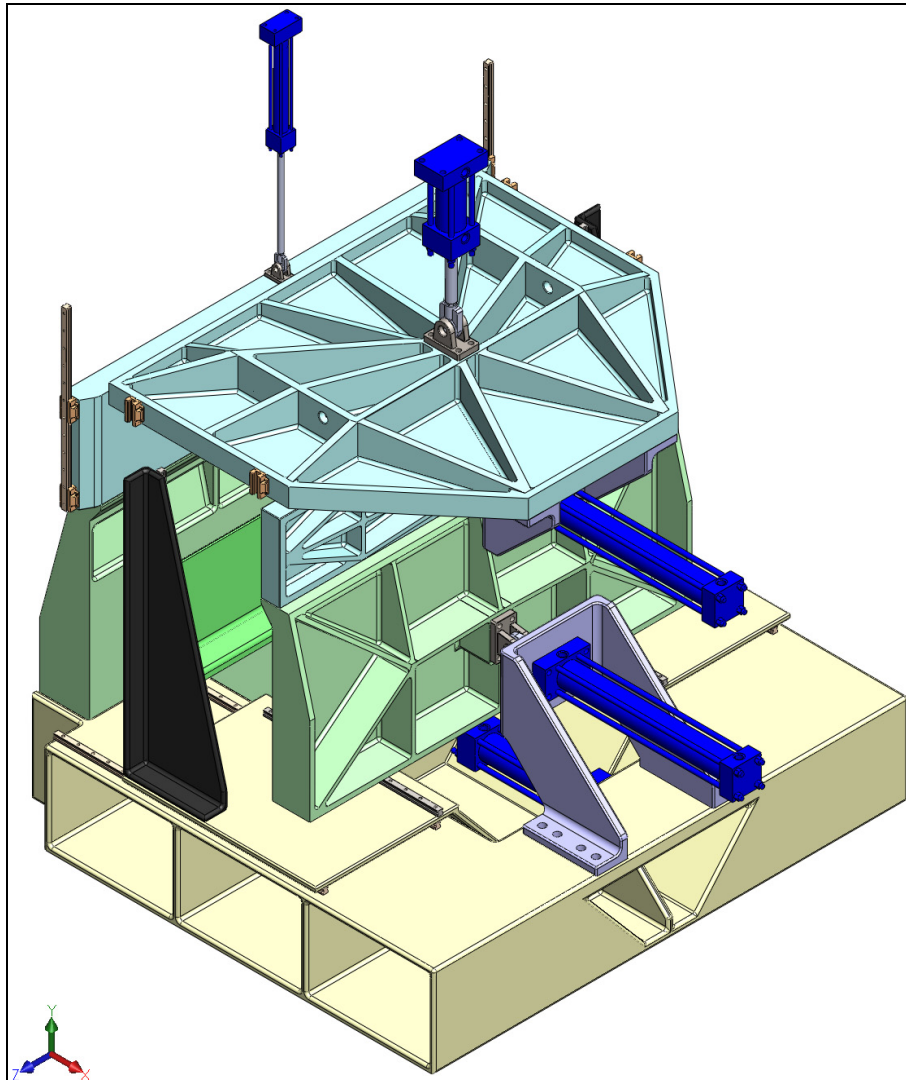


Figura 2-21 Proyecto preliminar óptimo

2.3.2 Proyecto Definitivo.

El objetivo es desarrollar una descripción completa de la estructura del proyecto. A pesar que proceso de diseño es evolutivo, y en algunas oportunidades, iterativo, se espera que la disposición encontrada en esta etapa sea definitiva.

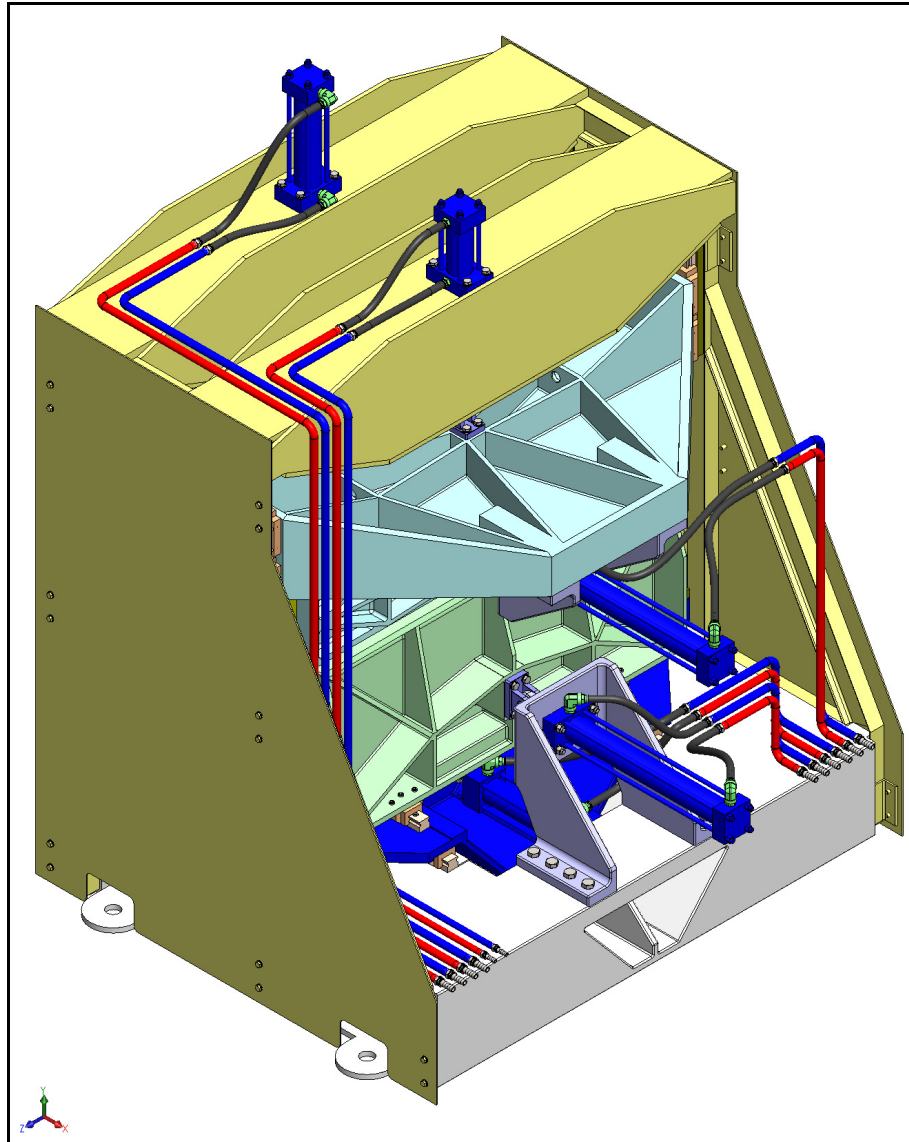


Figura 2-22 Proyecto Definitivo

Bibliografía

1. **Wilhelm Kemper.** *Verfahren zur Herstellung von vorzugsweise tiefen Wellen in Blech.* DE1452728A1 Alemania, 27 de Marzo de 1969.
2. **E. Nordahl, P. Bergman.** *Förfaringssätt för veckning av plåt.* SE63130C Suecia, 20 de Noviembre de 1924.
3. **K. Miller, P. Merrit, F. Fuller.** *Forming apparatus for sheet material.* US3892119A USA, 4 de Marzo de 1975.
4. **Macrez, M. Albert-Robert.** *Procédé permettant d'obtenir de hautes ondulations régulières, de pas réglable et de forme variable, avec les métaux et autres produits en feuilles.* FR548942A Francia, 15 de Marzo de 1922.
5. **Thureson Sten Thure.** *Maschine zum falten von blech in einander parallele falten.* DE951206C Alemania, 25 de Octubre de 1956.
6. **Akt, Siemens-Schukertwerke.** *Preßgesenk zum Herstellen von Wellblechwänden aus Blechtafeln.* DE601234C Alemania, 1 de Abril de 1931.
7. **Menk Apparatebau GMBH.** *Welding the edge of corrugated sheet metal.* BE755074 Belgica, 1 de Febrero de 1971.
8. **F. Delquié.** *Machine for forming parallel waves in a plate and for welding each wave at its longitudinal ends.* FR2584632 Francia, 16 de Enero de 1987.
9. **B Barriga.** *Metodos de Diseño en Ingeniería.* Lima, PUCP 2009.
10. **G. Pahl, W. Beitz.** *Engineering Design,* Londres: Springer, 2007.
11. **D. Moreira.** *Modelado y desarrollo de un modelo computacional de síntesis interactivo y multirrelacional para guiar la actividad de diseño en la fase conceptual.* España: UNIVERSITAT JAUME I, 2007.

CAPITULO 3. DISEÑO DE COMPONENTES MECÁNICOS.

Durante la elaboración del concepto de solución óptimo, se notó claramente una división del proceso en funciones parciales, las cuales serán cumplidas por los portadores de función seleccionados en el capítulo anterior, de los cuales, se analizará el núcleo principal de la Máquina Plegadora (Función de Plegado).

3.1 Proceso de Plegado.

El portador de función seleccionado principalmente de un grupo de actuadores Hidráulicos acoplados a matrices que a su vez deslizan sobre guías. Éste conjunto de elementos será ubicado y soportado adecuadamente por una estructura.

3.1.1 Dimensionado - Flexión de una Placa Metálica.

La presente sección ha sido extraída en esencia del libro *Mechanics of Sheet Metal Forming* [1], en el que se fundamenta el cálculo de esfuerzos y deformaciones durante el flexado de una placa metálica. Logrando cuantificar el momento flector necesario para este proceso; a partir del cual se logrará seleccionar y dimensionar los componentes que conforman el portador de función para este fin.

3.1.1.1 Variables.

Una plancha continua de una unidad de ancho, con una región de flexión cilíndrica, de radio de curvatura ρ un ángulo de flexión θ , un momento flector M y una tensión T , aplicada en la superficie media, como se muestra en la Figura 3-1.

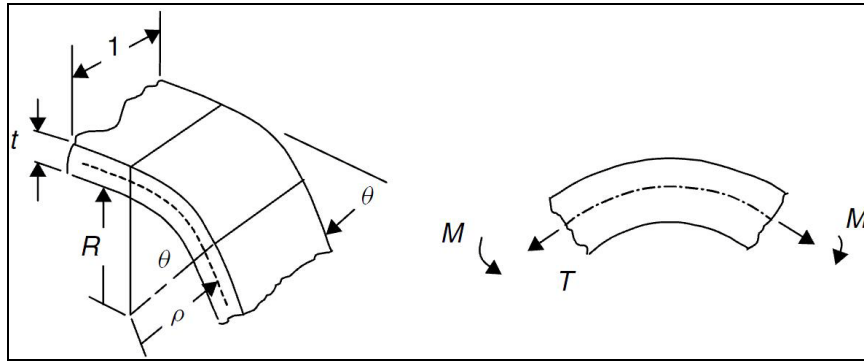


Figura 3-1 Segmento de Placa por unidad de ancho, sometido a flexión

Geometría y deformación unitaria durante la flexión.

Se asume que la sección plana normal a la placa se mantiene plana y normal durante la flexión, convergiendo en el centro de curvatura.

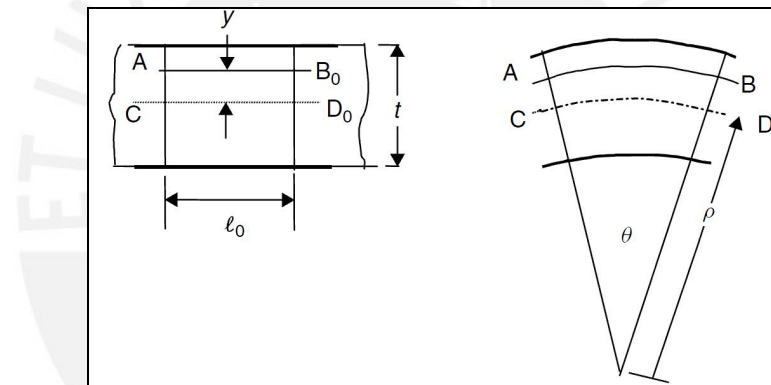


Figura 3-2 Deformación de una fibra durante el proceso de flexión

La línea CD_0 en la superficie media permanece constante durante la flexión, así, como se muestra en la Figura 3-2.

$$l_s = \rho\theta \tag{3.1}$$

La línea AB_0 a una distancia y desde la superficie media es:

$$l = \theta(\rho + y) = \rho\theta \left(1 + \frac{y}{\rho} \right) = l_s \left(1 + \frac{y}{\rho} \right) \tag{3.2}$$

La deformación unitaria axial de la línea AB_0 es:

$$\varepsilon_1 = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) = \ln\left(\frac{l_s}{l_0}\right) + \ln\left(1 + \frac{y}{\rho}\right) \quad (3.3)$$

Donde el primer término representa la deformación de la membrana media ε_a y el segundo término representa la deformación unitaria por flexión ε_b . Cuando el radio de curvatura es mayor a tres veces el espesor de la placa, es posible afirmar que:

$$\varepsilon_b = \ln\left(1 + \frac{y}{\rho}\right) \approx \frac{y}{\rho} \quad (3.4)$$

La distribución de la deformación unitaria es aproximadamente lineal, como se aprecia en la Figura 3-3.

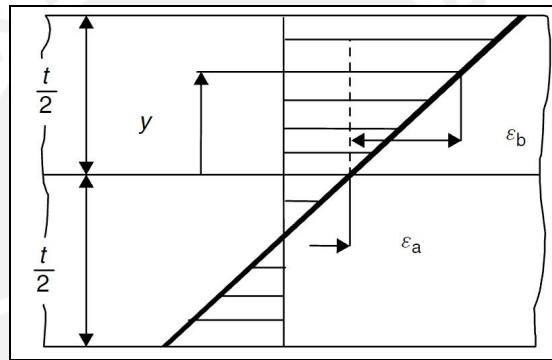


Figura 3-3 Distribución de la deformación unitaria asumida durante la flexión.

Si la deformación paralela a la flexión es nula, se asume una deformación plana. De tratarse de una deformación isotrópica:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1; \varepsilon_2 &= 0; \varepsilon_3 = -\varepsilon_1 \\ \sigma_1; \sigma_2 &= \sigma_1/2; \sigma_3 = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Para un caso general de estado de tensiones en un material isotrópico, la deformación unitaria y el esfuerzo equivalente es:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_1 + \sigma_2^2} \quad (3.6)$$

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{9} [(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2]}$$

Luego de aplicar la condicione iniciales se obtiene:

$$\sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_f = S \quad \varepsilon_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} \bar{\varepsilon} \quad (3.7)$$

3.1.1.2 Condición de equilibrio.

Considerando una distribución general de tensiones sobre una sección normal por unidad de ancho de una placa en flexión, como se muestra en la Figura 3-4. La fuerza actuando sobre el elemento diferencial de área es $\sigma_1 \times dy \times 1$. La tensión T en esta sección se encuentra en equilibrio con la integral de esta fuerza elemental.

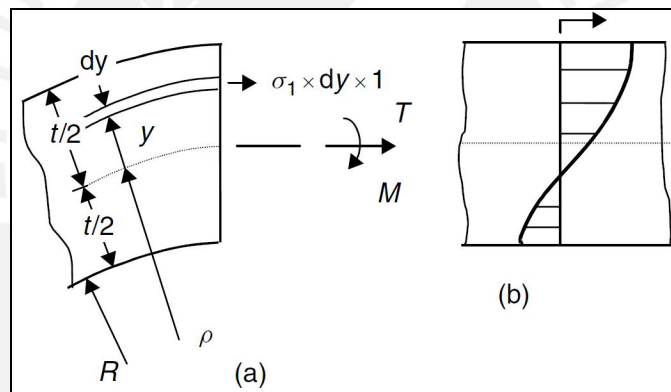


Figura 3-4 Diagrama de equilibrio (a) de una sección de por unidad de ancho y (b) una distribución típica de esfuerzos.

$$T = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_1 dy \quad (3.8)$$

Integrando el momento generado por la fuerza elemental $\sigma_1 \times dy \times 1$ por el brazo y:

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_1 y dy \quad (3.9)$$

Una tercera condición de equilibrio en sentido radial, como se muestra en la Figura 3-5.

$$T = P \rho \quad (3.10)$$

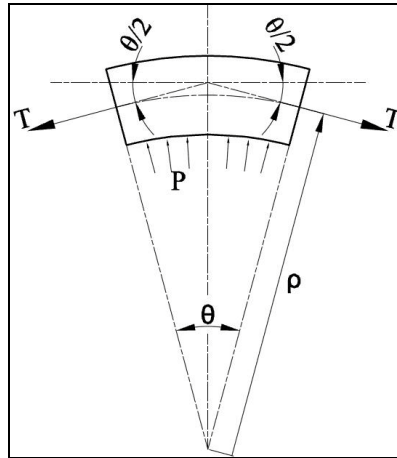


Figura 3-5 Diagrama de equilibrio radial

3.1.1.3 Modelos de Material.

Para distribución de deformaciones unitarias dada por la ecuación 3.3, la distribución de esfuerzos puede ser determinada si se conoce una ley correspondencia entre esfuerzos y deformaciones. En general el material puede tener un comportamiento elástico, plástico o de endurecimiento por deformación como se muestra en la Figura 3-6(a). La selección del modelo de material dependerá de la magnitud de las deformaciones unitarias durante el proceso de flexado, estas dependerán principalmente del ratio de flexión que a su vez se define como ρ/t .

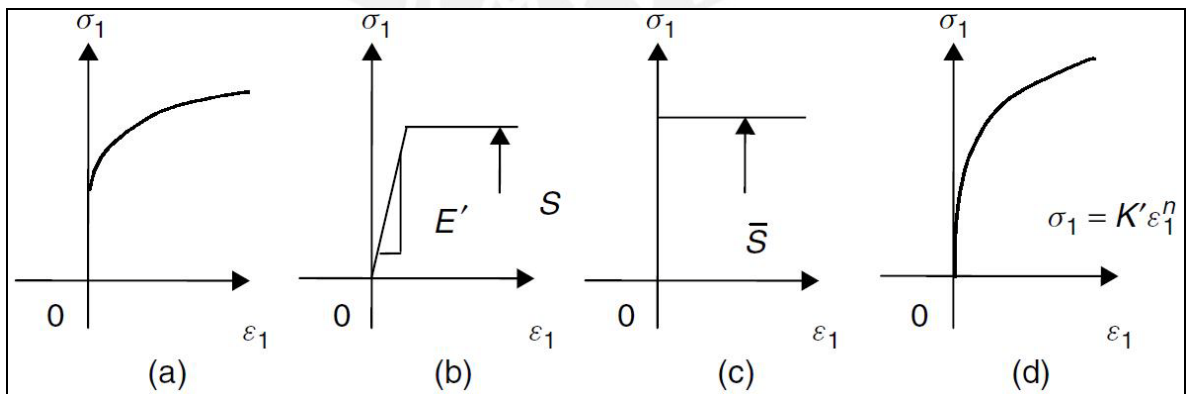


Figura 3-6 Modelos de Material para flexión. (a) Curva real esfuerzo-deformaciones. (b) Modelo Elástico, perfectamente plástico. (c) Modelo rígido, perfectamente elástico. (d) Modelo plástico con endurecimiento por deformación.

Modelo elástico, perfectamente plástico

Si el ratio de flexión no es inferior a 50, el endurecimiento por deformación es despreciable, pudiendo considerarse para este caso un modelo elástico, perfectamente plástico, a continuación se evaluarán éstas dos etapas.

Bajo el límite de fluencia S

$$\sigma_1 = E' \varepsilon_1 \quad (3.11)$$

Donde E' viene a ser el módulo de elasticidad para una deformación plana, siendo éste, ligeramente superior al módulo de elasticidad axial E , es decir:

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (3.12)$$

donde ν es el módulo de Poisson.

Para deformaciones grandes, superiores al esfuerzo de fluencia, éste puede ser considerado como constante.

$$\sigma_1 = S \quad (3.13)$$

Modelo rígido, perfectamente plástico

Para pequeños ratios de flexión, puede ser suficiente despreciar la deformación elástica y el endurecimiento por deformación, entonces será útil un modelo rígido, completamente elástico, es de este modo que:

$$\sigma_1 = \bar{S} \quad (3.14)$$

Donde \bar{S} es el valor promedio del esfuerzo de fluencia para el estado plano de tensiones, según la ecuación 3.7, si se conoce el rango de deformaciones, es estimado al igualar el área bajo la línea recta con el área sobre ésta, como se muestra en la Figura 3-7.

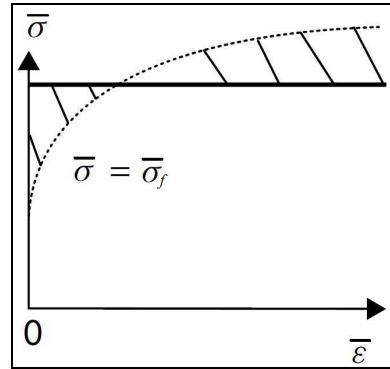


Figura 3-7 Límite de fluencia para un material rígido, perfectamente plástico

Modelo de endurecimiento por deformación

Cuando las deformaciones son grandes, la deformación elástica puede despreciarse, pudiéndose entonces emplearse el modelo de endurecimiento por deformación, mostrado en la Figura 3-6(d), donde:

$$\sigma_1 = K' \varepsilon_1^n \quad (3.15)$$

Para un material con diagrama esfuerzo-deformación conocido, de la forma

$$\sigma_1 = K \bar{\varepsilon}^n \quad (3.16)$$

El coeficiente K puede ser calculado usando la ecuación 3.7.

3.1.1.4 Flexión sin Tensión.

Bajo la premisa que el aporte de la tensión T en la fluencia del material es despreciable respecto al momento flector. De este momento se puede afirmar que cuando una plancha es doblada con sólo con un momento flector, sin tensión, el eje neutral se mantiene en el centro de la placa.

Este tipo de flexión es examinada para diferentes comportamientos de material, en esos casos se asume una distribución lineal de deformaciones mostrada en la Figura 3-8 y se aplicaran a las condiciones de equilibrio establecidas en las ecuaciones 3.8 y 3.9.

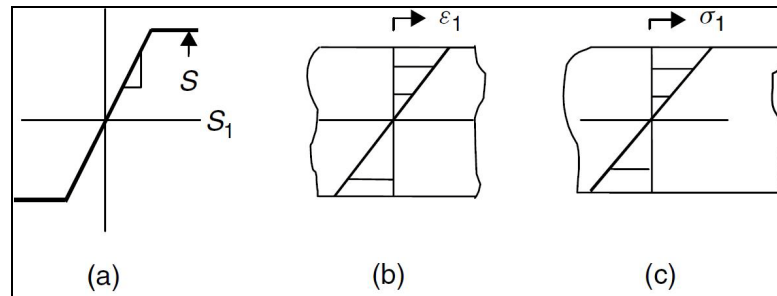


Figura 3-8 Flexión elástica de una placa. (a) Distribución de deformaciones.
(b) Distribución de esfuerzos

Flexión elástica

El modelo de material es ilustrado en la Figura 3-6(a), donde el esfuerzo de fluencia es S . La relación esfuerzo-deformaciones está dado por la ecuación 3.11, por distribución de deformaciones mostrada en la Figura 3-8, Figura 3-8(b) se obtiene la distribución de esfuerzos de la Figura 3-8 (c).

A una distancia y desde el eje neutral, el esfuerzo, de las ecuaciones 3.4 y 3.11, es:

$$\sigma_1 = E' \varepsilon_b = E' \frac{y}{\rho} \quad (3.17)$$

el momento flector en la sección, de la ecuación 3.9

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} \frac{E' y}{\rho} y dy = 2 \frac{E' t^{1/2}}{\rho} \int_0^{t/2} y^2 dy = \frac{E' t^3}{12\rho} \quad (3.18)$$

de la ecuación 3.17 se tiene:

$$\frac{y}{\rho} = \frac{\sigma_1}{y} \quad (3.19)$$

Luego, la ecuación 3.18 puede ser escrita

$$\frac{M}{I} = \frac{E'}{\rho} = \frac{\sigma_1}{y} \quad (3.20)$$

donde $I = t^3 / 12$ es el momento de inercia por unidad de ancho

El límite de flexión elástica ocurrirá cuando la superficie superior de la placa alcance el esfuerzo de fluencia S , en ese momento el momento flector estará dado por:

$$M_e = \frac{S}{t/2} \frac{t^3}{12} = \frac{St^2}{6} \quad (3.21)$$

y la curvatura para el momento flector elástico M_e será de 3.20:

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_e = \frac{2S}{E't} \quad (3.22)$$

Bajo el límite elástico, la relación momento flector-curvatura es lineal y se muestra en la Figura 3-9.

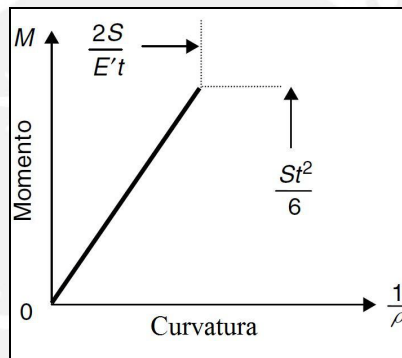


Figura 3-9 Diagrama Momento-Curvatura para una flexión elástica

Flexión rígida, completamente elástica

Si la curvatura es mayor a cinco veces el límite elástico de curvatura $(1/\rho)_e$ el esfuerzo será constante, según la ecuación 3.14, éste modelo es mostrado en la Figura 3-6(c). De la condición de equilibrio, ecuación 3.9 y tomando a $\sigma_1 = S$ se obtiene:

$$M_p = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_1 y dy = 2S \int_0^{t/2} y dy$$

$$M_p = \frac{St^2}{4} \quad (3.23)$$

En este caso el momento permanece constante durante la flexión, como en la Figura.

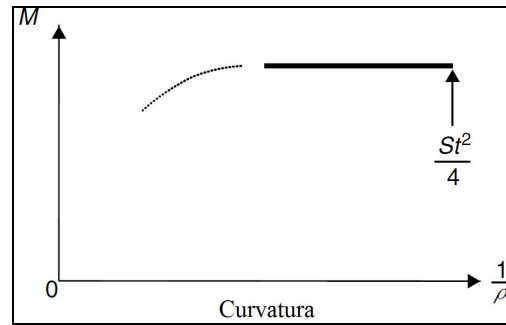


Figura 3-10 Diagrama Momento-Curvatura para una flexión rígida, perfectamente plástica

Flexión elástica, perfectamente elástico

Para curvaturas más allá del límite elástico $(1/\rho)_e$ y debajo de cuando el momento llega a ser completamente plástico M_p , se usa un modelo elástico, completamente plástico; éste modelo es mostrado en la Figura 3-6(b). El esfuerzo de fluencia es constante y para el estado plano de deformaciones, $\sigma_1 = 2/\sqrt{3} \sigma_f = S$. La distribución de esfuerzos es mostrado en la Figura 3-11; para $y = y_e$ el material se encuentra en estado plástico a un esfuerzo S . Como la curvatura incrementa durante la flexión, y_e decrece, y para cualquier instante es:

$$(\varepsilon_b)_{y=y_e} = \frac{y_e}{\rho} = \frac{S}{E'} \quad (3.24)$$

es decir:

$$\frac{y_e}{\rho} = \frac{S}{E'(1/\rho)} \quad (3.25)$$

de la ecuación 3.22 y 3.25, se tiene:

$$y_e = \frac{(1/\rho)_e}{(1/\rho)} \frac{t}{2} = m \frac{t}{2}, \quad m = \frac{(1/\rho)_e}{(1/\rho)} \quad (3.26)$$

de donde claramente se puede ver que $0 \leq m \leq 1$.

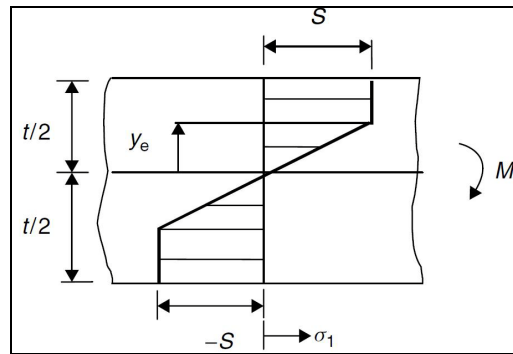


Figura 3-11 Distribución de esfuerzos para una flexión elástica, perfectamente plástica

Para este modelo de flexión, de la ecuación de equilibrio 3.9, el momento flector es:

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_1 y dy = 2 \int_0^{t/2} \sigma_1 y dy$$

$$M = 2 \left[\int_0^{y_e} E' \frac{y}{\rho} y dy + \int_{y_e}^{t/2} S y dy \right]$$

$$M = \frac{St^2}{12} (3 - m^2) \tag{3.27}$$

Recuperación elástica en un material elástico, perfectamente plástico.

Este fenómeno se presenta en muchos materiales, y consiste en la recuperación del material luego de cesar el momento que la deforma.

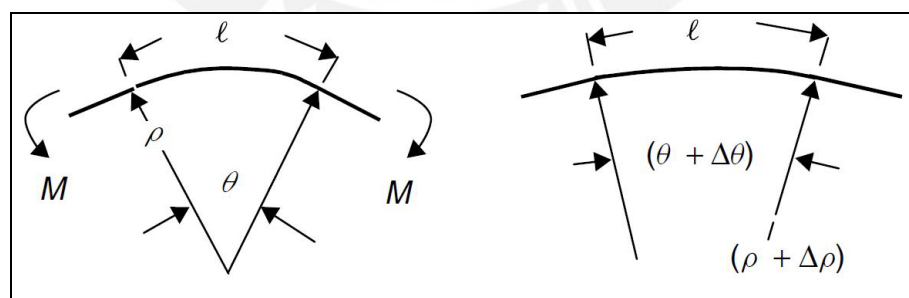


Figura 3-12 Descarga de una placa que ha sido doblada por un momento M.

El cambio en la curvatura del plegado [1], está dado por:

$$\Delta\theta = -3 \left(\frac{S}{E'} \right) \frac{\rho_0}{t} \theta \tag{3.28}$$

Para el caso en cuestión, se logrará un plegado a un ángulo de 180° , considerando una plancha metálica AISI 1008, con módulo de elasticidad $E=200GPa$, límite de fluencia $\sigma_f=240MPa$ y un módulo de Poisson $\nu=0.29$, usando las expresiones 3.7 y 3.12 en 3.28, se tiene:

$$\Delta\theta = -3 \left(\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_f}{E} \right) \left(\frac{4mm + t/2}{t} \right) (90^\circ) \quad (3.29)$$

$$\Delta\theta = \begin{cases} \Delta\theta = -1.29^\circ, t = 1.15mm \\ \Delta\theta = -0.98^\circ, t = 1.58mm \\ \Delta\theta = -0.84^\circ, t = 1.90mm \end{cases} \quad (3.30)$$

Estos resultados son aproximados y se aplican cuando la plancha metálica ha sido plegada cerca de su límite plástico.

3.1.1.5 Plegado.

Para lograr un adecuado dimensionamiento de los componentes que intervendrán en el proceso de plegado es necesario conocer las magnitudes mecánicas requeridas. Se plantean dos modelos de análisis, el primero tiene como objetivo analizar el plegado mediante la acción de una carga transversal y así valuar los requerimientos para el actuador N° 3, mientras el segundo modelo consiste en aplicar una carga axial de compresión cuál ensayo de pandeo, con el que estimará la fuerza a aplicar por el actuador N° 5 y N° 6. Cabe resaltar la ventaja de utilizar actuadores hidráulicos en el proceso de plegado, la que radica en la presión interna generada en el cilindro, la misma que es proporcionar a la carga aplicada (opuesta al desplazamiento del vástago). Lo que significa que no se aplicará las magnitudes encontradas, sino serán utilizadas para dimensionar apropiadamente los actuadores y evitar que fracasen durante el plegado,

procurando que la restricción presentada sea siempre inferior a la carga crítica de pandeo del vástago de cada actuador.

Carga transversal.

En éste modelo de plegado, la placa metálica se encuentra extendida, y se aplica una carga transversal desde el actuador hidráulico inferior central a través de la matriz vertical, ver Figura 3-13. El diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores de este instante se muestra en la Figura 3-14.

En estas condiciones el Momento Flector Máximo ocurre en el ponto B y su magnitud es:

$$M_{\max} = M_B = \frac{F_V L}{4} \quad (3.31)$$

Y en los puntos A y C:

$$M_A = M_C = \frac{-F_V L}{4} \quad (3.32)$$

Para alcanzar la condición de plasticidad en los puntos A, B, C; para esto deberá cumplirse [2], según la ecuación 3.23:

$$M_{A,B,C} = M_p \quad (3.33)$$

De este modo la carga que deberá aplicar el actuador central, por unidad de ancho, deberá ser:

$$F'_V = \frac{St^2}{L} \quad (3.34)$$

Considerando un ancho H, la carga total requerida es:

$$F_V = St^2 \frac{H}{L} \quad (3.35)$$

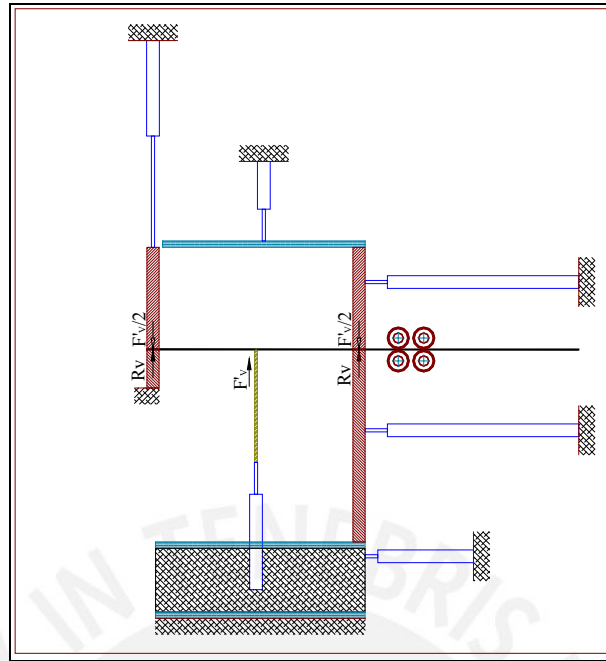


Figura 3-13 Plegado por carga transversal

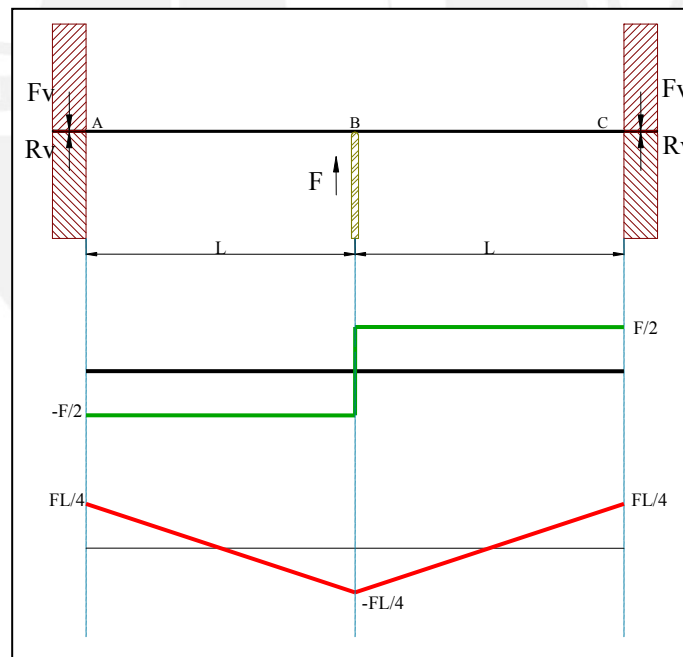


Figura 3-14 Diagrama fuerza cortante y momento flector

En el Anexo 1 se determina, a partir de datos estadísticos y parámetros constructivos de Transformadores de Distribución, una relación aproximada que permite relacionar la profundidad de plegado con el ancho de la placa. Esta expresión es:

$$H = 2.42L + 357\text{mm} \quad (3.36)$$

Reemplazando esta expresión y 3.7 en la Ecuación 3.34, se tiene:

$$F_v = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_f t^2 \left(2.42 + \frac{357\text{mm}}{L} \right) \quad (3.37)$$

En la práctica, frecuentemente se selecciona el espesor de placa de acuerdo a la profundidad de plegado, así:

$$t = \begin{cases} 1.15\text{mm}, & 50\text{mm} \leq L \leq 160\text{mm} \\ 1.58\text{mm}, & 170\text{mm} \leq L \leq 220\text{mm} \\ 1.9\text{mm}, & 230\text{mm} \leq L \leq 300\text{mm} \end{cases} \quad (3.38)$$

A partir de la ecuación 3.37 y los parámetros constructivos 3.38, se muestra en la Figura 3.15 la fuerza transversal en Newton, requerida para iniciar el proceso de plegado.

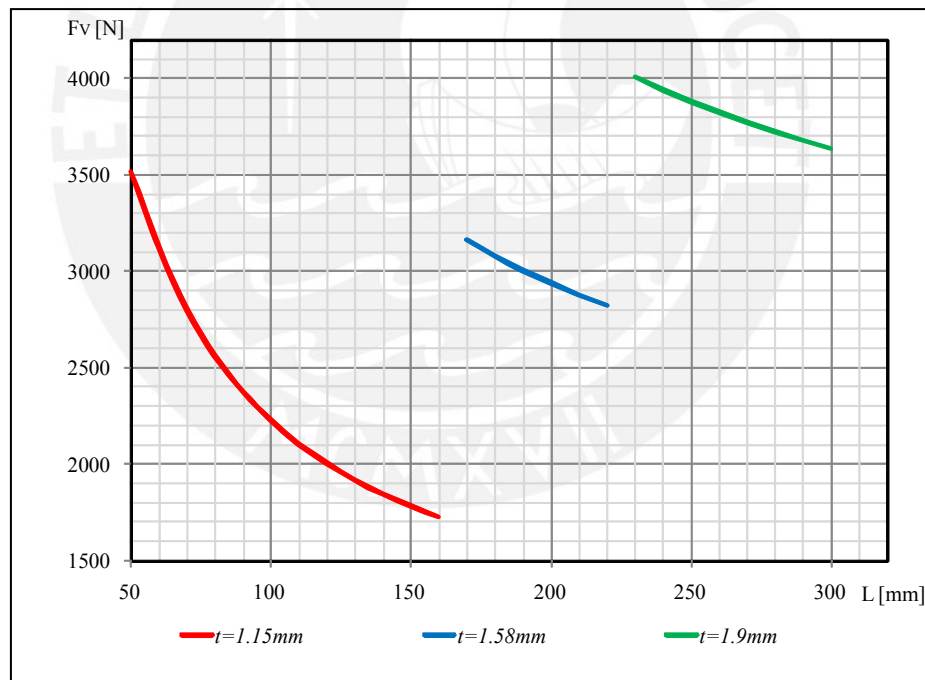


Figura 3-15 Fuerza transversal requerida.

Carga crítica de Pandeo.

Sea la el momento de inercia de la plancha:

$$I = \frac{t^3 H}{12} \quad (3.39)$$

el área de la plancha:

$$A = bH \quad (3.40)$$

el radio de giro

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3.41)$$

la esbeltez del elemento

$$\lambda = \frac{0.5(2L)}{i} \quad (3.42)$$

La carga crítica de pandeo, según Euler es:

$$P_E = \frac{\pi^2 EI}{(0.5 \times 2L)^2} \quad (3.43)$$

Considerando la relación entre la profundidad de plegado con el ancho de la placa, la fuerza horizontal requerida para iniciar el plegado es:

$$F_H = P_E = \frac{\pi^2 Et^3 (2.42L + 357mm)}{12L^2} \quad (3.44)$$

De la ecuación 3.44 y los parámetros constructivos 3.38, se muestra en la Figura 3-17 la Carga crítica, en Newton, requerida para iniciar el proceso de plegado.

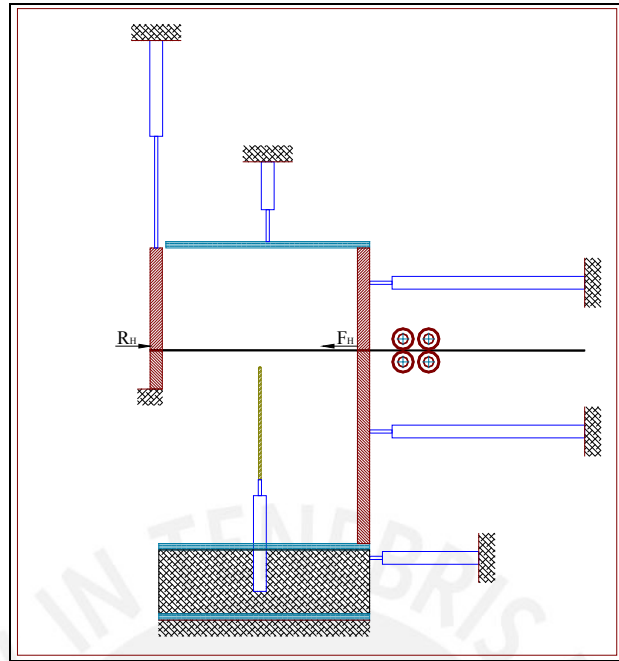


Figura 3-16 Carga axial de compresión.

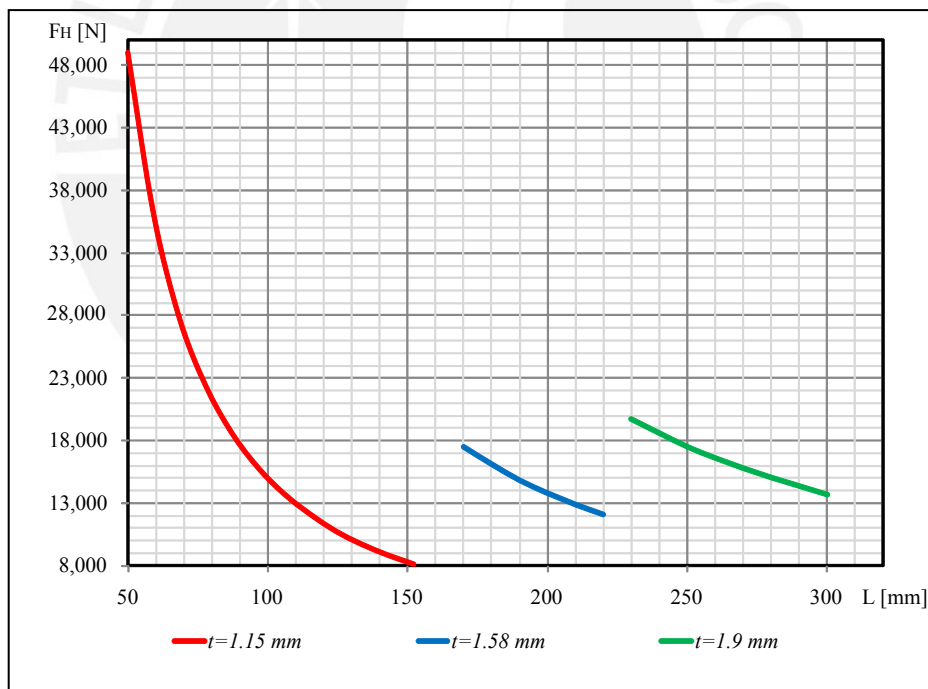


Figura 3-17 Fuerza horizontal requerida.

3.1.2 Selección de los Actuadores.

Para cumplir con las características establecidas, será necesario utilizar actuadores que proporcionen las cargas estimadas en la sección 3.1.1.5.

Se cuenta en la actualidad con una variedad de tecnologías capaces de satisfacer los planteamientos, se muestra en la tabla 3.1 los principales sistemas de actuadores, evaluados en base a criterios técnicos y económicos.

TABLA 3.1 Fortalezas y Debilidades de diferentes sistemas de actuadores [3].

	<i>Neumática</i>	<i>Hidráulica</i>	<i>Servomotor</i>	<i>Motor paso a paso</i>
<i>Rendimiento</i>	<i>Bueno</i>	<i>Bueno</i>	<i>Muy Bueno</i>	<i>Muy bueno</i>
<i>Velocidad</i>	<i>Rápido</i>	<i>Rápido</i>	<i>Rápido</i>	<i>Moderado</i>
<i>Cargas</i>	<i>Moderado</i>	<i>Alto</i>	<i>Moderado - Alto</i>	<i>Ligero - Moderado</i>
<i>Limpieza</i>	<i>Necesita Filtros</i>	<i>Regular</i>	<i>Bueno</i>	<i>Bueno</i>
<i>Ruido</i>	<i>Golpes</i>	<i>Bombeo</i>	<i>Agudo</i>	<i>Moderado</i>
<i>Costo</i>	<i>Bajo</i>	<i>Alto</i>	<i>Moderado</i>	<i>Bajo</i>

La principal característica, que influirá en la selección del tipo de actuadores a emplear radica en la adaptabilidad de éste al tipo de carga (las cargas generadas durante el proceso de plegado no se presentan constantes), esto nos conduce a la selección de actuadores hidráulicos teniendo en cuenta que durante su funcionamiento la fuerza generada es proporcional a la restricción que pueda presentar el desplazamiento (extensión-contracción) del vástago. Además de presentar un buen rendimiento con velocidades relativamente altas.

A continuación se procederá a dimensionar cada uno de los actuadores hidráulicos que se emplearán en desarrollo del proyecto:

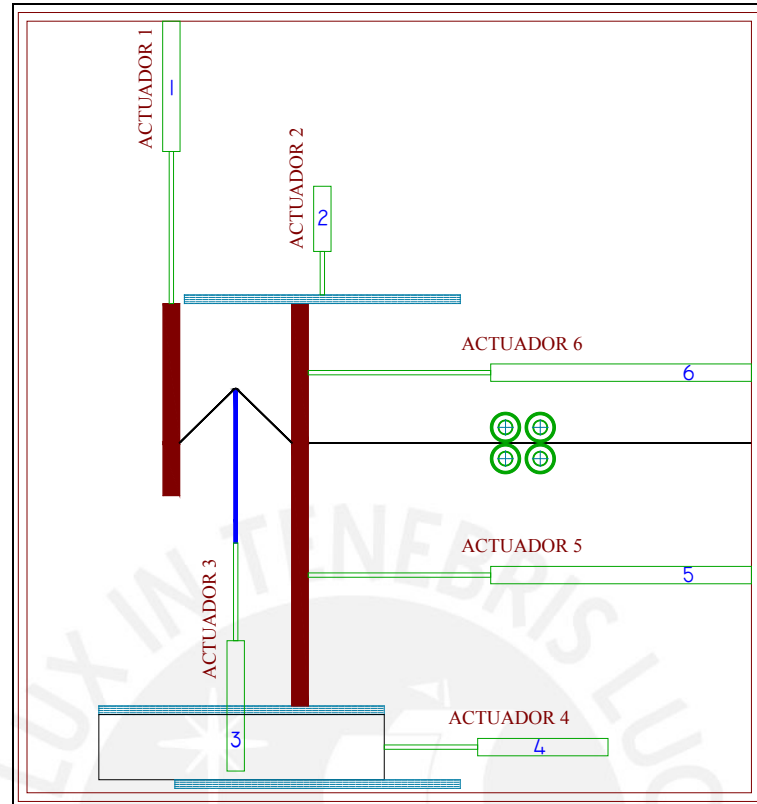


Figura 3-18 Actuadores hidráulicos

Cilindro N° 2

El actuador vertical 2 deberá proporcionar una fuerza mínima de 2000N para sujetar la plancha metálica durante el proceso de plegado; debiendo, durante su retorno, elevar una masa de 796kg y otra de 171kg:

$$F_{S_2} = 2000N \quad Fr_2 = 9486N \quad (3.45)$$

Dónde:

F_{S_2} : es la carga requerida para la sujeción de la plancha a plegar.

Fr_2 : es la carga requerida para elevar la masa de 967kg.

Esta masa desplazara sobre guías que harán despreciable el efecto de la fricción.

Debido a imperfecciones en los acoples y a rozamientos entre el cilindro y el embolo se aplicará un factor de eficiencia μ ; se introduce además un factor de carga λ_c de 0.8 con la finalidad de asegurar una vida útil prolongada para el actuador.

$$\lambda c = 0.8 \quad \mu = 0.9 \quad (3.46)$$

$$F_{eqs} = \frac{F_{s_2}}{\mu \cdot \lambda c} = 2.8kN \quad (3.47)$$

$$F_{eqr} = \frac{F_{r_2}}{\mu \cdot \lambda c} = 13.2kN \quad (3.48)$$

Al ser mayor la fuerza requerida durante el retorno del vástago, se dimensionará el actuador en base al área de la sección anular del embolo. De este modo, para una presión de Trabajo:

$$P = 40bar \quad (3.49)$$

El área anular del embolo deberá ser como mínimo de:

$$A_r = \frac{F_{eqr}}{P}$$

$$A_r = 3294mm^2 \quad (3.50)$$

Dónde:

A_r : es el área anular del embolo.

Considerando las dimensiones de un cilindro estándar de diámetro 63mm:

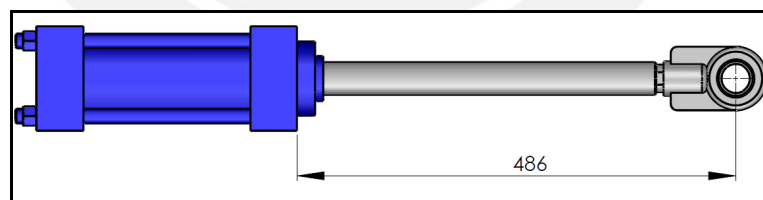


Figura 3-19 Cilindro hidráulico N° 2.

$$D_i = 80mm \quad d_o = 40mm \quad (3.51)$$

Dónde:

D_i : es el diámetro del embolo.

d_o : es el diámetro del vástago.

Cuya sección anular A_r es:

$$A_r = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2)}{4} = 3770\text{mm}^2 \quad (3.52)$$

La longitud del actuador es:

$$l_{v_1} = 486\text{mm} \quad (3.53)$$

La fuerza máxima que puede otorgar este actuador, durante la extensión y retorno del vástago respectivamente es:

$$F_{as} = \frac{\pi P D_i^2}{4}$$

$$F_{as} = 20.1\text{kN} \quad (3.54)$$

$$F_{ar} = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2)P}{4}$$

$$F_{ar} = 15.1\text{kN} \quad (3.55)$$

Resistencia al Pandeo

La resistencia al pandeo debe ser tomada en consideración durante la comprobación del diámetro del vástago de acuerdo al tipo de montaje.

La carga permisible para un cilindro hidráulico teniendo en cuenta la carga crítica de pandeo es:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 \nu} \quad (3.56)$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del acero $E=200\text{GPa}$

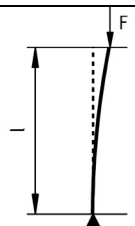
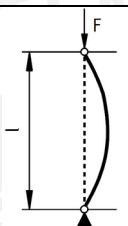
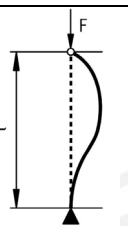
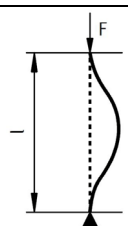
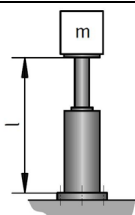
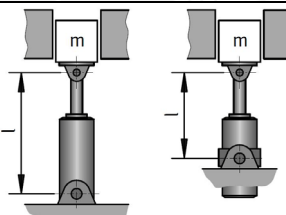
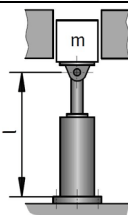
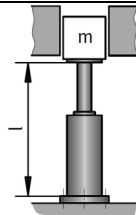
I : Momento de inercia de la sección del vástago.

$$I = \frac{\pi d o^4}{64} \tag{3.57}$$

L_k : Longitud equivalente de pandeo.

v : Factor de seguridad. $v=4$

TABLA 3.2 Casos típicos de Pandeo [4].

Primer caso	Segundo caso	Tercer caso	Cuarto caso
Un extremo libre y otro firmemente empernado	Ambos extremos articulados	Un extremo articulado y el otro firmemente empernado	Ambos extremos firmemente empernados
			
$L_k = 2l$	$L_k = l$	$L_k = 0.707l$	$L_k = 0.5l$
			

Para éste cilindro, a partir de la tabla 3.2 y del tipo de montaje mostrado en la Figura 3-19:

$$L_k = (0.707)lv_2 \tag{3.58}$$

De las expresiones 3.56, 3.57, 3.58 se tiene:

$$F_{adm} = 525kN \tag{3.59}$$

La cual es superior a la fuerza hallada en 3.47, asegurando que el vástago no fallará por pandeo.

Cilindro N° 1

El actuador vertical 1 deberá proporcionar una fuerza mínima de 2000N para sujetar la plancha metálica durante el proceso de plegado; debiendo, durante su retorno, elevar una masa de 216kg:

$$F_{s_1} = 2000N \quad Fr_1 = 2119N \quad (3.60)$$

Dónde:

F_{s1} : es la carga requerida para la sujeción de la plancha a plegar.

$Fr1$: es la carga requerida para elevar la masa de 216kg.

Esta masa desplazara sobre guías que harán despreciable el efecto de la fricción.

Debido a imperfecciones en los acoples y a rozamientos entre el cilindro y el embolo se aplicará un factor de eficiencia μ ; se introduce además un factor de carga λ_c de 0.8 con la finalidad de asegurar una vida útil prolongada para el actuador.

$$\lambda_c = 0.8 \quad \mu = 0.9 \quad (3.61)$$

$$F_{eqs} = \frac{F_{s_1}}{\mu \cdot \lambda_c} = 2.8kN \quad (3.62)$$

$$F_{eqr} = \frac{Fr_1}{\mu \cdot \lambda_c} = 2.9kN \quad (3.63)$$

Al ser mayor la fuerza requerida durante el retorno del vástago, se dimensionará el actuador en base al área de la sección anular del embolo. De este modo, para una presión de Trabajo:

$$P = 40bar \quad (3.64)$$

El área anular del embolo deberá ser como mínimo de:

$$A_r = \frac{F_{eqr}}{P}$$

$$Ar = 756mm^2 \quad (3.65)$$

Dónde:

Ar : es el área anular del embolo.

A éste actuador le correspondería unas dimensiones inferiores a las seleccionadas para el actuador N° 2, sin embargo, por cuestiones de simetría y facilidad de control y montaje se dimensionará con las mismas características de sección que el actuador N° 2.

Considerando las dimensiones de un cilindro estándar de diámetro 63mm:

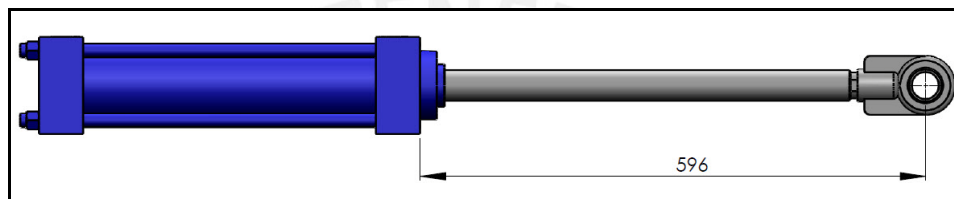


Figura 3-20 Cilindro hidráulico N° 1

$$Di = 80mm \quad do = 40mm \quad (3.66)$$

Dónde:

Di : es el diámetro del embolo.

do : es el diámetro del vástago.

La longitud del actuador es:

$$lv_1 = 596mm \quad (3.67)$$

Resistencia al Pandeo

La resistencia al pandeo debe ser tomada en consideración durante la comprobación del diámetro del vástago de acuerdo al tipo de montaje.

La carga permisible para un cilindro hidráulico teniendo en cuenta la carga crítica de pandeo es:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 \nu} \quad (3.68)$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del acero $E=200GPa$

I : Momento de inercia de la sección del vástago.

$$I = \frac{\pi d o^4}{64} \quad (3.69)$$

L_k : Longitud equivalente de pandeo.

ν : Factor de seguridad. $\nu=4$

Para éste cilindro, a partir de la tabla 3.2 y del tipo de montaje mostrado en la figura 3.20:

$$L_k = (0.707) l \nu_1 \quad (3.70)$$

De las expresiones 3.68, 3.69, 3.70 se tiene:

$$F_{adm} = 349kN \quad (3.71)$$

La cual es superior a la fuerza hallada en 3.62, asegurando que el vástago no fallará por pandeo.

Cilindro N° 3

El actuador vertical 3 deberá proporcionar una fuerza de 4000N para iniciar el proceso de plgado, debiendo además elevar una masa de $143.3kg$, resultando una carga total de:

$$F_{s3} = 5405N \quad (3.72)$$

Dónde:

F_{s3} : Carga requerida para iniciar el plgado.

Esta masa desplazara sobre guías que harán despreciable el efecto de la fricción.

Debido a imperfecciones en los acoples y a rozamientos entre el cilindro y el embolo se aplicará un factor de eficiencia μ ; se introduce además un factor de carga λ_c de 0.8 con la finalidad de asegurar una vida útil prolongada para el actuador.

$$\lambda_c = 0.8 \quad \mu = 0.9 \quad (3.73)$$

$$F_{eqs} = \frac{F_{s_3}}{\mu \cdot \lambda_c} = 7.5kN \quad (3.74)$$

Para una presión de Trabajo:

$$P = 40bar \quad (3.75)$$

El diámetro del embolo deberá ser como mínimo de:

$$D_{i'} = \sqrt{\frac{4F_{eqs}}{\pi P}}$$

$$D_{i'} = 48.9mm \quad (3.76)$$

Dónde:

$D_{i'}$: Diámetro mínimo para el émbolo.

Considerando las dimensiones de un cilindro estándar de diámetro $50mm$:

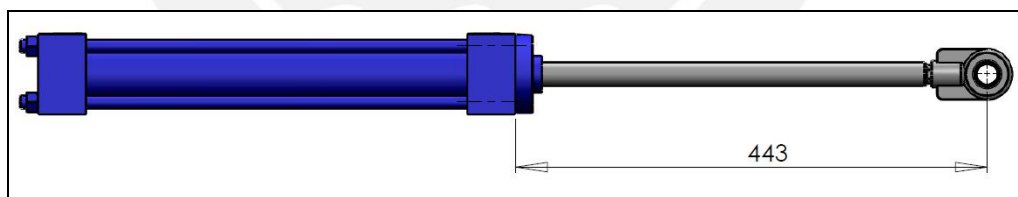


Figura 3-21 Cilindro hidráulico N° 3

$$D_i = 50mm \quad d_o = 25mm \quad (3.77)$$

Dónde:

D_i : es el diámetro del embolo.

d_o : es el diámetro del vástago.

La longitud del actuador es:

$$lv_3 = 443mm \quad (3.78)$$

Resistencia al Pandeo

La resistencia al pandeo debe ser tomada en consideración durante la comprobación del diámetro del vástago de acuerdo al tipo de montaje.

La carga permisible para un cilindro hidráulico teniendo en cuenta la carga crítica de pandeo es:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 \nu} \quad (3.79)$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del acero $E=200GPa$

I : Momento de inercia de la sección del vástago.

$$I = \frac{\pi d o^4}{64} \quad (3.80)$$

L_k : Longitud equivalente de pandeo.

ν : Factor de seguridad. $\nu=4$

Para éste cilindro, a partir de la tabla 3.2 y del tipo de montaje mostrado en la figura 3.21:

$$L_k = (0.707)lv_3 \quad (3.81)$$

De las expresiones 3.79, 3.80, 3.81 se tiene:

$$F_{adm} = 96kN \quad (3.82)$$

La cual es superior a la fuerza hallada en 3.74, asegurando que el vástago no fallará por pandeo.

Cilindro N° 6

El actuador horizontal 3 deberá estar en condiciones de proporcionar una fuerza de 50kN para iniciar el proceso de plegado.

$$F_{s_6} = 50kN \quad (3.83)$$

Dónde:

F_{s_6} : Carga requerida para iniciar el plegado.

Este actuador desplazará además una masa de 171kg sobre guías que harán despreciable el efecto de la fricción.

Debido a imperfecciones en los acoples y a rozamientos entre el cilindro y el embolo se aplicará un factor de eficiencia μ ; se introduce además un factor de carga λ_c de 0.8 con la finalidad de asegurar una vida útil prolongada para el actuador.

$$\lambda_c = 0.8 \quad \mu = 0.9 \quad (3.84)$$

$$F_{eqs} = \frac{F_{s_6}}{\mu \cdot \lambda_c} = 69.4kN \quad (3.85)$$

Para una presión de Trabajo:

$$P = 160bar \quad (3.86)$$

El diámetro del embolo deberá ser como mínimo de:

$$Di' = \sqrt{\frac{4F_{eqs}}{\pi P}}$$

$$Di' = 74.3mm \quad (3.87)$$

Dónde:

Di' : Diámetro mínimo para el émbolo.

Considerando las dimensiones de un cilindro estándar de diámetro 50mm:

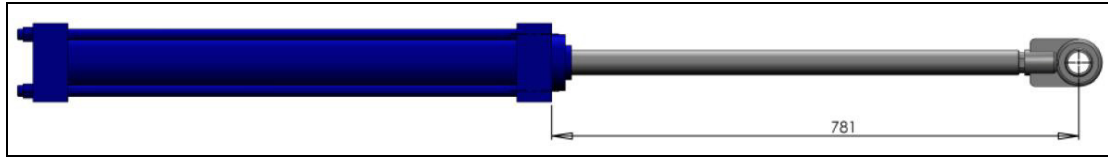


Figura 3-22 Cilindro hidráulico N° 6

$$D_i = 80mm \quad d_o = 40mm \quad (3.88)$$

Dónde:

D_i : es el diámetro del embolo.

d_o : es el diámetro del vástago.

La longitud del actuador es:

$$l_{v_6} = 781mm \quad (3.89)$$

Resistencia al Pandeo

La resistencia al pandeo debe ser tomada en consideración durante la comprobación del diámetro del vástago de acuerdo al tipo de montaje.

La carga permisible para un cilindro hidráulico teniendo en cuenta la carga crítica de pandeo es:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 \nu} \quad (3.90)$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del acero $E=200GPa$

I : Momento de inercia de la sección del vástago.

$$I = \frac{\pi d_o^4}{64} \quad (3.91)$$

L_k : Longitud equivalente de pandeo.

ν : Factor de seguridad. $\nu=4$

Para éste cilindro, a partir de la tabla 3.2 y del tipo de montaje mostrado en la figura 3.22:

$$L_k = (0.707)lv_6 \quad (3.92)$$

De las expresiones 3.90, 3.91, 3.92 se tiene:

$$F_{adm} = 203kN \quad (3.93)$$

La cual es superior a la fuerza hallada en 3.85, asegurando que el vástago no fallará por pandeo.

El actuador N° 5 es será idéntico al Actuador N° 6.

Cilindro N° 4

El actuador horizontal 4 deberá estar en condiciones de proporcionar una fuerza de 50kN.

$$Fs_4 = 50kN \quad (3.94)$$

Dónde:

Fs_4 : Carga requerida para iniciar el plegado.

Este actuador desplazará además una masa de 171kg sobre guías que harán despreciable el efecto de la fricción.

Debido a imperfecciones en los acoples y a rozamientos entre el cilindro y el embolo se aplicará un factor de eficiencia μ ; se introduce además un factor de carga λ_c de 0.8 con la finalidad de asegurar una vida útil prolongada para el actuador.

$$\lambda_c = 0.8 \quad \mu = 0.9 \quad (3.95)$$

$$F_{eqs} = \frac{Fs_4}{\mu \cdot \lambda_c} = 69.4kN \quad (3.96)$$

Para una presión de Trabajo:

$$P = 160bar \quad (3.97)$$

El diámetro del embolo deberá ser como mínimo de:

$$Di' = \sqrt{\frac{4Feqs}{\pi P}}$$

$$Di' = 74.3mm \quad (3.98)$$

Dónde:

Di' : Diámetro mínimo para el émbolo.

Considerando las dimensiones de un cilindro estándar de diámetro $50mm$:

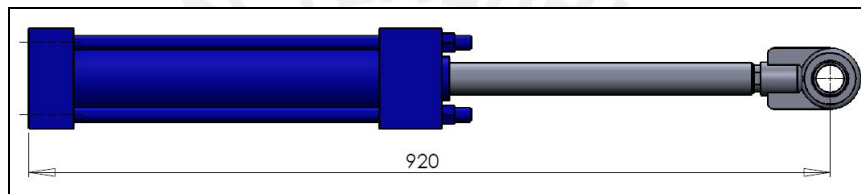


Figura 3-23 Cilindro hidráulico N° 4

$$Di = 80mm \quad do = 40mm \quad (3.99)$$

Dónde:

Di : es el diámetro del embolo.

do : es el diámetro del vástago.

La longitud del actuador es:

$$lv_4 = 920mm \quad (3.100)$$

Resistencia al Pandeo

La resistencia al pandeo debe ser tomada en consideración durante la comprobación del diámetro del vástago de acuerdo al tipo de montaje.

La carga permisible para un cilindro hidráulico teniendo en cuenta la carga crítica de pandeo es:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 \nu} \quad (3.101)$$

Dónde:

E : Módulo de elasticidad del acero $E=200GPa$

I : Momento de inercia de la sección del vástago.

$$I = \frac{\pi d_o^4}{64} \quad (3.102)$$

L_k : Longitud equivalente de pandeo.

ν : Factor de seguridad. $\nu=4$

Para éste cilindro, a partir de la tabla 3.2 y del tipo de montaje mostrado en la figura 3.22:

$$L_k = (0.707) l \nu_4 \quad (3.103)$$

De las expresiones 3.101, 3.102, 3.103 se tiene:

$$F_{adm} = 147kN \quad (3.104)$$

La cual es superior a la fuerza hallada en 3.96, asegurando que el vástago no fallará por pandeo.

Resumen – Actuadores

Cilindro Hidráulico N° 1

Tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro del embolo : $Di = 80mm$

Diámetro del vástago : $do = 40mm$

Longitud del vástago : $lv_1 = 490mm$

Longitud de carrera : $lc = 310mm$

Cilindro Hidráulico N° 2

Tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro del embolo : $Di = 80mm$

Diámetro del vástago : $do = 40mm$

Longitud del vástago : $lv_2 = 310mm$

Longitud de carrera : $lc = 150mm$

Cilindro Hidráulico N° 3

Tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro del embolo : $Di = 50mm$

Diámetro del vástago : $do = 25mm$

Longitud del vástago : $lv_3 = 350mm$

Longitud de carrera : $lc = 330mm$

Cilindro Hidráulico N° 4

Tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro del embolo : $Di = 80mm$

Diámetro del vástago : $do = 40mm$

Longitud del vástago : $lv_4 = 335mm$

Longitud de carrera : $lc = 315mm$

Cilindro Hidráulico N° 5 y N°6

Tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro del embolo : $Di = 80mm$

Diámetro del vástago : $do = 40mm$

Longitud del vástago : $lv_6 = 650mm$

Longitud de carrera : $lc = 630mm$

3.1.3 Dimensionamiento de los principales componentes estructurales.

En esta sección se modelará los componentes mostrados en la Figura 3.24, de acuerdo a consideraciones geométricas, procurando la reducción de la masa de las piezas, utilizando rigidizadores, respetando la distribución de las líneas de fuerza y verificará mediante el uso de ANSYS Workbench, un software especializado basado en el Método de los Elementos Finitos “FEM”.

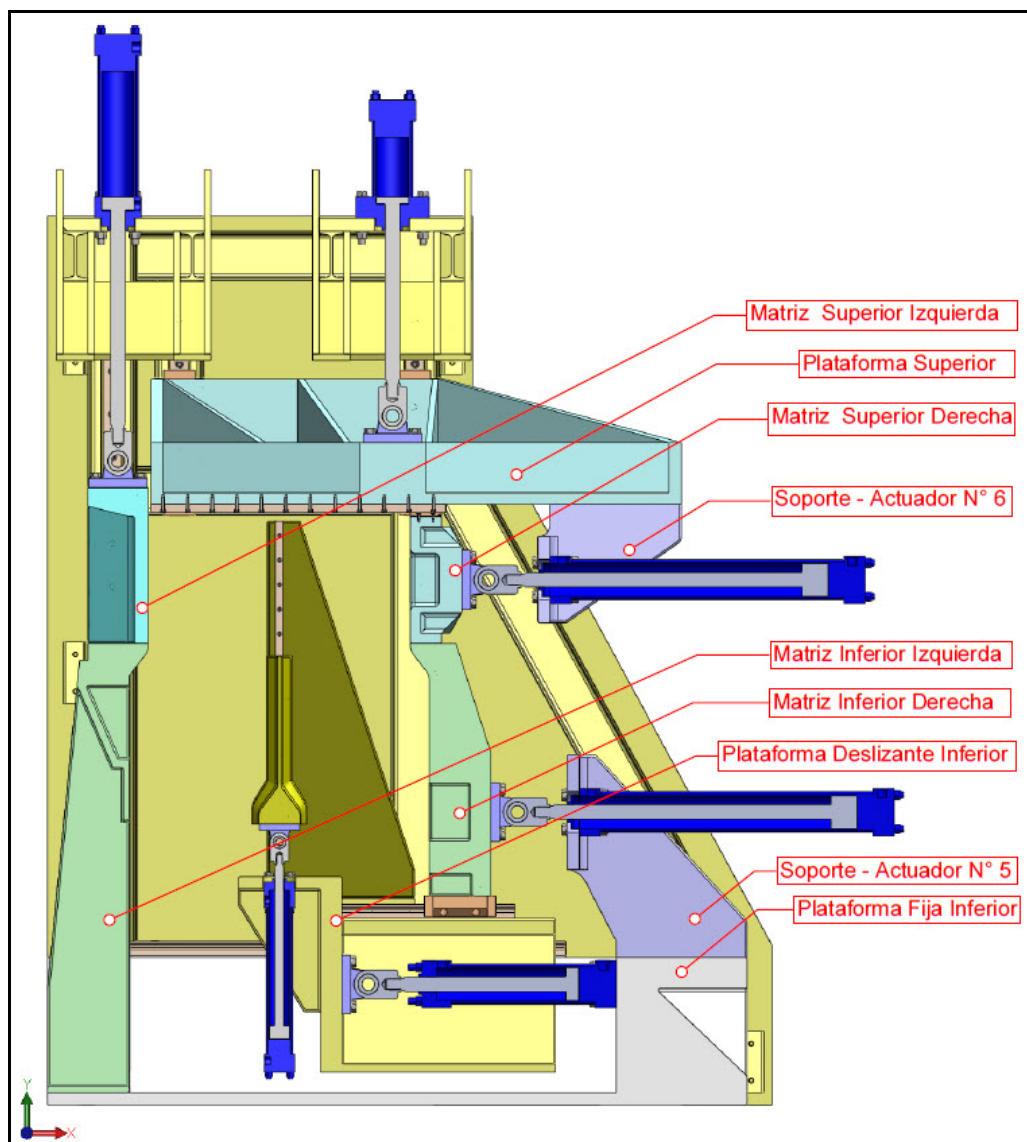


Figura 3-24 Principales componentes estructurales

3.1.3.1 Matriz inferior derecha (MID).

Diseñada para servir de apoyo deslizante y soportar la carga aplicada por el actuador N° 5, el cual a una presión de 40 bares puede entregar 15kN. Las dimensiones principales de MID son: $Largo=1530mm$, $Ancho=196mm$, $Altura=616mm$. Será fabricado de fundición gris, con el que tendrá una masa aproximada de $M=270kg$.

Se muestra en la Figura 3-25 el pre proceso del Análisis en el que se aplica la carga de 15kN (B) en la arista superior izquierda del elemento, emulando así la acción del Cilindro Hidráulico N° 5 a través de la Matriz Superior Derecha (MSD). En la parte inferior, dos bloques que representa a los carros-guía, mediante los cuales se acopla a la Plataforma Deslizante Inferior (PDI), los mismos que serán seleccionados para resistir el momento flector generado en la base, por la fuerza B.

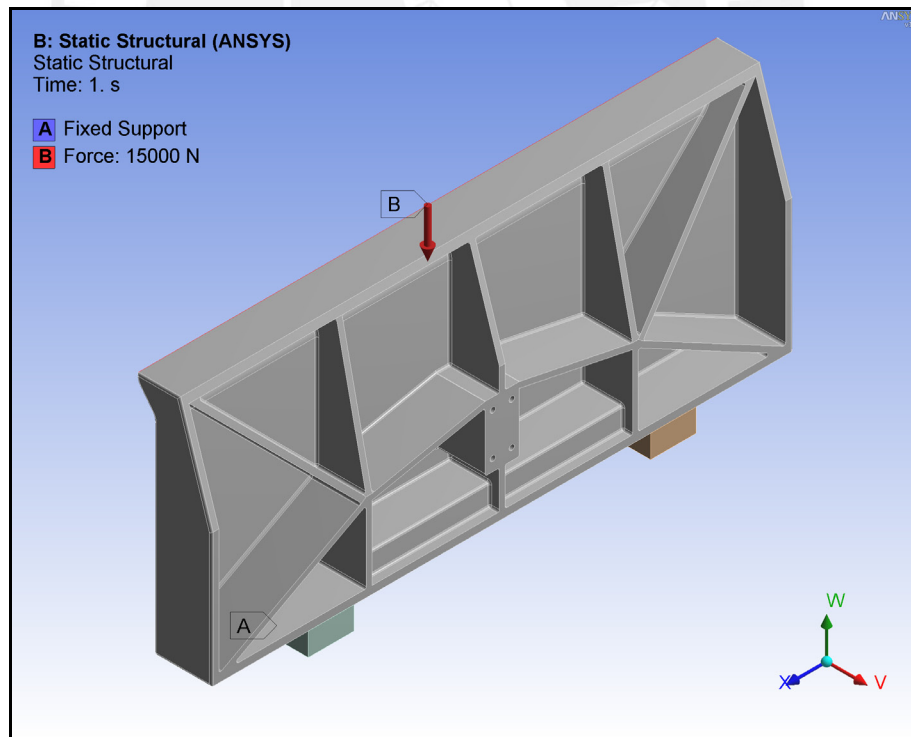


Figura 3-25 Matriz Inferior Derecha – Cargas y Restricciones.

En la Figura 3-26 se muestra el estado de esfuerzos correspondiente a las cargas y restricciones mostradas en la Figura. El esfuerzo principal máximo alcanzado es de 21MPa , con el cual se obtiene un factor de seguridad bajo el límite de rotura de $F_s=11.4$, considerando a MID de fundición gris, con $\sigma_B=240\text{MPa}$.

Esta verificación por resistencia se aprecia que el máximo valor se ubica en las proximidades a los carros-guía, sin alcanzar valores que pongan en peligro estructural al elemento en cuestión.

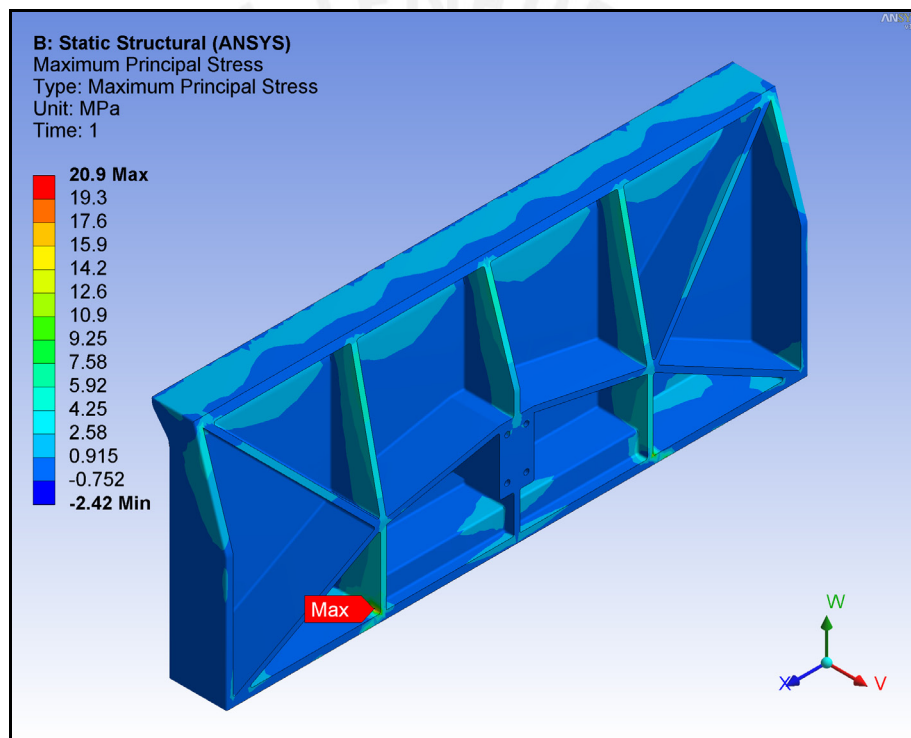


Figura 3-26 Inferior Derecha – Esfuerzo Principal Máximo.

Por otro lado en la Figura 3-27, la verificación por rigidez muestra el estado de deformación al que se le aplicó una escala de amplificación (visual), con la finalidad de enfatizar la dirección de las mismas. Los valores alcanzados (deformación máxima $\delta=0.15\text{mm}$) son aceptables debido a que en la elaboración de paneles corrugados no se requiere un grado de precisión muy estricto.

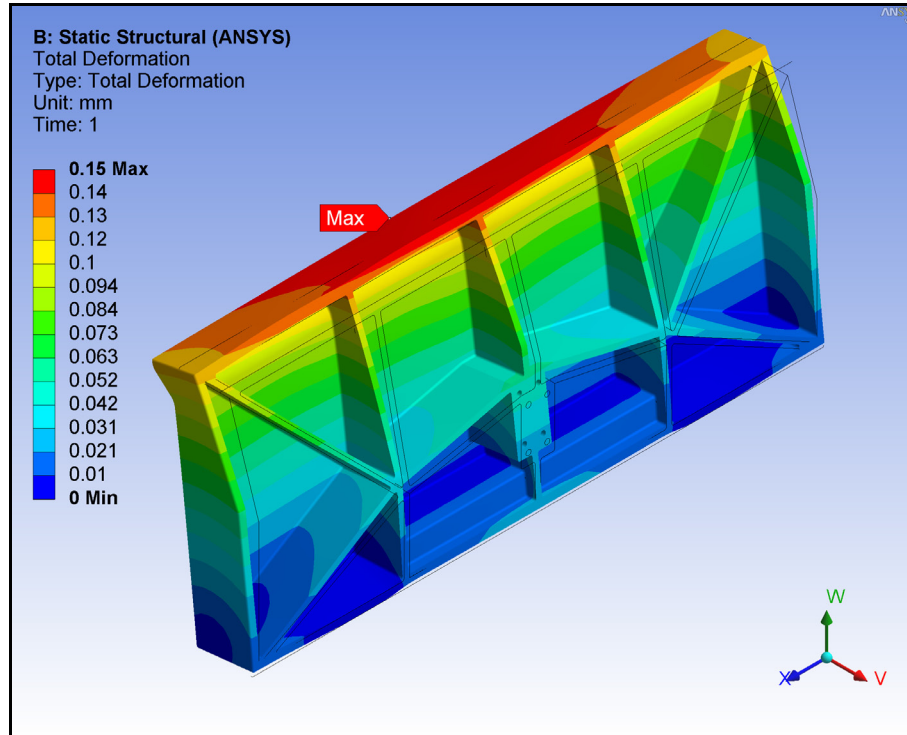


Figura 3-27 Matriz Inferior Derecha – Deformación Total.

3.1.3.2 Matriz inferior izquierda (MII)

La matriz Inferior Izquierda (MII) se diseñó para resistir una carga análoga a la aplicada a MID, proporcionada en este caso por el Actuador N° 1. Adicionalmente, como se muestra en la Figura 2-15 Figura 2-15 Concepto de Solución S1, al lado del proceso de plegado se ubica una cizalla que seccionará el conjunto de ondulaciones elaboradas, de la plancha metálica continua. En esta zona ubicará la cuchilla fija de cizallado, a continuación se estima la fuerza de corte que deberá resistir MII.

De las dimensiones establecidas en la lista de exigencias, la condición más crítica para el cizallado es $1.9mm \times 1500mm$.

Se sabe, que la fuerza de corte es afectada por la resistencia al corte del material:

$$K_{sk} = eR_m \quad (3.105)$$

En la práctica el factor “e” puede ser asumido, para aceros de bajo carbono como $e=0.8$, obteniendo el valor $K_{sk} = 0.8R_m$ para aceros de mayor resistencia, el valor de “e” se reduce, como se muestra en la Figura 3-28.

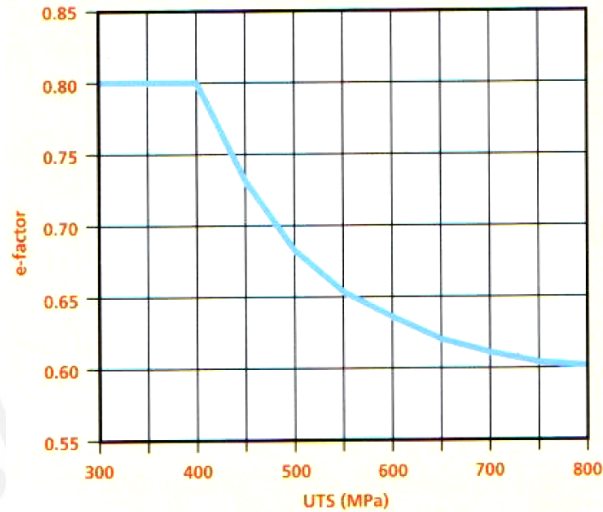


Figura 3-28 Factor “e” como función del esfuerzo de rotura. [5]

La fuerza de corte [5] está dada por:

$$F_c = \frac{K_{sk} t^2}{2 \tan \alpha} \quad (3.106)$$

Donde el espesor máximo a cortar es:

$$t = 1.9 \text{ mm} \quad (3.107)$$

Considerando un ángulo de corte:

$$\alpha = 1^\circ \quad (3.108)$$

Obteniéndose una fuerza de corte:

$$F_c = 29616 \text{ N} \quad (3.109)$$

Generando esta una fuerza horizontal

$$F_{ch} = F_c \text{Sen}(\alpha) = 517 \text{ N} \quad (3.110)$$

En la Figura 3-29 se muestra la aplicación de las cargas estimadas para este componente:

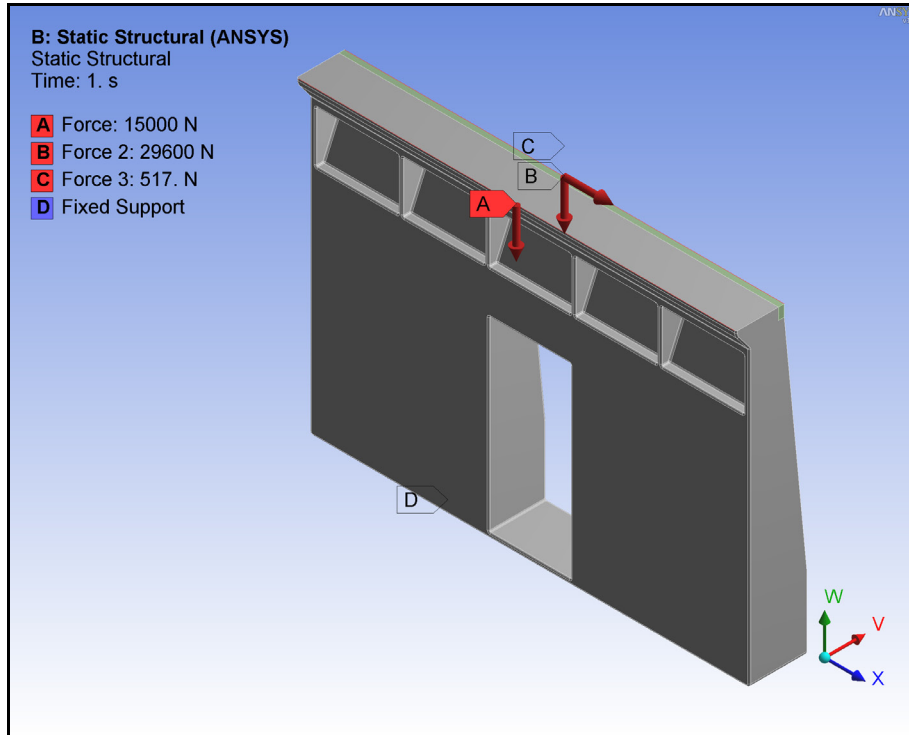


Figura 3-29 Matriz Inferior Izquierda – Cargas y Restricciones

El esfuerzo principal máximo y las deformaciones (Figura 3-30 y Figura 3-31) desarrollados bajo este estado de cargas no representan un riesgo para la estructura.

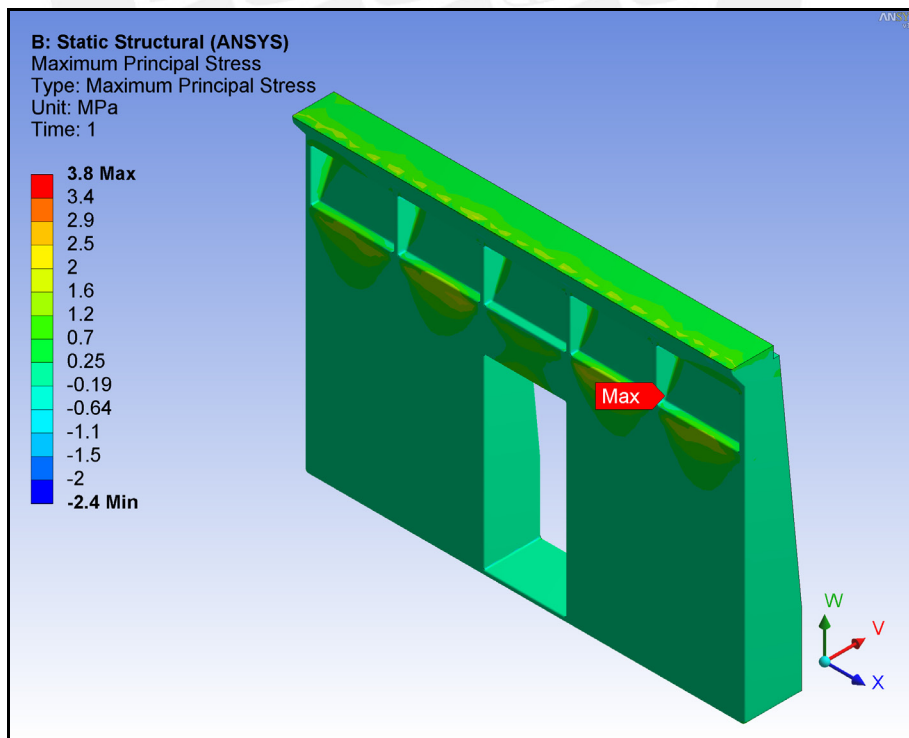


Figura 3-30 Matriz Inferior Izquierda – Esfuerzo Principal Máximo.

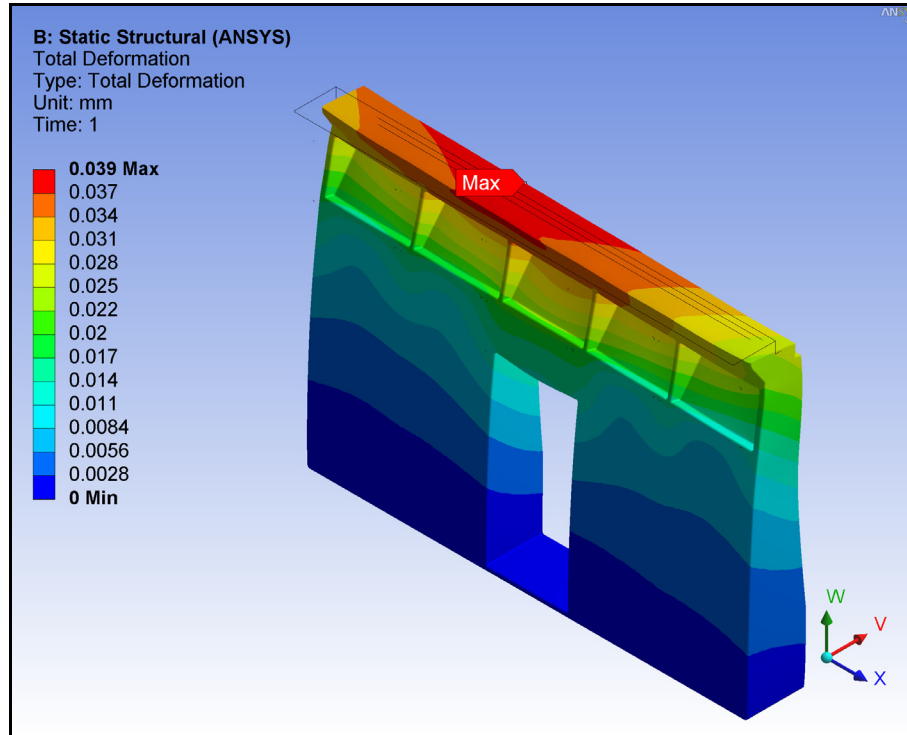


Figura 3-31 Matriz Inferior Izquierda – Deformación Total

3.1.3.3 Matriz superior derecha (MSD).

Este elemento está diseñado para transmitir la fuerza generada en el Actuador N° 2 con la finalidad de sujetar la plancha metálica durante el proceso de plegado. La condición más crítica para MSD se da al iniciarse el proceso cuando se aplica la mayor carga horizontal por el Actuador N° 6 (A), mientras se presiona la plancha desde el Actuador N° 2 (B C D). Una condición adicional se ha considerado, y es cuando y el Actuador N°6 se extiende completamente comprimiendo la ondulación formada, con la fuerza de 50kN que podría entregar a una presión de 100 bares (presión real de trabajo); esta es representada por el apoyo “E”.

En la Figura 3-33 y Figura 3-34 se presenta el esfuerzo principal máximo y las deformaciones bajo esta condición, se aprecia que los valores alcanzados no comprometen el correcto funcionamiento de la máquina.

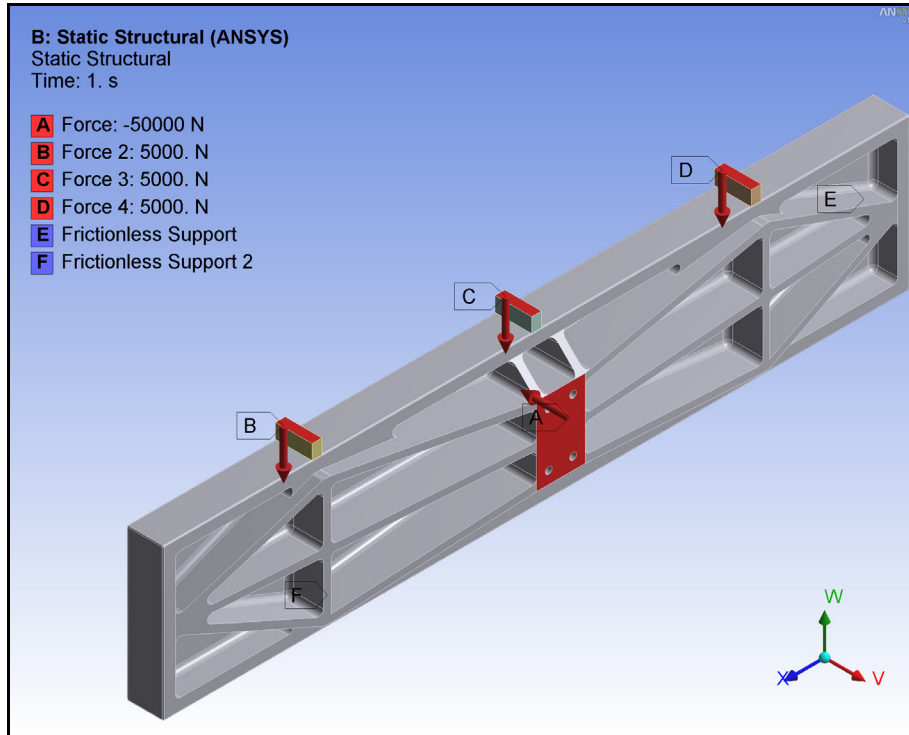


Figura 3-32 Matriz Superior Derecha – Cargas y Restricciones.

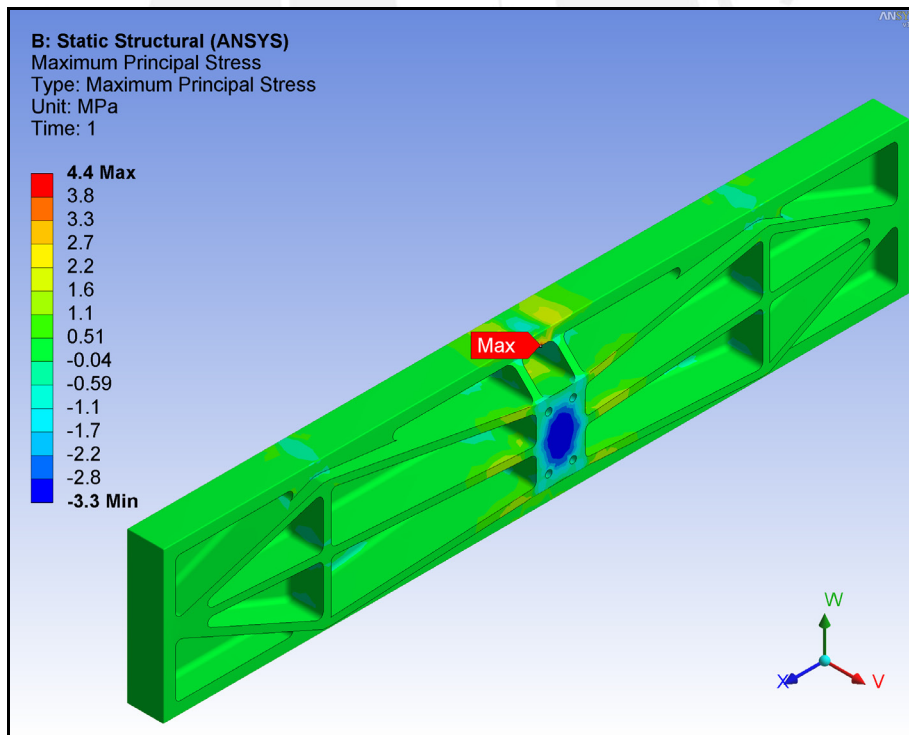


Figura 3-33 Superior Derecha – Esfuerzo Principal Máximo.

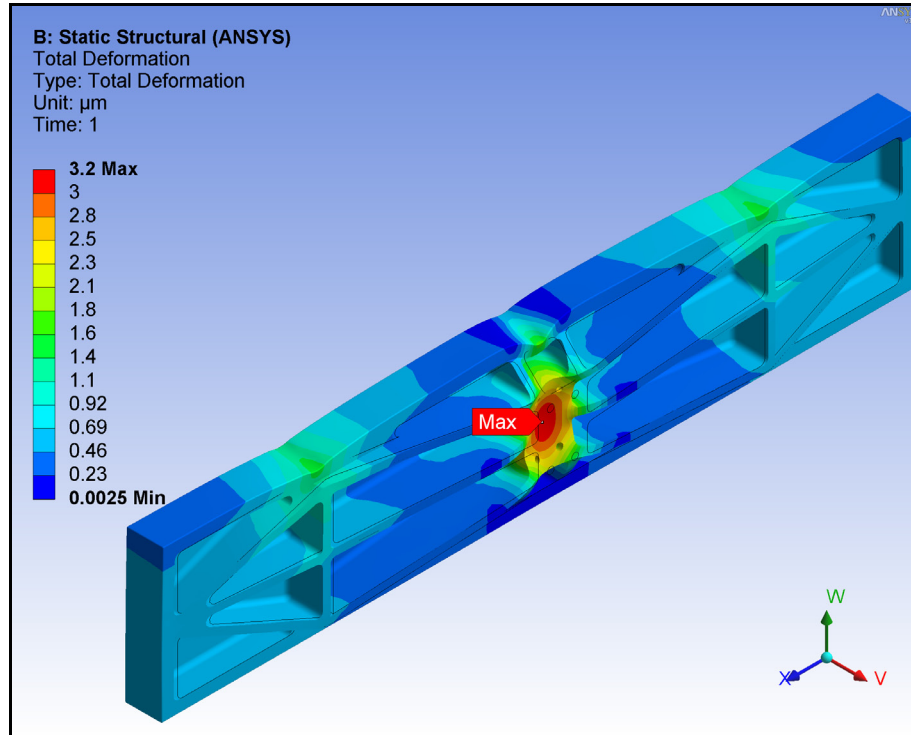


Figura 3-34 Matriz Superior Derecha – Deformación Total.

3.1.3.4 Matriz superior izquierda (MSI).

Al igual que MSD, la Matriz Superior Izquierda recibe una carga vertical entregada por el Actuador N° 1, emplea para sujetar la plancha durante el plegado, para dimensionar MSI se emplea la misma fuerza que se utilizó en MII de 15 kN.

La situación más crítica para este elemento se da cuando además el actuador N° 5, trabajando a una presión de 100 bares se extienda completamente y presione la ondulación contra MSI, debiendo este resistir esta carga.

El esfuerzo principal máximo alcanzado es de 58MPa , ver Figura 3-36 considerando a MSI de fundición gris, con $\sigma_B=240\text{MPa}$, se obtiene un factor de seguridad bajo el límite de rotura de $F_s=4.1$.

Considerando que MSI cuenta con 1750mm de longitud, la deformación alcanzada de $\delta=0.47\text{mm}$ en el centro de este, es prácticamente despreciable.

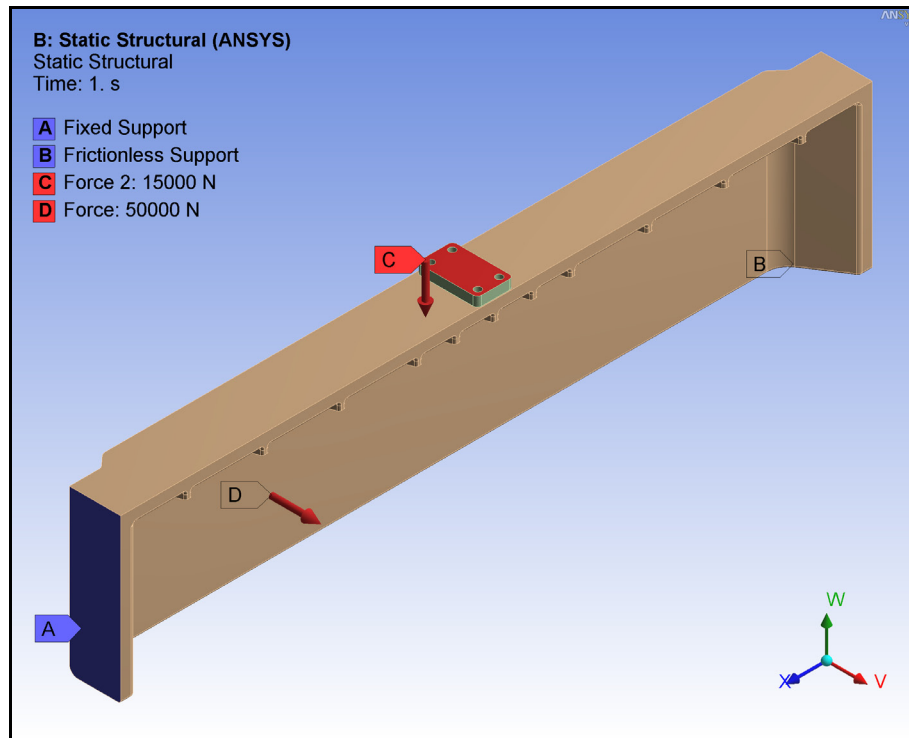


Figura 3-35 Matriz Superior Izquierda – Cargas y Restricciones.

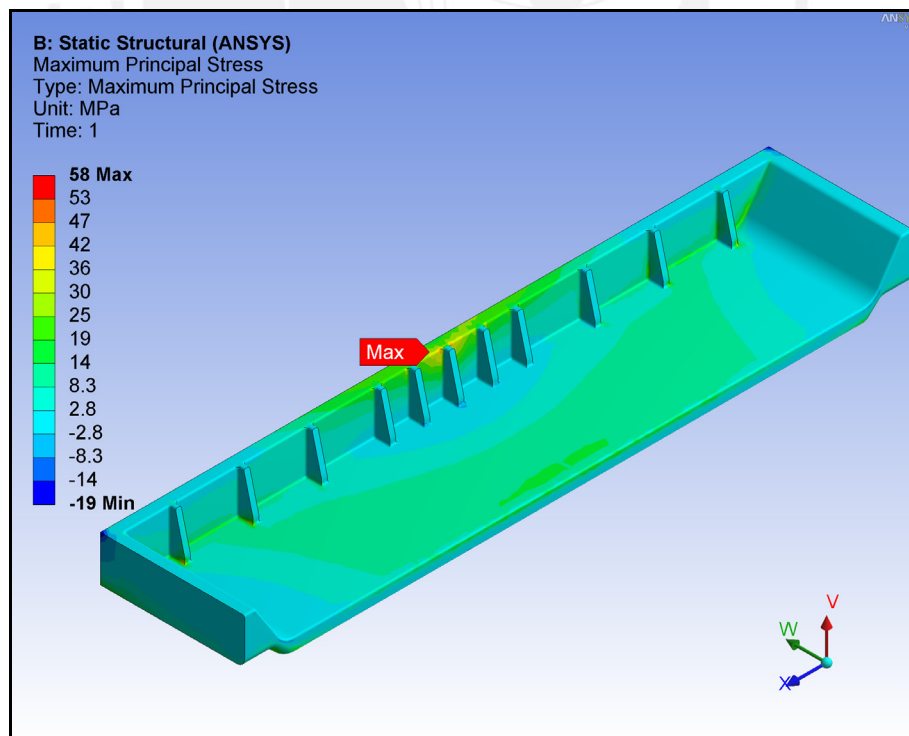


Figura 3-36 Matriz Superior Izquierda – Esfuerzo Principal Máximo.

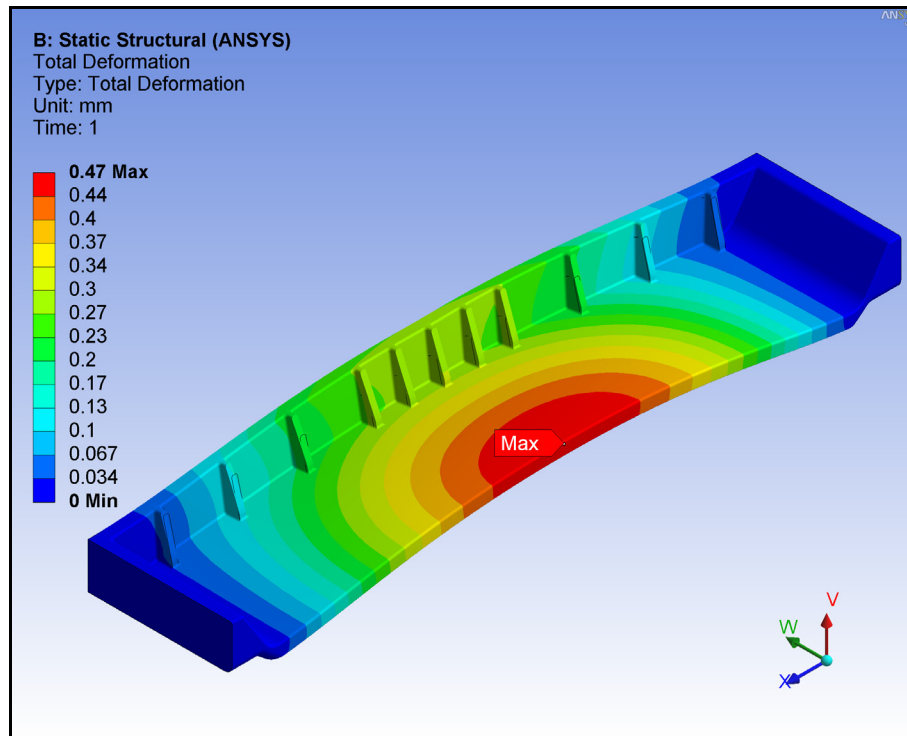


Figura 3-37 Matriz Superior Izquierda – Deformación Total

3.1.3.5 Plataforma Deslizante Inferior (PDI).

La carga transversal aplicada a la plancha durante el plegado se mantendrá constante, gracias a la intervención de una válvula reguladora de presión, seteada a 40 bares, la misma que permitirá que la chuchilla accionada por el Actuador N°3 esté siempre en contacto con la plancha durante su ascenso. A esta presión se ejercerá una fuerza de $5500N$, por esta razón se aplica la reacción de plataforma sobre el Actuador N°3 simétricamente en cada unión (C, D, E y F). Este elemento de caprichosa geometría está dimensionado para resistir además la fuerza aplicada por el Actuador N° 4, el cual cuando se encuentra extendido, con una presión de real de trabajo de 100 bares genera 50 kN . El esfuerzo equivalente máximo alcanzado es de $58.5MPa$, ver Figura 3-39, considerando a PDI de fundición gris, con $\sigma_B=240MPa$, se obtiene un factor de seguridad bajo el límite de rotura de $F_s=4.1$. La Figura 3-40 muestra reducidos valores de deformación.

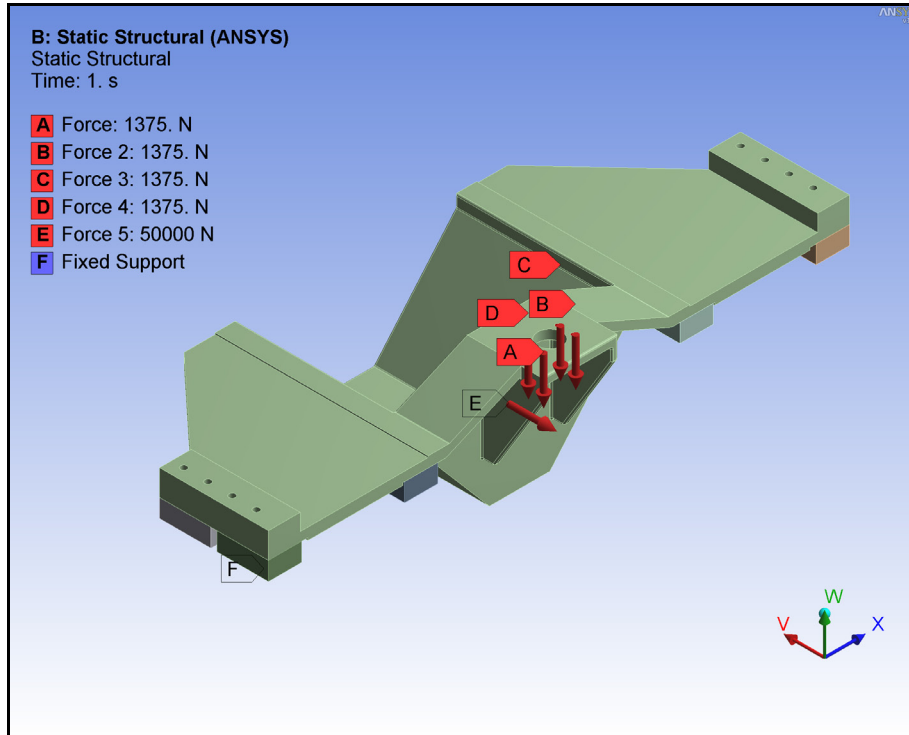


Figura 3-38 Plataforma deslizante – Cargas y Restricciones

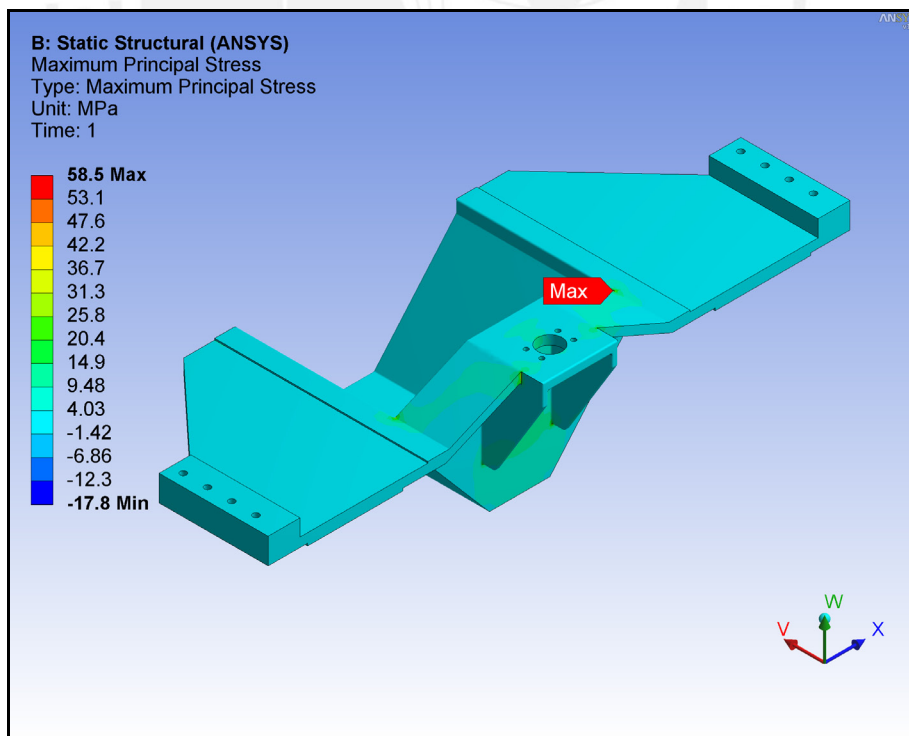


Figura 3-39 Plataforma deslizante – Esfuerzo Principal Máximo.

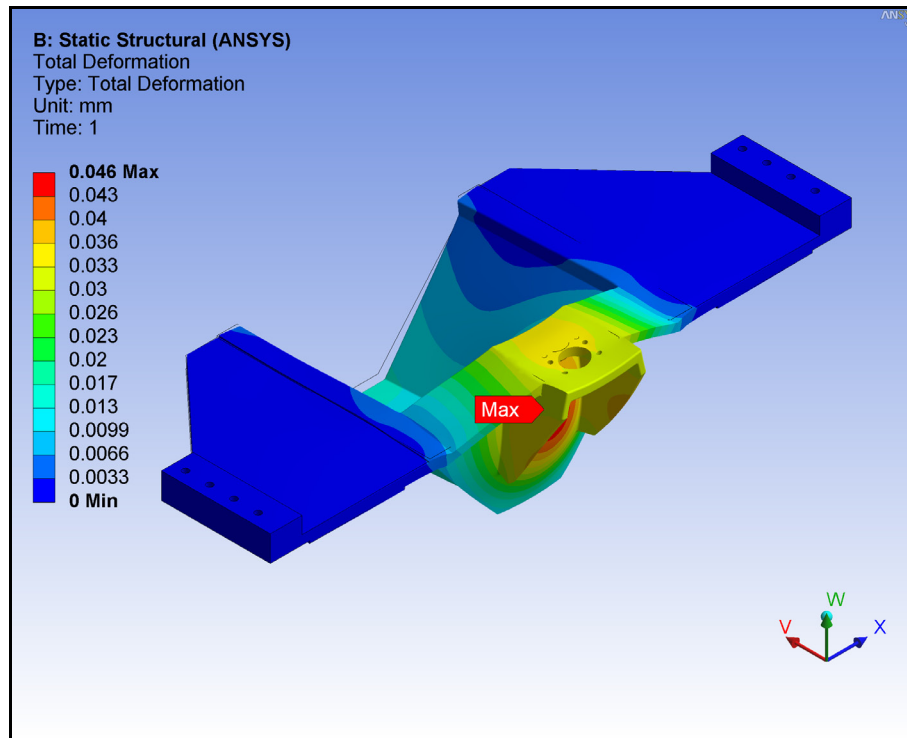


Figura 3-40 Plataforma deslizante – Deformación Total

3.1.3.6 Plataforma Deslizante Superior (PDS).

Diseñada para transmitir uniformemente la fuerza aplicada por el Actuador N° 2 (Carga F de la Figura 3-41) hacia MSD a través de los rieles acoplados en la parte inferior de PDS (restricción E de la Figura 3-42). La trayectoria de PDS establecida por el desplazamiento del vástago del actuador, será guiada por los carros deslizantes (restricción G de la Figura 3-41 y Figura 3-42) los mismos que serán seleccionados para resistir el momento flector generado por la reacción generada hacia el Actuador N° 6 cuando éste entrega al iniciar el plegado una carga de 50kN (repartido entre cargas A, B, C y D de la Figura 3.42). El esfuerzo principal máximo alcanzado es de $68MPa$, ver Figura 3-43, considerando a PDS de fundición gris, con $\sigma_B=240MPa$, se obtiene un factor de seguridad bajo el límite de rotura de $F_s=3.5$. En cuanto a las deformaciones (Figura 3-44) éstas son pequeñas y alcanzan un valor máximo de $\delta=0.14mm$.

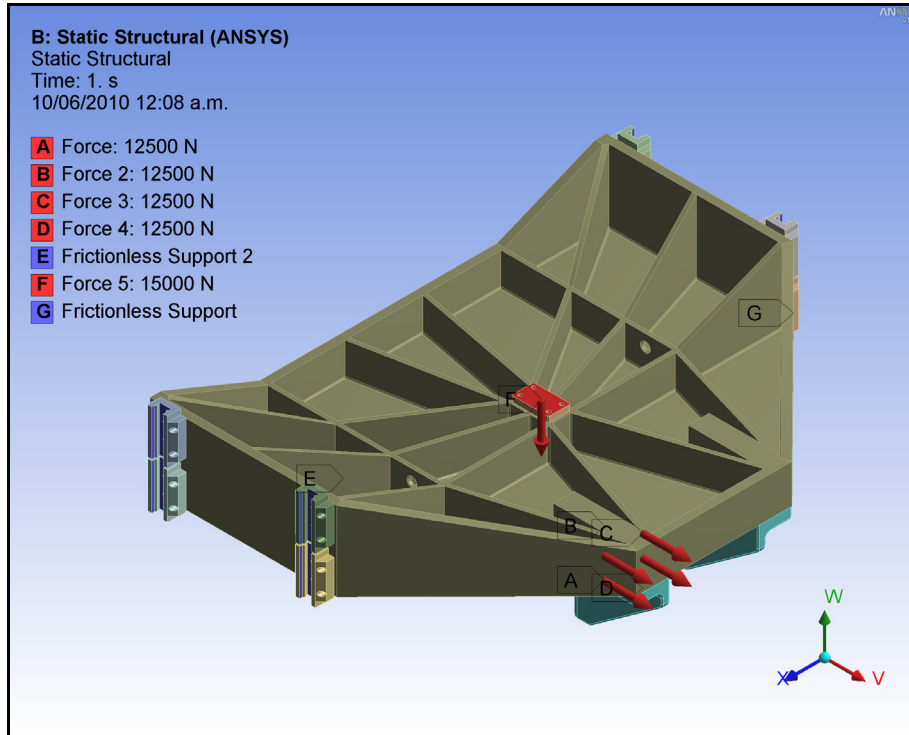


Figura 3-41 Plataforma superior – Cargas y Restricciones

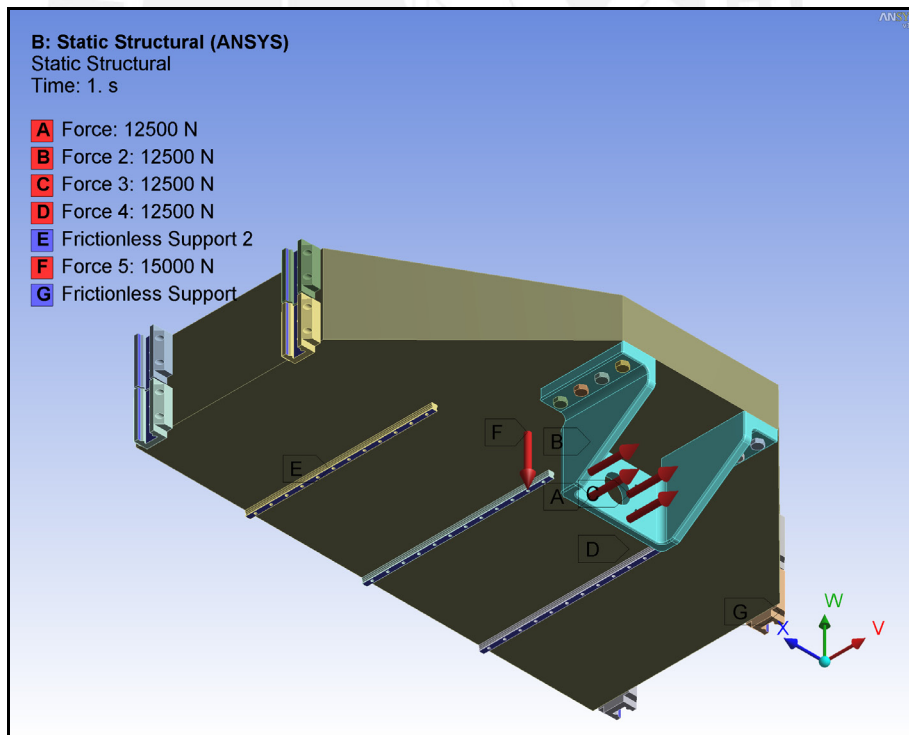


Figura 3-42 Plataforma superior – Cargas y Restricciones

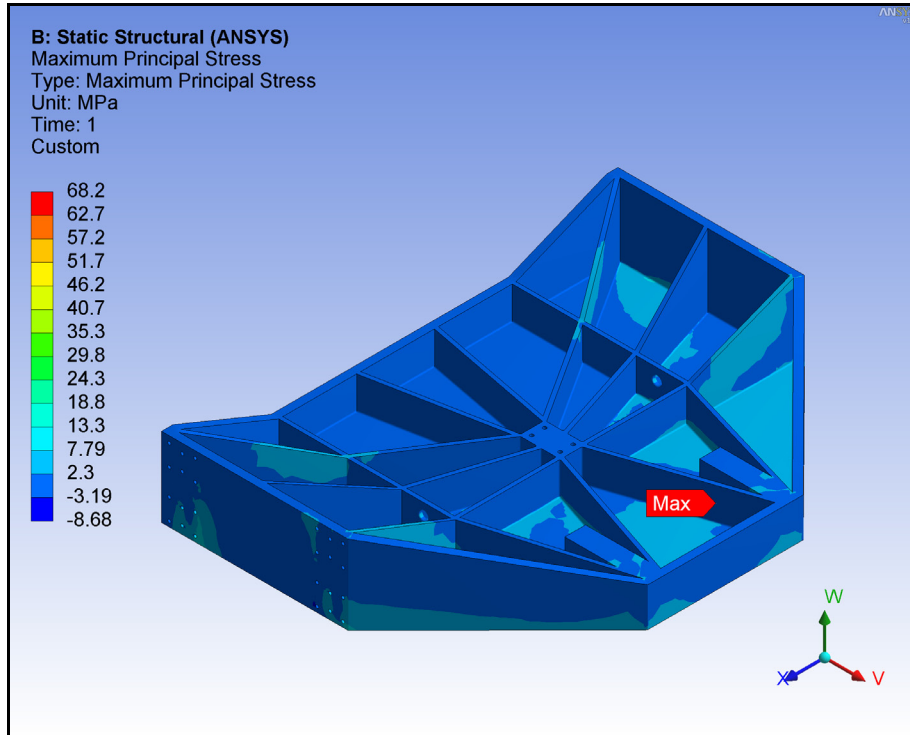


Figura 3-43 Plataforma superior – Esfuerzo Principal Máximo.

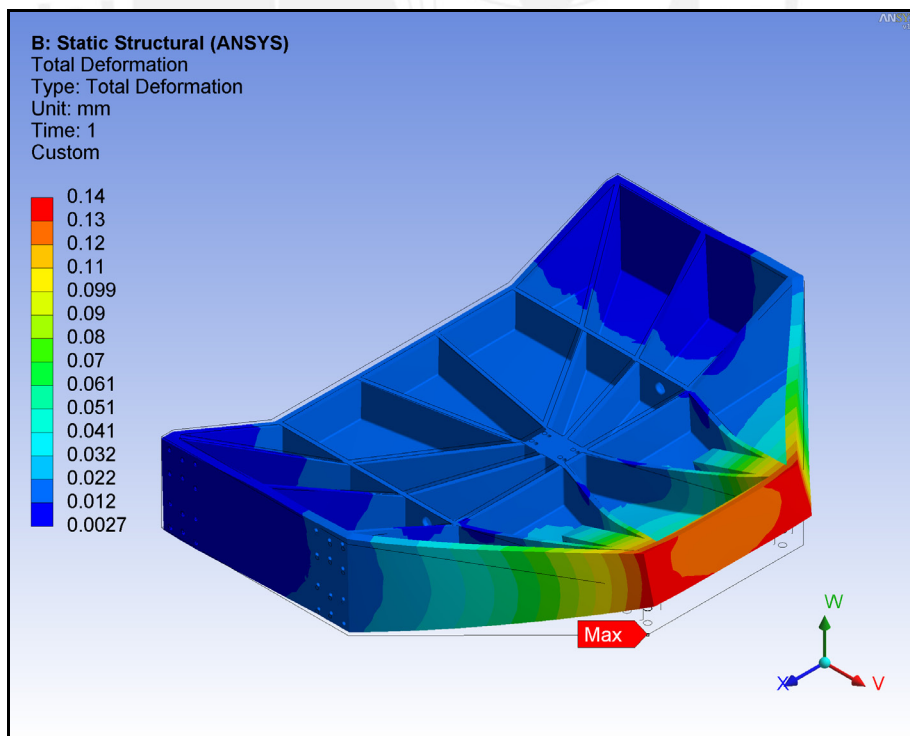


Figura 3-44 Plataforma superior – Deformación Total

3.1.3.7 Soporte – Actuador N° 5.

El Actuador N° 5 se encuentra acoplado a la Matriz Inferior Derecha a través de una Charnela estándar (ISO 8132), y a la Plataforma Fija Inferior a través del soporte mostrado en la Figura 3-45, el mismo que se encuentra acoplado a PFI mediante una unión atornillada (ver sección 3.1.4). Este soporte está dimensionado para resistir la reacción sobre el Actuador N° 5 cuando éste entrega a 100 bares 50kN, repartidos entre sus cuatro pernos (Cargas C, D, E y F de la Figura 3-45).

El esfuerzo equivalente máximo alcanzado es de $88.5MPa$, ver Figura 3-46, considerando a PDS de fundición gris, con $\sigma_B=240MPa$, se obtiene un factor de seguridad bajo el límite de rotura de $Fs=2.7$. En cuanto a la deformación máxima $\delta=0.31mm$. (Figura 3-47), es pequeña y no representa problema alguno.

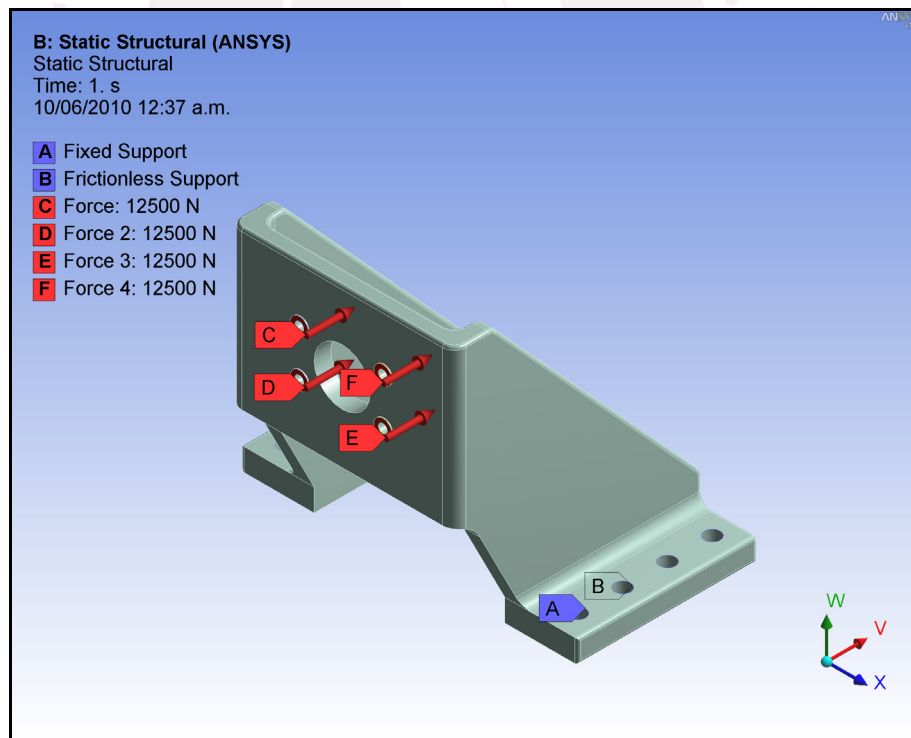


Figura 3-45 Soporte de Actuador N°5 – Cargas y Restricciones.

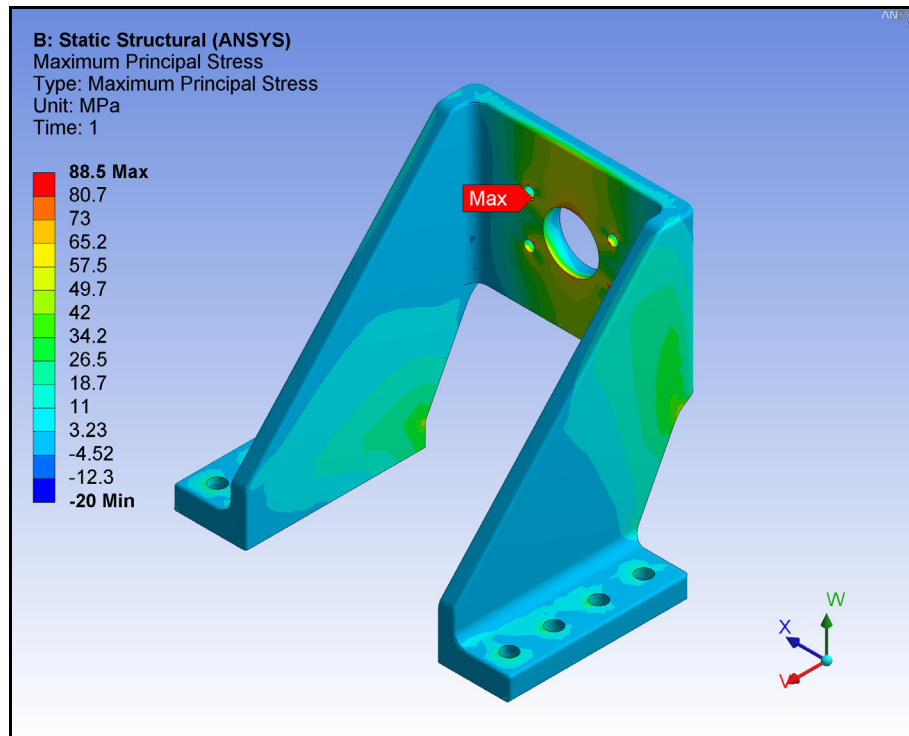


Figura 3-46 Soporte de Actuador N°5 – Esfuerzo Principal Máximo.

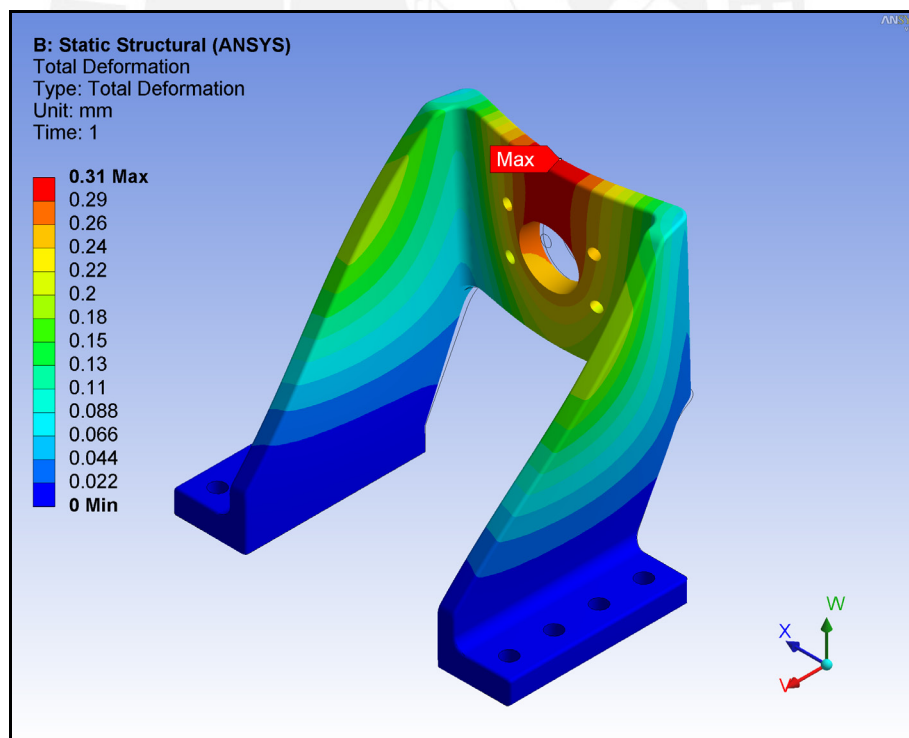


Figura 3-47 Soporte de Actuador N°5 – Deformación Total

3.1.3.8 Plataforma Fija Inferior y Estructura Soporte.

Durante el funcionamiento de la Máquina Plegadora se observa dos marcadas condiciones de trabajo que repercuten esencialmente sobre la estructura soporte, la primera, al iniciarse cada proceso de plegado y la segunda, cuando esto concluye.

Condición Inicial (CI):

En esta primera condición se tiene tres cargas principales, las dos primeras son verticales y se deben a la reacción de la estructura sobre el Actuador N°1 (repartida, según la Figura 3.48 en las cargas I, J, K y L) y el Actuador N°2 (repartida en las cargas E, F, G y H) cuando extendidos ejercen presión sobre la plancha metálica. La tercera, también de reacción, en este caso sobre el Actuador N° 6 cuando inicia el plegado (ver sección 3.1.15), repartida, según la Figura 3-48 en las cargas A, B, C y D.

El esfuerzo equivalente máximo alcanzado es de $66MPa$, ver la Figura 3-49, se ha considerado a la los componentes de la Estructura Soporte de Acero estructural A36, con $\sigma_F=248MPa$, obteniéndose un factor de seguridad bajo el límite de fluencia de $F_s=3.7$.

En tanto, la deformación total máxima es $\delta_T=0.58mm$, en cuanto a la deformación en el eje vertical, alcanza $\delta_W=0.16mm$, que a pesar de no ser una magnitud de consideración, con el propósito de garantizar la sujeción de la plancha a plegar, se incrementará la carrera de los Actuadores N°1 y N°2 en 10mm llegando a ser éstas de $L_{c1}=320mm$ y $L_{c2}=160mm$ respectivamente.

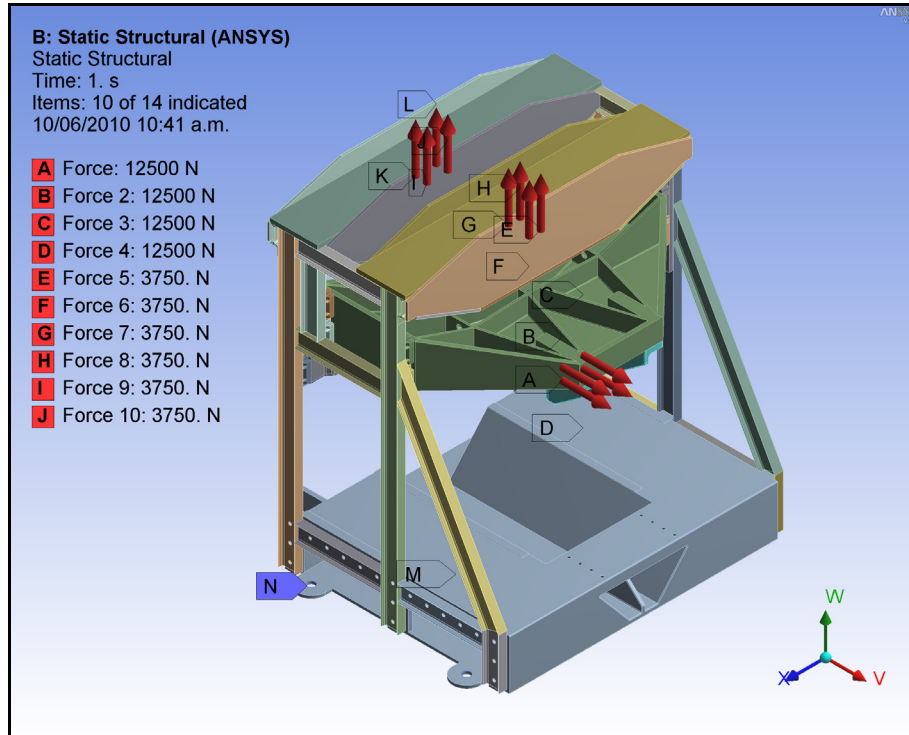


Figura 3-48 Estructura soporte – Cargas y Restricciones CI.

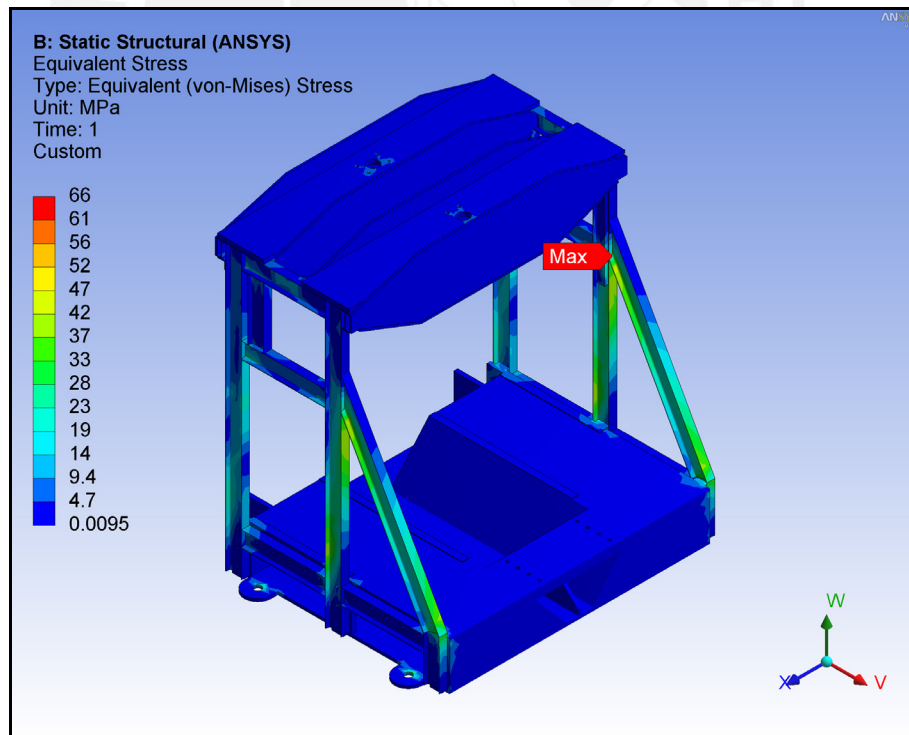


Figura 3-49 Estructura soporte – Esfuerzo Equivalente CI.

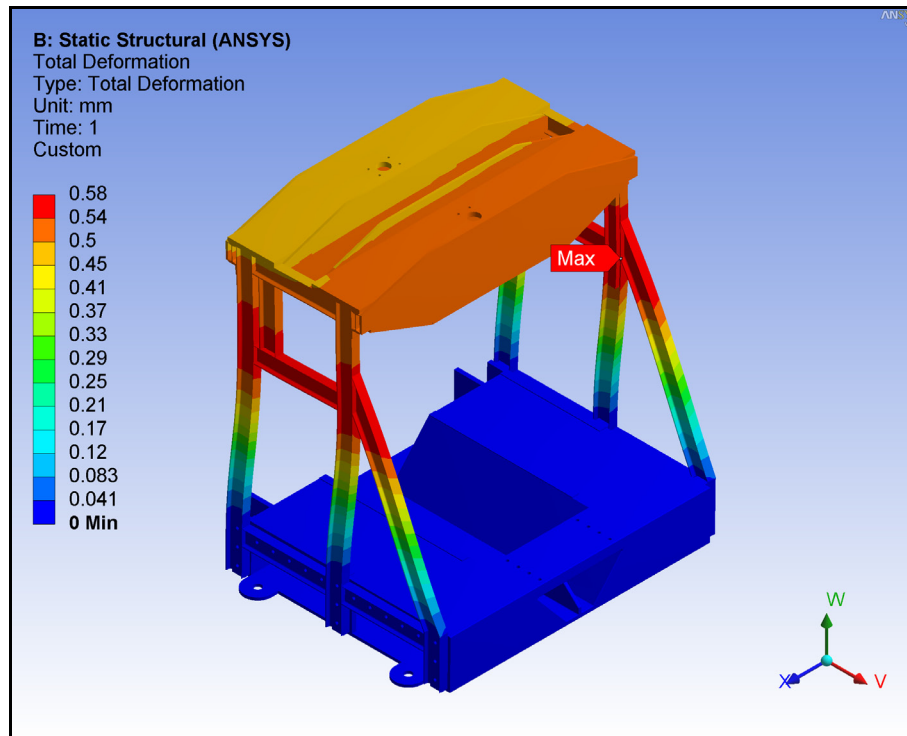


Figura 3-50 Estructura soporte – Deformación Total CI.

Condición Final (CF):

Para la segunda condición se tiene que las fuerzas horizontales aplicadas a la máquina se equilibran, esto ocurre cuando el Actuador N° 6 se encuentra totalmente extendido, presionando la ondulación sobre la Matriz Superior Izquierda. Mientras la Matriz Superior Derecha e Izquierda ejerce presión sobre la plancha a partir de la extensión de los vástagos del Actuador N°1 y N°2 generando una reacción de la estructura sobre éstos, como se muestra en la Figura 3-51.

El esfuerzo equivalente máximo alcanzado es 26MPa , se ubica bajo la cobertura superior, ver Figura 3-52, considerado a los componentes de la Estructura Soporte de Acero estructural A36, con $\sigma_F=248\text{MPa}$, obteniendo un factor de seguridad bajo el límite de fluencia de $F_s=9.5$ para esta condición. La deformación total alcanza un valor de $\delta_T=0.079\text{mm}$ y las deformaciones verticales llegan a ser $\delta_W=0.069\text{mm}$.

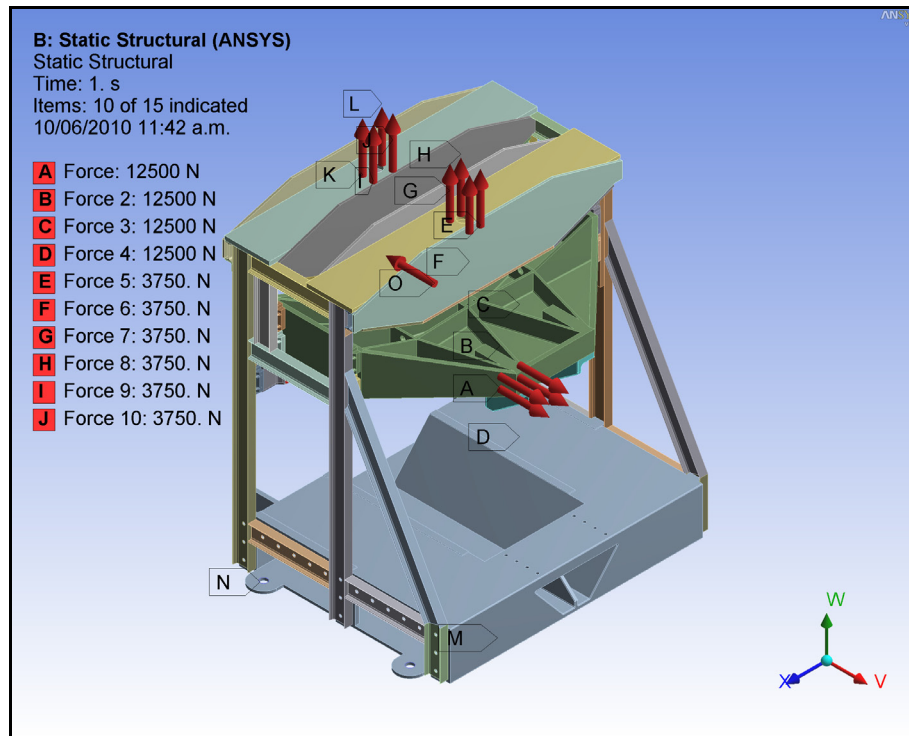


Figura 3-51 Estructura soporte – Cargas y Restricciones CF.

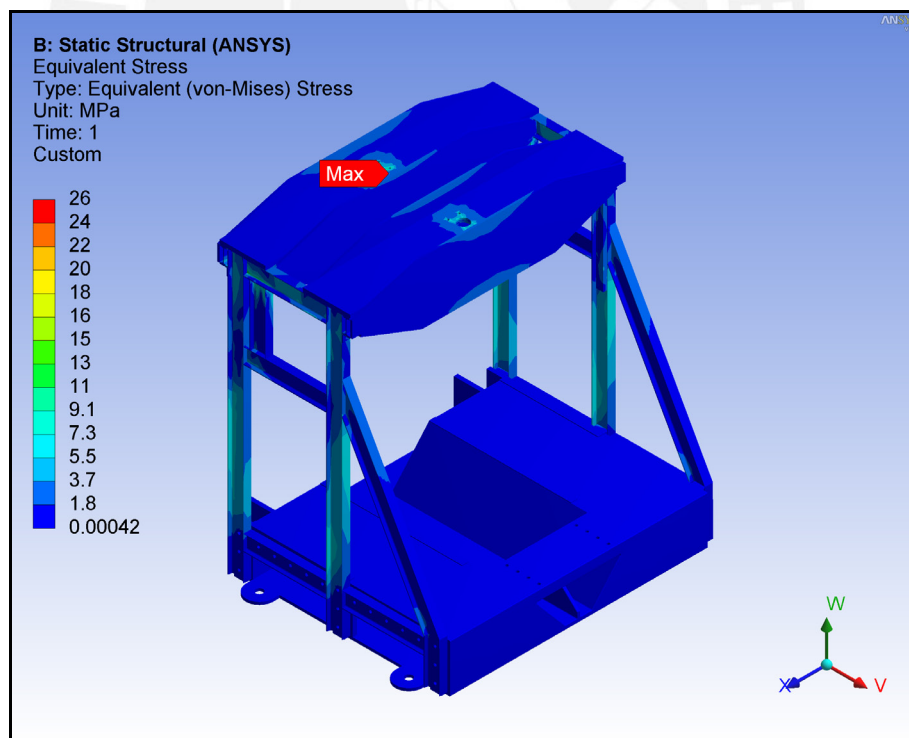


Figura 3-52 Estructura soporte – Esfuerzo Equivalente CF.

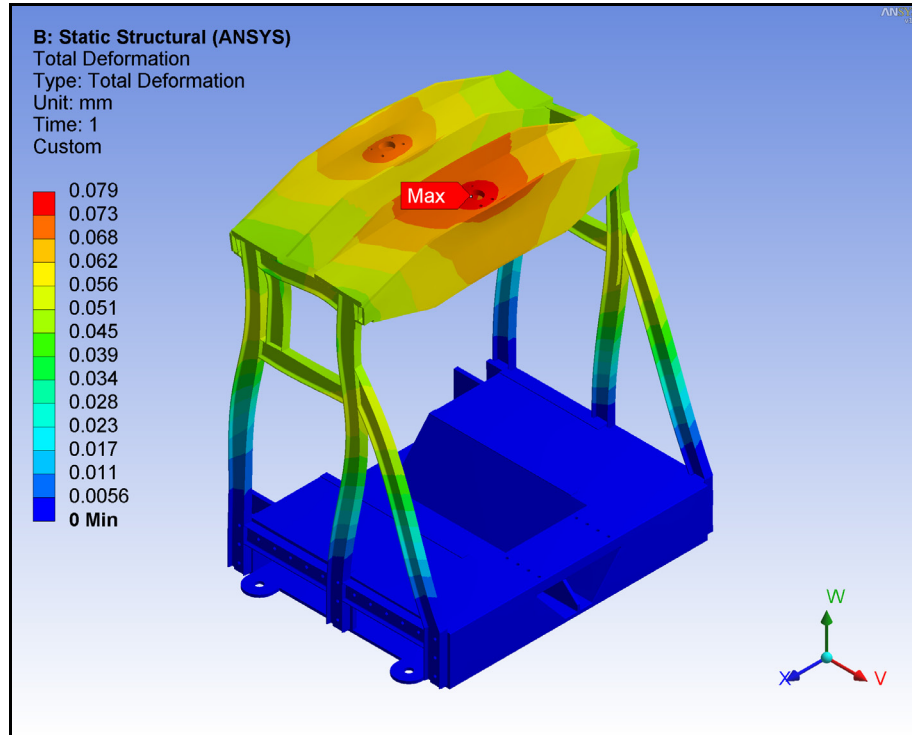


Figura 3-53 Estructura soporte – Deformación Total CF.

3.1.4 Cálculo Sistemático de uniones atornilladas, según VDI 2230.

El presente procedimiento ha sido guiado por la norma VDI 2230[6].

Pernos Soporte Actuador N° 5.

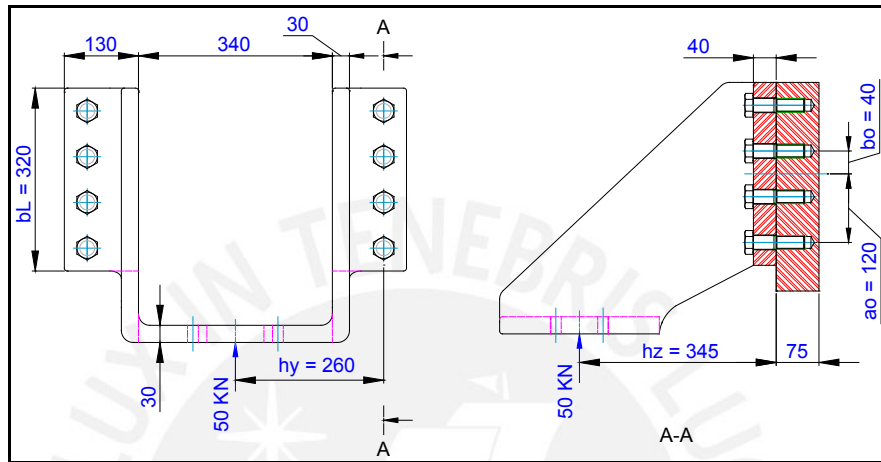


Figura 3-54 Detalle del montaje del soporte N° 5

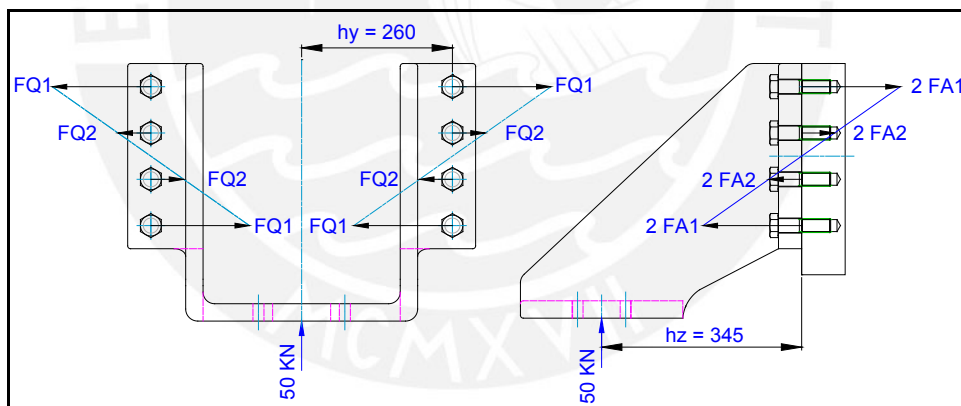


Figura 3-55 Cargas aplicadas a cada perno.

De la figura se tiene:

$$F_0 = 50kN \tag{3.111}$$

$$h_z = 345mm \tag{3.112}$$

$$h_y = 260mm \tag{3.113}$$

$$a_0 = 120mm \quad (3.114)$$

$$b_0 = 40mm \quad (3.115)$$

$$b_1 = \frac{b_L}{\text{Cant.de.pernos}} = \frac{320mm}{4} = 80mm \quad (3.116)$$

Carga axial:

$$M_f = F_0 h_z \quad (3.117)$$

$$M_f = 4FA_1 a_0 + 4FA_2 b_0 \quad (3.118)$$

$$FA_1 = \frac{a_0}{b_0} FA_2 \quad (3.119)$$

$$M_f = 4 \frac{a_0^2}{b_0} FA_2 + 4FA_2 b_0 \quad (3.120)$$

$$FA_2 = \frac{F_0 h_z}{4 \left(\frac{a_0^2}{b_0} + b_0 \right)} = 10.8kN \quad (3.121)$$

$$FA_1 = \frac{a_0}{b_0} FA_2 = 32.3kN \quad (3.122)$$

El perno sometido a mayor carga axial recibe:

$$F_{A_{\max}} = FA_1 = 32.3kN \quad (3.123)$$

Carga Transversal:

$$M_t = F_0 \frac{h_y}{4} \quad (3.124)$$

$$M_t = 2FQ_1 a_0 + 2FQ_2 b_0 \quad (3.125)$$

$$FQ_1 = \frac{a_0}{b_0} FQ_2 \quad (3.126)$$

$$M_t = 2 \frac{a_0^2}{b_0} FQ_2 + 2FQ_2 b_0 \quad (3.127)$$

$$FQ_2 = \frac{F_0 h_y}{8 \left(\frac{a_0^2}{b_0} + b_0 \right)} = 4.1 kN \quad (3.128)$$

$$FQ_1 = \frac{a_0}{b_0} FQ_2 = 12.2 kN \quad (3.129)$$

El perno sometido a mayor carga transversal recibe:

$$F_{Q_{\max}} = \sqrt{FQ_1^2 + \left(\frac{F_0}{8} \right)^2} = 13.7 kN \quad (3.130)$$

3.1.4.1 Datos de partida

R0 Diámetro nominal “d”

Sea el coeficiente de fricción en la interfaz:

$$\mu_{T \min} = 0.15 \quad (3.131)$$

La carga axial y transversal que deberá soportar el perno:

$$F_{A \max} = 32.3 kN \quad (3.132)$$

$$F_{Q \max} = 13.7 kN \quad (3.133)$$

Teniendo en cuenta:

$$F_{A \max} < \frac{F_{Q \max}}{\mu_{T \min}} = 91.3 kN \quad (3.134)$$

De acuerdo con la Tabla 7 – Anexo 2, se selecciona un perno: **M24 Clase 12.9**

Datos de la geometría del perno y las piezas a unir:

Diámetro nominal del perno:

$$d = 24 mm \quad (3.135)$$

Paso del perno:

$$p = 3mm \quad (3.136)$$

Diámetro del agujero:

$$d_h = 26mm \quad (3.137)$$

Área de tensión:

$$A_s = 353mm^2 \quad (3.138)$$

Área la raíz:

$$A_{d_3} = 324.3mm^2 \quad (3.139)$$

Espesor de las placas a unir:

$$l_k = 40mm \quad (3.140)$$

Espesor de la placa base:

$$l_2 = 75mm \quad (3.141)$$

Longitud del perno:

$$l_s = 90mm \quad (3.142)$$

Longitud roscada:

$$b = 90mm \quad (3.143)$$

Longitud sin rosca del perno:

$$l_{sr} = l_s - b = 36mm \quad (3.144)$$

Longitud roscada del perno hasta la tuerca:

$$l_{Gew} = l_k - l_{sr} = 4mm \quad (3.145)$$

Diámetro de la cabeza del perno:

$$d_k = 36mm \quad (3.146)$$

Superficie de apoyo de la cabeza del perno:

$$A_k = 373\text{mm}^2 \quad (3.147)$$

Diámetro de la sección de tensión:

$$d_s = \sqrt{\frac{4A_s}{\pi}} = 21.2\text{mm} \quad (3.148)$$

Diámetro de la raíz:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4Ad_3}{\pi}} = 20.3\text{mm} \quad (3.149)$$

Diámetro de paso:

$$d_2 = 2d_s - d_3 = 22.08 \quad (3.150)$$

R1 Factor de ajuste α_A

Factor de Ajuste, ver Tabla 8 – Anexo 2:

$$\alpha_A = 1.4 \quad (3.151)$$

R2 Carga mínima de sujeción F_{Kerf}

a) Fuerza separadora:

De la Figura 3-56 se tiene:

$$c_T = 130\text{mm} \quad (3.152)$$

$$u = 65\text{mm} \quad (3.153)$$

$$S_{sym} = 25\text{mm} \quad (3.154)$$

$$a = 90\text{mm} \quad (3.155)$$

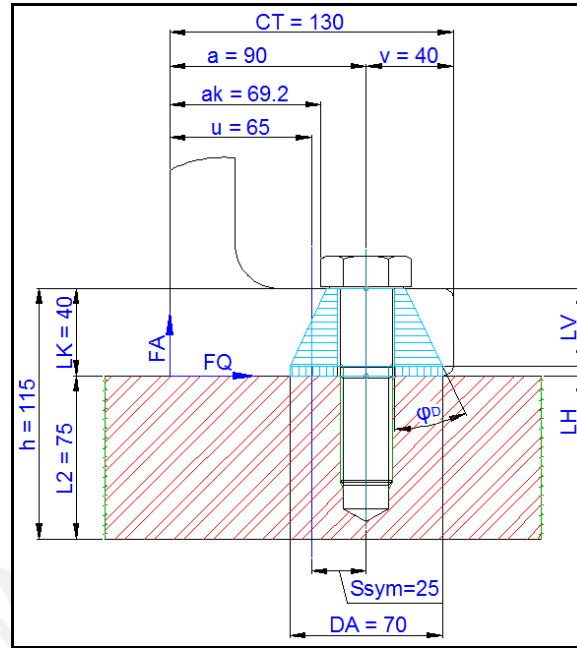


Figura 3-56 Esquema de la unión. Perno anclado con excentricidad S_{sym} respecto al centro de la placa, Cargas F_Q y F_A aplicada con excentricidad respecto al eje del perno.

Diámetro exterior equivalente del área de contacto:

$$D_A = 70mm \quad (3.156)$$

Área de contacto:

$$A_D = \frac{\pi D_A^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4} = 3318mm^2 \quad (3.157)$$

El momento de inercia del área real de contacto ($C_T \times b_1$) es:

$$I_{BT} = \frac{b_1 c_T^3}{12} = 1.465 \times 10^7 mm^2 \quad (3.158)$$

La fuerza separadora, considerando la excentricidad de la carga aplicada:

$$F_{KA} = F_A \frac{auA_D - S_{sym}uA_D}{I_{BT} + S_{sym}uA_D} = 22.6kN \quad (3.159)$$

b) Fricción de ajuste, para transmitir la carga transversal:

Considerando el número de interfaces:

$$q_F = 1 \quad (3.160)$$

El ajuste mínimo para soportar la carga axial es:

$$F_{KQ} = \frac{F_Q}{q_F \mu_T} = 91.3kN \quad (3.161)$$

La carga mínima de ajuste es:

$$F_{Kerf} = \max(F_{KQ}, F_{KA}) = 91.3kN \quad (3.162)$$

3.1.4.2 Triangulo de Distorsión:

R3 Proporción de la carga de trabajo/factor de carga F_{SA} , F_{PA} , F

a) Elasticidad del perno:

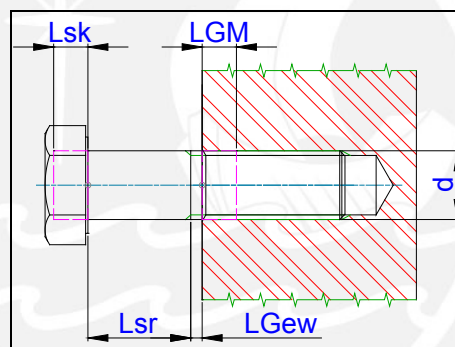


Figura 3-57 Zonas de deformación elástica de un perno.

Sea el módulo de elasticidad del perno y las placas a unir, respectivamente:

$$E_s = 2.1 \times 10^5 MPa \quad (3.163)$$

$$E_p = 9.5 \times 10^4 MPa \quad (3.164)$$

Para pernos de cabeza hexagonal:

$$l_{SK} = 0.5d \quad (3.165)$$

Para uniones con agujero roscado:

$$l_M = 0.33d \quad (3.166)$$

$$l_G = 0.5d \quad (3.167)$$

La elasticidad δ , de las zonas mostradas en la Figura 3.57:

$$\delta_{SK} = \frac{4l_{SK}}{E_s \pi d^2} = 1.263 \times 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (3.168)$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_s A d_3} = 5.873 \times 10^{-8} \frac{mm}{N} \quad (3.169)$$

$$\delta_{GM} = \frac{l_G}{E_s A d_3} + \frac{4l_M}{E_p \pi d^2} = 3.605 \times 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (3.170)$$

$$\delta_1 = \frac{4l_{sr}}{E_s \pi d^2} = 3.789 \times 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (3.171)$$

La elasticidad total del perno viene a ser:

$$\delta_s = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_{Gew} + \delta_{GM} = 9.245 \times 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (3.172)$$

b) Elasticidad de la placa:

Por tratarse de la unión con agujero roscado, se tendrá dos zonas de deformación en la placa a unir, simplificadas como un cilindro troncocónico y un cilindro simple como se muestra en la Figura 3-56.

El ángulo ψ_E del cono, para este tipo de unión está dado por:

$$\psi_E = \arctan \left[0.348 + 0.013 \ln(\beta_L) + 0.193 \ln(y) \right] \quad (3.173)$$

Donde " β_L " e " y " son parámetros geométricos de la unión:

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_K} = 1.1 \quad (3.174)$$

$$y = \frac{D_A}{d_K} = 1.9 \quad (3.175)$$

$$\psi_E = 25.5^\circ \quad (3.176)$$

El diámetro límite de deformación:

$$D_{AGr} = d_K + w l_K \tan(\psi_E) \quad (3.177)$$

Donde w depende del tipo de unión ($w=1$ para unión con tuerca, $w=2$ para agujero roscado):

$$w = 2 \quad (3.178)$$

$$D_{AGr} = 74mm \quad (3.179)$$

El la altura del cono y el cilindro son respectivamente:

$$l_V = \frac{D_A - d_K}{2 \tan(\psi_E)} = 35.6mm \quad (3.180)$$

$$l_H = l_K - \frac{2l_V}{w} = 4.4mm \quad (3.181)$$

La deformación de la placa deberá ser evaluada de acuerdo a tres condiciones geométricas:

$$\delta_p := \begin{cases} \frac{l_K}{E_p \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_A^2 - d_h^2) \right]} & \text{if } D_A \leq d_K \\ \frac{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_K + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_K - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \cdot \left(l_K - \frac{D_A - d_K}{w \cdot \tan(\psi_E)} \right)}{E_p \cdot \pi} & \text{if } d_K < D_A \wedge D_A < D_{AGr} \\ \frac{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_K + d_h) \cdot (d_K + w \cdot l_K \cdot \tan(\psi_E) - d_h)}{(d_K - d_h) \cdot [(d_K + w \cdot l_K \cdot \tan(\psi_E)) + d_h]} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan(\psi_E)} & \text{if } D_A \geq D_{AGr} \end{cases}$$

$$\delta_p = 2.96 \times 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (3.182)$$

Dado que, se trata de un anclaje con carga excéntricas se presenta una deformación por flexión originando una deformación en la placa δ_p^* de mayor magnitud a la generada en el caso de una carga concéntrica, es necesario calcular el momento de giro I_{Bers}

Para la deformación del cono:

$$I_{Bers}^V = 0.147 \frac{(D_A - d_K) d_K^3 D_A^3}{D_A^3 - d_K^3} = 2.699 \times 10^5 \text{ mm}^4 \quad (3.183)$$

La excentricidad del perno S_{sym} , respecto al centro de la placa a unir, ver Figura 3-56, interviene en la deformación del cono:

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^V + S_{sym}^2 \frac{\pi}{4} D_A^2 = 2.675 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.184)$$

Para la deformación del cilindro:

$$I_{Bers}^H = \frac{b_1 c_T^3}{12} = 1.465 \times 10^7 \text{ mm}^4 \quad (3.185)$$

Para la deformación combinada:

$$I_{Bers} = \frac{l_K}{\frac{2}{w} \left(\frac{l_V}{I_{Bers}^{Ve}} \right) + \frac{l_H}{I_{Bers}^V}} = 1.349 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.186)$$

La elasticidad de la placa δ_p^* debida a la excentricidad del perno y δ_p^{**} por la excentricidad de la carga F_A respecto al perno, son respectivamente:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{S_{sym}^2 l_K}{E_p I_{Bers}} = 4.908 \times 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (3.187)$$

$$\delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a S_{sym} l_K}{E_p I_{Bers}} = 4.981 \times 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (3.188)$$

Relación entre fuerzas:

De acuerdo a las condiciones geométricas y la introducción de la carga, según la Figura 5.2/9 – Anexo 2, se trata de una junta tipo SV 1.

De la Figura 3-56, $h=115mm$ y la carga F_A es aplicada en el extremo de la pieza a unir, por ende:

$$l_A = 0mm \quad (3.189)$$

de la Figura 3-56 se obtiene los parámetros geométricos:

$$\frac{l_A}{h} = 0 \quad (3.190)$$

$$\frac{a_K}{h} = 0.6 \quad (3.191)$$

En tabla 5.2/1 – Anexo 2, para una junta SV1, con los parámetros 3.189 y 3.190, se obtiene el factor de introducción de la carga:

$$n = 0.13 \quad (3.192)$$

Por ser $S_{sym} \neq 0$ y $a > 0$ el factor de carga es:

$$\Phi_{en}^* = n \frac{\delta_p^*}{\delta_p + \delta_p^{**}} = 0.033 \quad (3.193)$$

Es necesario asegurar una carga mínima de ajuste para prevenir la separación debido a cargas adicionales

$$F_{SAmax} = \Phi_{en}^* F_{Amax} = 1073N \quad (3.194)$$

y para el alivio de carga en la placa:

$$F_{PAmax} = (1 - \Phi_{en}^*) F_{Amax} = 31.3kN \quad (3.195)$$

R4 Pérdida de precarga F_z , $\Delta F'_{vth}$

Para una rugosidad $R_z \leq 16 \mu m$ y tomando en cuenta solo la carga axial, de la tabla 5.4/1-

Anexo 1, se tiene:

Asentamiento en el hilo:

$$f_{z1} = 3 \mu m \quad (3.196)$$

Asentamiento en la cabeza del perno:

$$f_{z2} = 3 \mu m \quad (3.197)$$

Asentamiento en la interfaz:

$$f_{z3} = 2 \mu m \quad (3.198)$$

Asentamiento total:

$$f_z = f_{z1} + f_{z2} + f_{z3} = 8 \mu m \quad (3.199)$$

Pérdida de pretensión:

$$F_z = \frac{f_z}{(\delta_p + \delta_s)} = 6.56 kN \quad (3.200)$$

R5 Carga mínima de montaje $F_{M \min}$

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + F_{PA \max} + F_z = 129 kN \quad (3.201)$$

R6 Carga máxima de montaje $F_{M \max}$

$$F_{M \max} = \alpha_A F_{\min} = 181 kN \quad (3.202)$$

3.1.4.3 Casos de carga y verificaciones**R7 Esfuerzo de montaje σ_{reds} , M , F_{Mzul}**

Se analizará si la máxima carga de montaje puede ser aplicada al perno seleccionado.

De la Tabla 5 – Anexo 2, se obtiene el coeficiente de fricción en el hilo μ_G :

$$\mu_G = 1.6 \quad (3.203)$$

Luego, de la Tabla 1 – Anexo 2, para el perno seleccionado, se obtiene la fuerza de pretensión de montaje admisible:

$$F_{MTab} = 296kN \quad (3.204)$$

la carga permisible de ensamble es:

$$F_{Mzul} = F_{MTab} = 296kN \quad (3.205)$$

Se tiene que:

$$F_{M \max} < F_{Mzul} \quad (3.206)$$

Lo cual cumple con los requerimientos mínimos.

R8 Esfuerzo de trabajo σ_{red} , B , S_F

La máxima carga que podría aplicarse al perno:

$$F_{s \max} = F_{Mzul} + \Phi_{en}^* F_A = 297kN \quad (3.207)$$

por ende, el máximo esfuerzo

$$\sigma_{z \max} = \frac{F_{s \max}}{A_s} = 842MPa \quad (3.208)$$

El esfuerzo torsor máximo:

$$\tau_{\max} = \frac{M_G}{W_p} \quad (3.209)$$

Dónde:

$$M_G = F_{Mzul} \frac{d_2}{2} \left(\frac{p}{\pi d_2} + 1.115 \mu_G \right) = 745Nm \quad (3.210)$$

$$W_p = \frac{\pi}{16} d_s^3 = 1871mm^3 \quad (3.211)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_G}{W_p} = 398MPa \quad (3.212)$$

Esfuerzo equivalente en servicio, con un factor de reducción aplicado al esfuerzo torsor recomendado:

$$k_{\tau} = 0.5 \quad (3.213)$$

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{z_{max}}^2 + 3(k_{\tau}\tau_{max})^2} = 910MPa \quad (3.214)$$

el esfuerzo de fluencia para un perno de calidad 12.9 es:

$$R_{p0,2min} = 1080MPa \quad (3.215)$$

El factor de seguridad será:

$$F_s = \frac{R_{p0,2min}}{\sigma_{red,B}} = 1.2 \quad (3.216)$$

R9 Esfuerzo alternante σ_a , σ_{ab} , S_D

El momento de giro de la superficie de contacto, descontando el agujero es:

$$\bar{I}_{Bers} = I_{Bers} - \frac{\pi}{64}d_h^4 = 1.326 \times 10^6 mm^4 \quad (3.217)$$

La longitud de equivalente de flexión será:

$$l_{ers} = \beta_s E_s I_3 \quad (3.218)$$

Donde I_3 es momento de inercia de la raíz del perno:

$$I_3 = \frac{\pi}{64}d_3^4 = 8369mm^4 \quad (3.219)$$

Donde β_s es la resistencia a la flexión del perno:

$$\beta_s = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_{Gew} + \beta_M + \beta_G \quad (3.220)$$

La resistencia a la flexión β_s , de las zonas mostradas en la Figura 3.57:

$$\beta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_s \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)} = 3.509 \times 10^{-5} \frac{1}{Nm} \quad (3.221)$$

$$\beta_1 = \frac{l_{sr}}{E_s \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)} = 1.053 \times 10^{-5} \frac{1}{Nm} \quad (3.222)$$

$$\beta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_s \left(\frac{\pi d_3^4}{64} \right)} = 2.276 \times 10^{-6} \frac{1}{Nm} \quad (3.223)$$

$$\beta_M = \frac{l_M}{E_p \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)} = 5.119 \times 10^{-6} \frac{1}{Nm} \quad (3.224)$$

$$\beta_G = \frac{l_G}{E_s \left(\frac{\pi d_3^4}{64} \right)} = 6.828 \times 10^{-6} \frac{1}{Nm} \quad (3.225)$$

$$\beta_s = 2.826 \times 10^{-5} \frac{1}{Nm} \quad (3.226)$$

La longitud de equivalente de flexión es:

$$l_{ers} = 49.7mm \quad (3.227)$$

El esfuerzo alternante máximo:

$$\sigma_{Sab} = \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{en}^*} - \frac{S_{sym}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{ers}} \frac{E_s}{E_p} \frac{\pi a d_s^3}{8 I_{Bers}} \right] \frac{\Phi_{en}^* F_A}{A_S} \quad (3.228)$$

$$\sigma_{Sab} = 44.1MPa \quad (3.229)$$

La amplitud del esfuerzo alternante:

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{Sab}}{2} = 22.1MPa \quad (3.230)$$

El límite de fatiga, para pernos laminados antes del tratamiento térmico:

$$\sigma_{ASV} = 0.85 \left(\frac{150mm}{d} + 45 \right) MPa = 43.6MPa \quad (3.231)$$

El factor de seguridad será:

$$F_s = \frac{\sigma_{ASY}}{\sigma_{ab}} = 1.98 \quad (3.232)$$

R10 Presión superficial p_{max} S_p

La máxima presión superficial p_{max} que ocurra durante el funcionamiento, no debe superar el límite de presión superficial de los elementos de la unión.

$$p_{max} = \frac{F_{Mzul}}{A_{pmin}} \quad (3.233)$$

Donde A_{pmin} es el área de contacto:

$$A_{pmin} = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - d_h^2) = 487 \text{ mm}^2 \quad (3.234)$$

$$p_{max} = 608 \text{ MPa} \quad (3.235)$$

La presión superficial límite para CK45, de acuerdo a la Tabla A9 - Anexo 2 es $p_G = 630 \text{ MPa}$ y $R_m = 700 \text{ MPa}$. A causa del aumento de la resistencia a la tracción a $R_{p0,2min} = 1080 \text{ MPa}$ (Calidad 12.9), la presión superficial límite será extrapolada linealmente:

$$p_G = \left(\frac{1080 \text{ MPa}}{700 \text{ MPa}} \right) 630 \text{ MPa} = 972 \text{ MPa} \quad (3.236)$$

Se tiene que:

$$p_{max} < p_G \quad (3.237)$$

Lo cual cumple con los requerimientos mínimos.

R11 Longitud mínima de empotramiento m_{effmin}

Con el límite de cizalladura del material de la placa (GJL-250) Tabla A9 – Anexo 2:

$$\tau_{Bmin} = 290 \text{ MPa} \quad (3.238)$$

De la figura 5.5/4 – Anexo 2, para un perno de calidad 12.9 y el límite de cizalladura de la placa, se obtiene la relación:

$$m_{eff} = 1.4d \quad (3.239)$$

con la que se obtiene la longitud mínima de empotramiento:

$$m_{eff} = 33.6mm \quad (3.240)$$

la longitud real de empotramiento m_{vorh} vendría a ser:

$$m_{vorh} = l_s - l_K - \left(\frac{d - d_3}{2} \right) = 48.2mm \quad (3.241)$$

sin embargo, la longitud efectiva de empotramiento es:

$$m_{vorh.eff} = m_{vorh} - 0.8p = 45.8mm \quad (3.242)$$

de donde:

$$m_{vorh.eff} > m_{eff} \quad (3.243)$$

cumpliendo con los requerimientos mínimos.

R12 Deslizamiento SG , τ_{Qmax}

Las cargas transversales que ocurren en una unión atornillada son transmitidas por el ajuste de fricción. En el caso de una sobrecarga o una eventual falla de la unión se debe prever que la carga residual de montaje en la interfaz F_{KRmin} sea mayor a la carga mínima de montaje para transmitir cargas transversales $F_{KQ.erf}$.

$$F_{KRmin} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{en}^*) F_A - F_Z = 174kN \quad (3.244)$$

$$F_{KQ.erf} = \frac{F_Q}{q_F \mu_{Tmin}} = 91.3kN \quad (3.245)$$

Siendo el factor de seguridad contra el deslizamiento:

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{KQ.erf}} = 1.9 \quad (3.246)$$

R13 Momento de Ajuste M_A

El momento torsor para un montaje con ajuste controlado se puede tomar de las Tablas A1 – A4 del Anexo 2. El coeficiente de fricción entre la cabeza del tornillo y la placa:

$$\mu_K = 0.16 \quad (3.247)$$

De la tabla A1 – Anexo 1:

$$M_{adm} = 1685 Nm \quad (3.248)$$

el momento de ajuste admisible, para distintos coeficientes, se calcula con la siguiente expresión:

$$M_A = F_{Mzul} \left(0.16p + 0.58d_2\mu_G + \frac{D_K}{2}\mu_K \right) \quad (3.249)$$

Donde D_K es el diámetro medio del área de contacto:

$$D_K = \frac{d_K + d_h}{2} = 31 mm \quad (3.250)$$

$$M_A = 1666 Nm \quad (3.251)$$

Bibliografía

1. **Z. Marciniak, J.L. Duncan, S.J. Hu.** *Mechanics of Sheet Metal Forming*. Oxford: Butterworth-Heinemann 2002.
2. **R. Chávez.** *Diseño de una máquina compactadora de papel. Tesis de Ingeniero*. Lima: PUCP 2002.
3. **S. Derby.** *Design of Automatic Machinery*. New York: Marcel Dekker 2005.
4. **D. Merkle, B. Schrader, M. Thomes.** *Hydraulics Basic Level*. Denkendorf: Festo Didactic 2003.
5. **DOMEX.** *Forming Handbook - Size shearing operations and plastic forming*. Borlänge. DOMEX - Knowledge Service Center
6. **ASOCIACION DE INGENIEROS ALEMANES VDI.** *Systematic calculation of high duty bolted joints with one cylindrical bolt. VDI 2230*. Düsseldorf. Alemania: VDI, 2003.

CAPITULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.

4.1 Diseño del Sistema Hidráulico.

Los sistemas Hidráulicos se utilizan frecuentemente en máquinas plegadoras, cizallas entre otras aplicaciones específicas, esto gracias a notables ventajas, entre las cuales destacan:

- *Transmisión de las fuerzas de gran tamaño utilizando componentes pequeños.*
- *Posicionamiento preciso.*
- *Puesta en marcha bajo carga pesada.*
- *Movimientos independientes de la carga, ya que los líquidos son apenas compresibles.*
- *Funcionamiento lento o rápido.*
- *Buen control y regulación*
- *Favorable disipación de calor.*

En comparación con otras tecnologías, la hidráulica tiene las siguientes desventajas:

- *Contaminación del medio ambiente por residuos de petróleo (peligro de incendio o de accidentes).*
- *Sensibilidad a la suciedad.*
- *Peligro derivado de las presiones excesivas.*
- *Dependencia de la temperatura (variación de la viscosidad).*
- *Factor de eficiencia desfavorable. [1]*

4.1.1 Selección de la Unidad de Presión.

Las unidades de Presión Hidráulicos (UPH) están compuestas por: la unidad de Bombeo, el depósito de aceite y la unidad de control, y son las encargadas de transformar la energía eléctrica en energía hidráulica para el aprovechamiento en el sistema.

4.1.1.1 Unidad de Bombeo.

Para la selección de la bomba y del motor eléctrico, se requieren de los siguientes parámetros:

- a) La presión máxima de trabajo que requiere el sistema Hidráulico, parámetro que será utilizado para seleccionar el tipo de bomba.
- b) El caudal máximo necesario al sincronizar los Actuadores y cumplir con las exigencias establecidas.

La máxima presión de trabajo que se presentará en el grupo de actuadores $A4$, $A5$, $A6$ llega ser 100 bar, sin embargo se debe considerar las pérdidas en la línea de impulsión – tubería y accesorios, una buena aproximación es considerar una caída de presión de 5% de la presión de trabajo $\Delta p = 5 \text{ bar}$. Por lo tanto, la presión que se resistir en el sistema hidráulico “A” deberá ser como mínimo $p_{B2} = 105 \text{ bar}$.

Para el grupo de actuadores $A1$, $A2$ y $A3$, la presión máxima llega 40 bar, sin embargo considerando una caída de presión de 5% de la presión de trabajo $\Delta p = 2 \text{ bar}$. Por lo tanto, la presión que se resistir en el sistema hidráulico “B” deberá ser como mínimo $p_{B1} = 42 \text{ bar}$.

Para determinar el caudal de la bomba se toma en cuenta la producción de la máquina y la sincronía de los actuadores, para esto se evaluará el instante de mayor caudal para luego estimar las velocidades en base al caudal máximo.

Para esto, se debe evaluar la proporción entre las velocidades de los actuadores, así, para el proceso e plegado, se tiene:

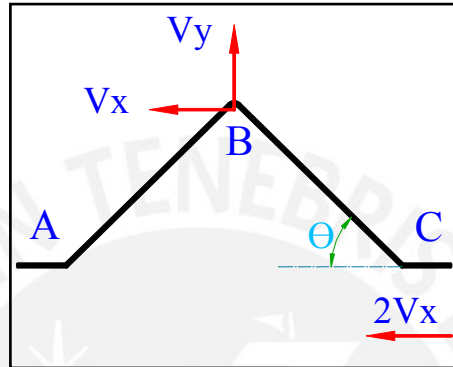


Figura 4-1 Velocidades durante el plegado.

De la Figura 4-1 se tiene:

$$\vec{V}_C = (-2V_x, 0) \quad (4.1)$$

$$\vec{V}_B = (-V_x, V_y) \quad (4.2)$$

Por equiproyectividad [2] se debe cumplir que:

$$\vec{V}_C \cdot (\vec{r}_B - \vec{r}_C) = \vec{V}_B \cdot (\vec{r}_B - \vec{r}_C) \quad (4.3)$$

$$(-2V_x, 0) \cdot (-L \cos(\theta), L \sin(\theta)) = (-V_x, V_y) \cdot (-L \cos(\theta), L \sin(\theta)) \quad (4.4)$$

Obteniéndose:

$$\frac{V_y}{V_x} = \frac{\cos(\theta)}{\sin(\theta)} \quad (4.5)$$

$$V_y = \frac{V_x}{\tan(\theta)} \quad (4.6)$$

Según la expresión 4.5, es posible controlar las velocidades vertical y horizontal, haciendo que ambas varíen en el tiempo. Esto se puede lograr sólo con una técnica proporcional, que incrementaría considerablemente el costo de la máquina.

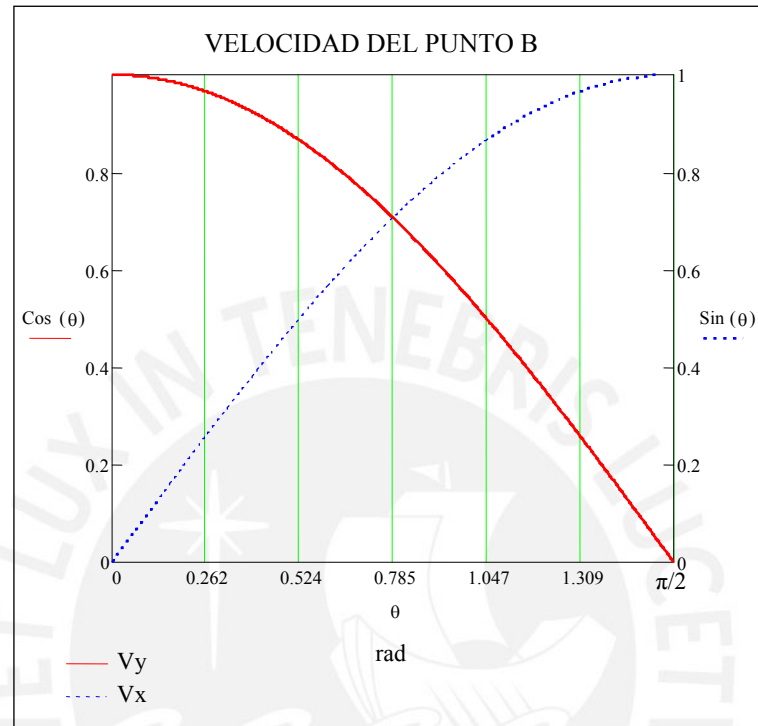


Figura 4-2 Componentes de velocidad para el punto B.

De la expresión 4.6, manteniendo constante la velocidad de los Actuadores horizontales A4, A5 y A6 y variando en razón inversa a la tangente del ángulo θ , ver Figura 4-1.

Como se mencionó en la sección la sección 3.1.3.5, con el empleo de una válvula reguladora de presión fijada a 40 bar. , se lograría mantener en contacto la cuchilla accionada por el Actuador A3 con la plancha, durante su ascenso.

De la Figura 4-1, Con una aproximación del 97.5% se puede estimar la velocidad máxima para la componente vertical del punto B, considerando a su componente horizontal como constante, así:

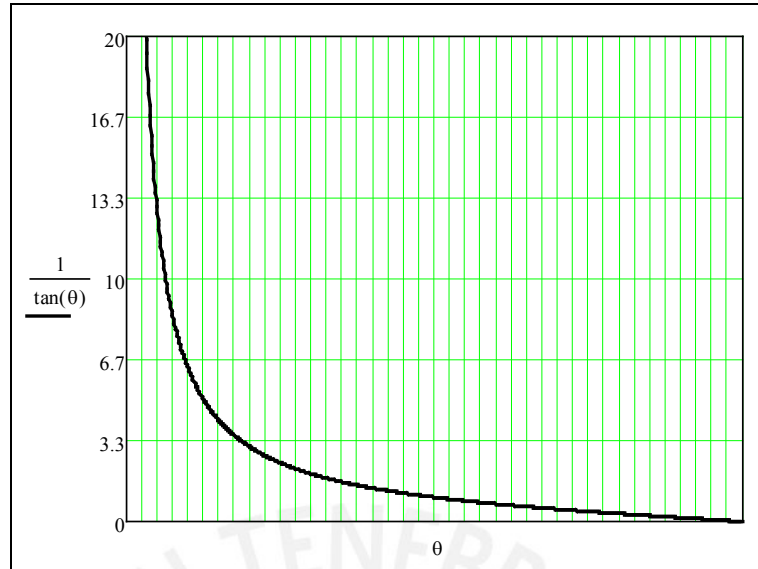


Figura 4-3 Componentes de velocidad para el punto B, siendo V_x constante.

$$V_{y\max} \approx 20V_x \quad (4.7)$$

A continuación se estimara los tiempos de las operaciones involucradas en el funcionamiento de la máquina. De este modo, considerando el diagrama de funciones mostrado en la Figura 4-4.

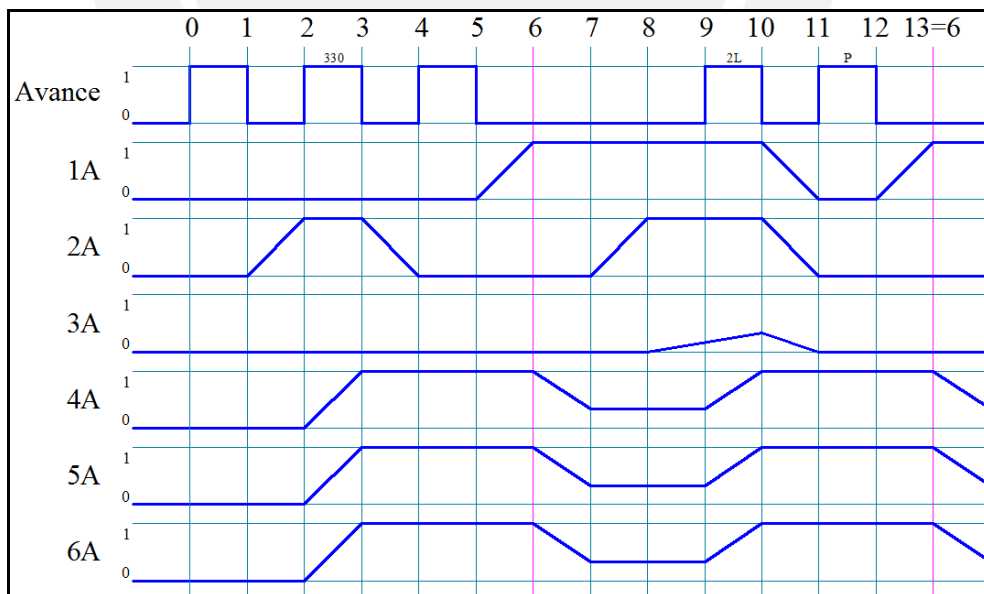


Figura 4-4 Diagrama de Funciones.

El instante de mayor requerimiento de caudal ocurre durante la extensión simultánea de los Actuadores A4, A5 y A6 y el Actuador A3, este instante se representa en la Figura 4-4 entre los puntos N°9 y N°10.

Se optará por crear dos grupos de actuadores, los mismos que serán alimentados independientemente, así:

Grupo 1: A1, A2, A3.

Grupo 2: A4, A5, A6.

$$Q_1 = Q_{3e} \tag{4.8}$$

$$Q_2 = Q_{4e} + Q_{5e} + Q_{6e} \tag{4.9}$$

TABLA 4.1 Velocidades estimadas para la etapa de carga.

Etapa de Carga	Caudal	Velocidades	Tiempo
1	Q_{2e}	$V_{2e} = 7.8 V_{4e}$	$\frac{160mm}{7.8V_{4e}}$
2	$Q_{4e} + Q_{5e} + Q_{6e}$	$V_{4e}; V_{5e} = 2V_{4e}; V_{6e} = 2V_{4e}$	$\frac{315mm}{V_{4e}}$
3	Q_{2c}	$V_{2c} = 10.4 V_{4e}$	$\frac{160mm}{10.4V_{4e}}$
5	Q_{1e}	$V_{1e} = 7.8 V_{4e}$	$\frac{320mm}{7.8V_{4e}}$
6	$Q_{4c} + Q_{5c} + Q_{6c}$	$V_{4c} = 1.33V_{4e}; V_{5c} = 2.66V_{4e}; V_{6c} = 2.66V_{4e}$	$\frac{2L}{1.33V_{4e}}$
Tiempo estimado para la etapa inicial de carga			$t_a = \frac{392mm}{V_{4e}} + \frac{1.5L}{V_{4e}}$

TABLA 4.2 Velocidades estimadas para cada corrugación.

Etapa de Carga	Caudal	Velocidad	Tiempo
7	Q_{2e}	$V_{2e}=7.8 V_{4e}$	$\frac{160mm}{7.8V_{4e}}$
8	Q_{3e}	$V_{3e}=20 V_{4e}$	$\frac{30mm}{20V_{4e}}$
9	$Q_{3e};$ $(Q_{4e}+Q_{5e}+Q_{6e})$	$V_{3e}=20 V_{4e};$ $V_{4e}; V_{5e}=2V_{4e}; V_{6e}=2V_{4e}$	$\frac{2L}{V_{4e}}$
10	$Q_{1c}+Q_{2c}+Q_{3c}$	$V_{1c}=4.97V_{4e}; V_{2c}=3.26V_{4e};$ $V_{6c}=5.58V_{4e}$	$\frac{320mm}{4.97V_{4e}}$
12	Q_{1c}	$V_{1e}=7.8 V_{4e}$	$\frac{320}{7.8V_{4e}}$
Tiempo estimado para cada corrugación			$t_b = \frac{127.4mm}{V_{4e}} + \frac{2L}{V_{4e}}$

El tiempo estimado es, para la elaboración de un panel de “ N_0 ” ondulaciones, cada una de una profundidad “L, es:

$$t_T = \left(\frac{392mm}{V_{4e}} + \frac{1.5L}{V_{4e}} \right) + N_0 \left(\frac{127.4mm}{V_{4e}} + \frac{2L}{V_{4e}} \right) \quad (4.10)$$

Despejando:

$$V_{4e} = \frac{1}{t_T} \left[(392mm + 1.5L) + N_0 (127.4mm + 2L) \right] \quad (4.11)$$

Tomando como premisa la exigencia de elaborar paneles para 2 transformadores por hora (considerando a estos de 96 corrugaciones de 300mm de profundidad), se tiene:

$$V_{4e} = 39.26 \frac{mm}{s} = 235.56 \frac{cm}{min} \quad (4.12)$$

Grupo N°1:

Bomba

Para determinar el caudal de las bombas utilizamos la siguiente expresión:

$$V_{QB} = \frac{V \cdot A_t}{N} \quad (4.13)$$

Dónde:

$V_{QB} [cm^3 / rev]$: Volumen que entrega la bomba.

$V(cm/s)$: Velocidad del vástago.

A_e : Área de émbolo

$N (rpm)$: Velocidad de la bomba $N=1800 rpm$

$$V_{QB1} = \frac{Q_1}{N} = \frac{Q_{3e}}{N} = \frac{V_{3e} \cdot A_{3e}}{N} = \frac{20V_{4e} \cdot A_{3e}}{N} \quad (4.14)$$

$$A_{3e} = \frac{\pi}{4} (5cm)^2 = 19.635cm^2 \quad (4.15)$$

$$V_{QB1} = \frac{20 \left(235.56 \frac{cm}{min} \right) (19.635cm^2)}{1800rpm} \quad (4.16)$$

$$V_{QB1} = 51.4 \frac{cm^3}{rev} \quad (4.17)$$

Del catálogo **POLARIS 30 SERIES** se selecciona lo siguiente: Bomba de engranajes exteriores PLP 30-51 de: $51.59 cm^3/rev$ ($92.86 l/min$ a $1800rpm$), $210bar$.

Potencia del Motor

$$P_{elec} = \frac{p_B \cdot Q}{612 \eta} \quad (4.18)$$

Dónde:

$P_{elec} (KW)$: Potencia eléctrica del motor.

- p_{B1} (bar) : Presión de trabajo del sistema = 42bar
- Q (l/min) : Caudal de la bomba
- η : Eficiencia total del sistema = 0,8

Reemplazando valores,

$$P_{elec1} = \frac{(42bar) \left(92.86 \frac{l}{min} \right)}{612(0.8)} = 7.96kW \quad (4.19)$$

$$P_{elec1} = 10.7HP \quad (4.20)$$

Del catálogo SEW EURODRIVE se selecciona un motor DV160M4, de 11KW y 1728rpm.

Recalculando:

$$Q_1 = 51.59 \frac{cm^3}{rev} (1728rpm) = 89.15 \frac{l}{min} \quad (4.21)$$

Grupo N°2:

Bomba

Para determinar el caudal de las bombas utilizamos la expresión 4.13:

$$V_{QB2} = \frac{Q_2}{N} = \frac{Q_{4e} + Q_{5e} + Q_{6e}}{N} = \frac{5V_{4e}A_{4e}}{N} \quad (4.22)$$

$$A_{4e} = \frac{\pi}{4} (8cm)^2 = 50.26cm^2 \quad (4.23)$$

$$V_{QB2} = \frac{5 \left(235.56 \frac{cm}{min} \right) (50.26cm^2)}{1800rpm} \quad (4.24)$$

$$V_{QB2} = 32.9 \frac{cm^3}{rev} \quad (4.25)$$

Del catálogo **POLARIS 30 SERIES** se selecciona lo siguiente: Bomba de engranajes exteriores PLP 30-38 de: $38.53 \text{ cm}^3/\text{rev}$ ($69.35 \text{ l/min} - a 1800\text{rpm}$), 240bar .

Potencia del Motor

$$P_{elec} = \frac{p_B \cdot Q}{612 \eta} \quad (4.26)$$

Dónde:

$P_{elec} (KW)$: Potencia eléctrica del motor.

$p_{B2} (bar)$: Presión de trabajo del sistema = 105bar

$Q (l/min)$: Caudal de la bomba

η : Eficiencia total del sistema = $0,8$

Reemplazando:

$$P_{elec2} = \frac{(105\text{bar}) \left(69.35 \frac{l}{\text{min}} \right)}{612(0.8)} = 14.87\text{kW} \quad (4.27)$$

$$P_{elec2} = 19.9\text{HP} \quad (4.28)$$

Del catálogo SEW EURODRIVE se selecciona un motor DV160L4, de 15 KW y 1752rpm .

Recalculando:

$$Q_2 = 38.53 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} (1752\text{rpm}) = 67.5 \frac{l}{\text{min}} \quad (4.29)$$

4.1.1.2 Dimensionamiento del Tanque de Aceite.

El volumen de líquido usado por las bombas en 3min a 5 min puede ser usado como un valor referencial para decidir el tamaño de un reservorio en sistemas estacionarios. Adicionalmente un volumen aproximado de 15% debe ser previsto para balancear las fluctuaciones en el nivel [1].

$$V_{iq} = (1.15) K Q_T \quad (4.30)$$

Dónde:

V_{iq} : Volumen del tanque de almacenamiento de aceite

K (min) : Tiempo de espera de aceite (3 – 5) min.

Q_T (l/min) : Caudal total de las bombas.

Reemplazando:

$$V_{iq} = (1.15) \left[5 \text{ min} \left(89.15 \frac{l}{\text{min}} + 67.5 \frac{l}{\text{min}} \right) \right] \quad (4.31)$$

$$V_{iq} = 900l \quad (4.32)$$

Luego, la UPH a utilizar es:

Caudal de Bomba 1 : $Q_1 = 89.15 \frac{l}{\text{min}} @ 1728 \text{rpm}$

Presión máxima de la Bomba 1 : $p_{B_{\max 1}} = 240 \text{bar}$

Potencia Eléctrica del Motor 1 : $P_{elec1} = 11 \text{kW}$

Velocidad del Motor 1 : $N = 1728 \text{rpm}$

Caudal de Bomba 2 : $Q_2 = 67.5 \frac{l}{\text{min}} @ 1752 \text{rpm}$

Presión máxima de la Bomba 2 : $p_{B_{\max 2}} = 210 \text{bar}$

Potencia Eléctrica del Motor 2 : $P_{elec2} = 15 \text{kW}$

Velocidad del Motor 2 : $N = 1752rpm$

Capacidad mínima del tanque de aceite: $V_{tq} = 900l$



4.1.1.3 Unidad de Control Hidráulico.

Encargado de sincronizar y ejecutar las operaciones de sujeción y desplazamiento de los componentes dimensionados para la elaboración de paneles corrugados, deberá satisfacer la secuencia de trabajo establecida por el diagrama de estado mostrado en la Figura 4-12. A continuación se muestra Sistema hidráulico dividido en dos subsistemas independientes.

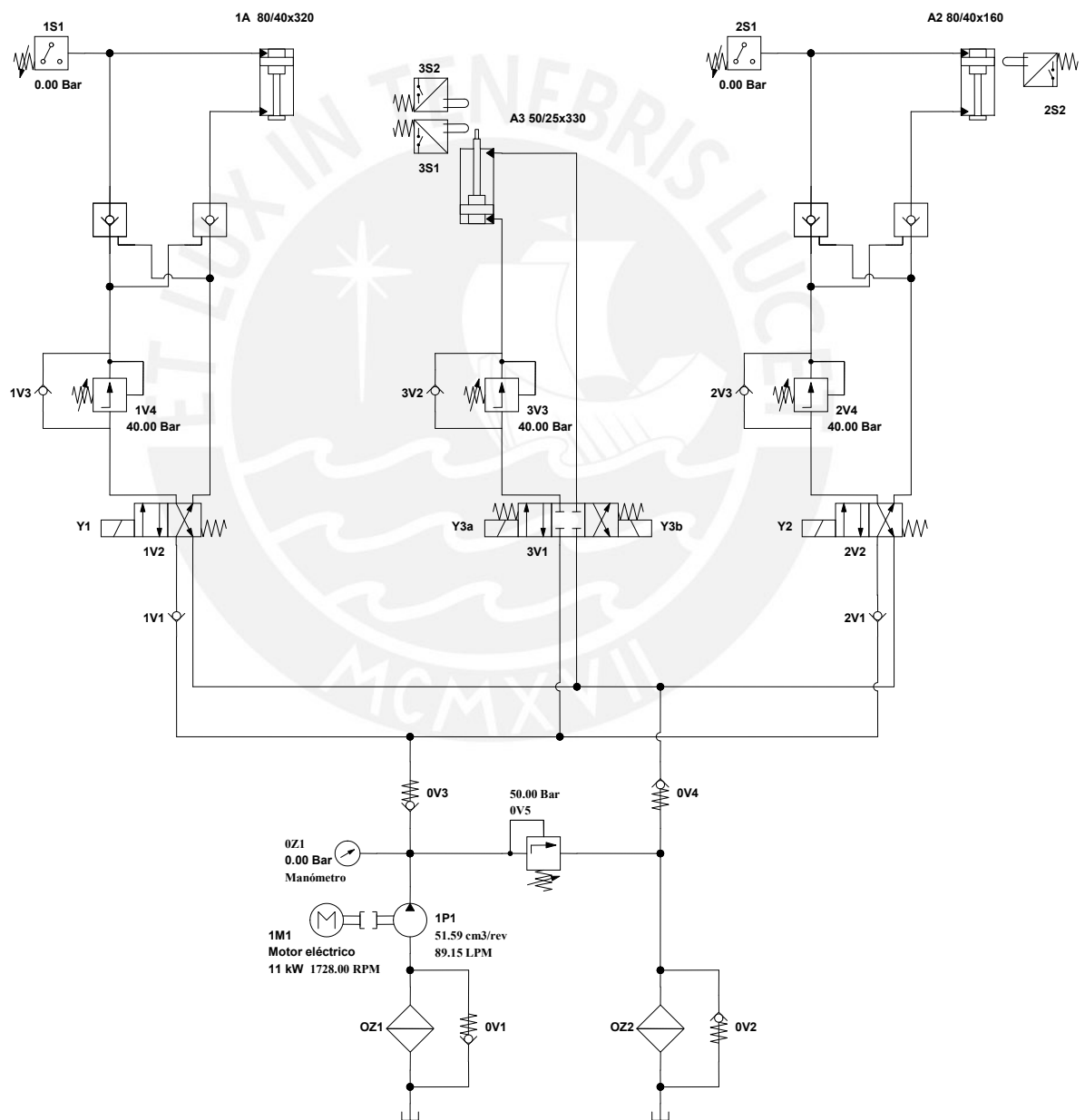


Figura 4-5 Circuito Hidráulico – Grupo N°1.

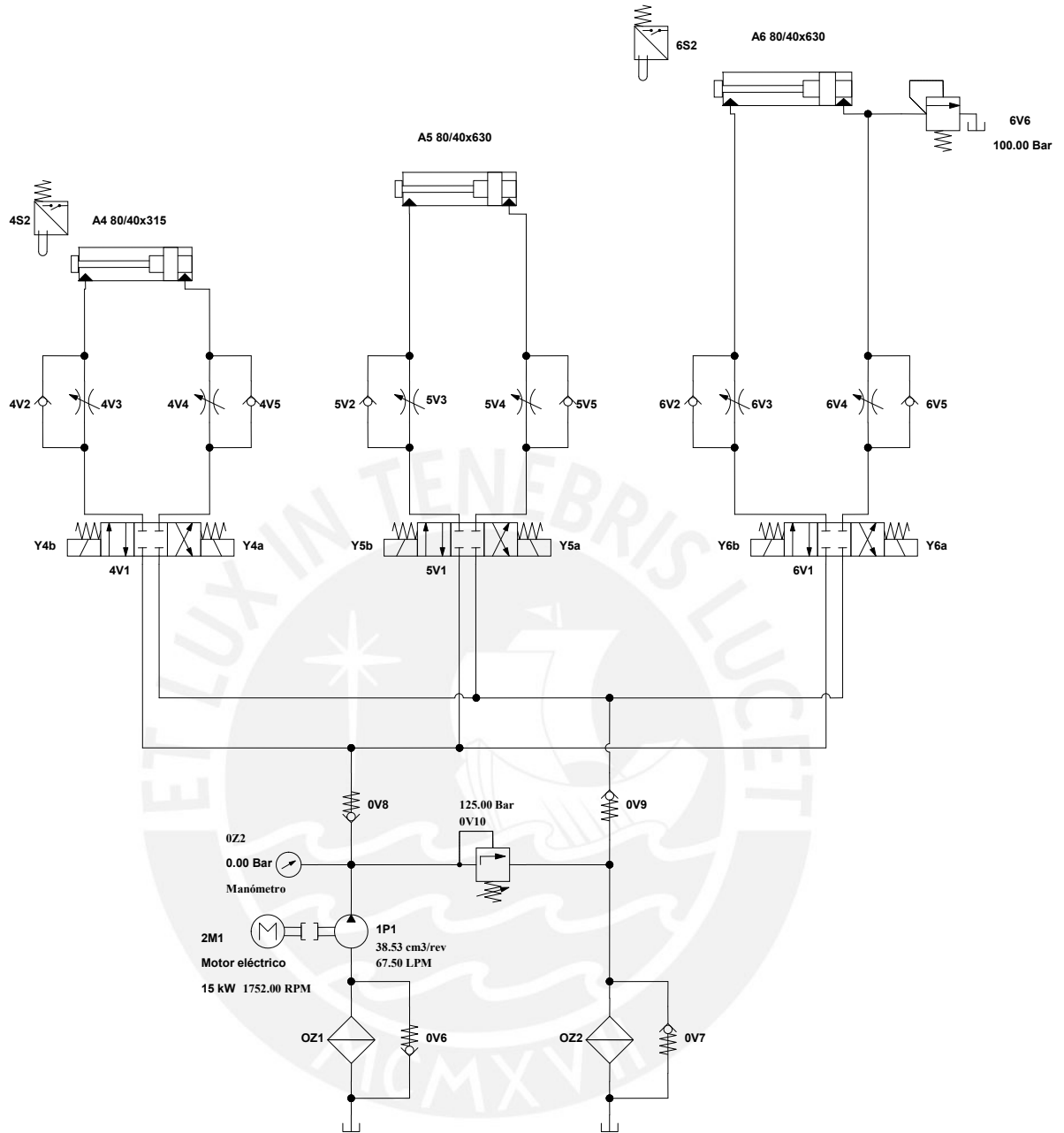


Figura 4-6 Circuito Hidráulico – Grupo N°2

4.1.2 Descripción de los principales componentes.

Grupo N° 1

Consta de Tres Cilindros Hidráulicos, dos de ellos (A1 y A2) instalados vertical y en forma descendente, controlados cada uno por válvulas de distribución 4/2 NA con muelle de recuperación; un sistema de válvulas antiretorno desbloqueables para evitar el descenso involuntario de su vástago, debido a fugas de caudal en la válvula. El tercer Cilindro Hidráulico (A3) de instalación vertical y ascendente, controlado por una válvula de distribución 4/3 con doble control eléctrico, centrado por resortes con la posición central bloqueada; una válvula reguladora de presión, que será la encargada de mantener constante la presión en el Actuador A3.

Grupo N° 2

El segundo subsistema consta de tres Actuadores Instalados horizontalmente (A4, A5 y A6), controlado cada uno por una válvula distribuidora 4/3 con doble control eléctrico, centrado por resortes con la posición central bloqueada. Adicionalmente cuentan con regulación primaria y secundaria, en ambos casos con válvulas reguladoras de caudal seteadas, para el actuador A4 al 25% de apertura y para los actuadores A5 y A6 al 50%. Una válvula de seguridad instalada para limitar la presión en el cilindro del A6.

4.1.3 Secuencia de operaciones.

Con la intención de ilustrar la secuencia de operaciones, a continuación se muestra un conjunto de esquemas que correlativamente detallan el funcionamiento de la máquina plegadora de paneles corrugados.

En la Figura 4-7 se aprecia la primera etapa del proceso “00”, en que inicial con la alimentación de la plancha continua, ésta avanza hasta ubicarse sobre MID “01”, luego es sujeta por MSD “02” y a continuación es halada hasta la posición mostrada en “03”.

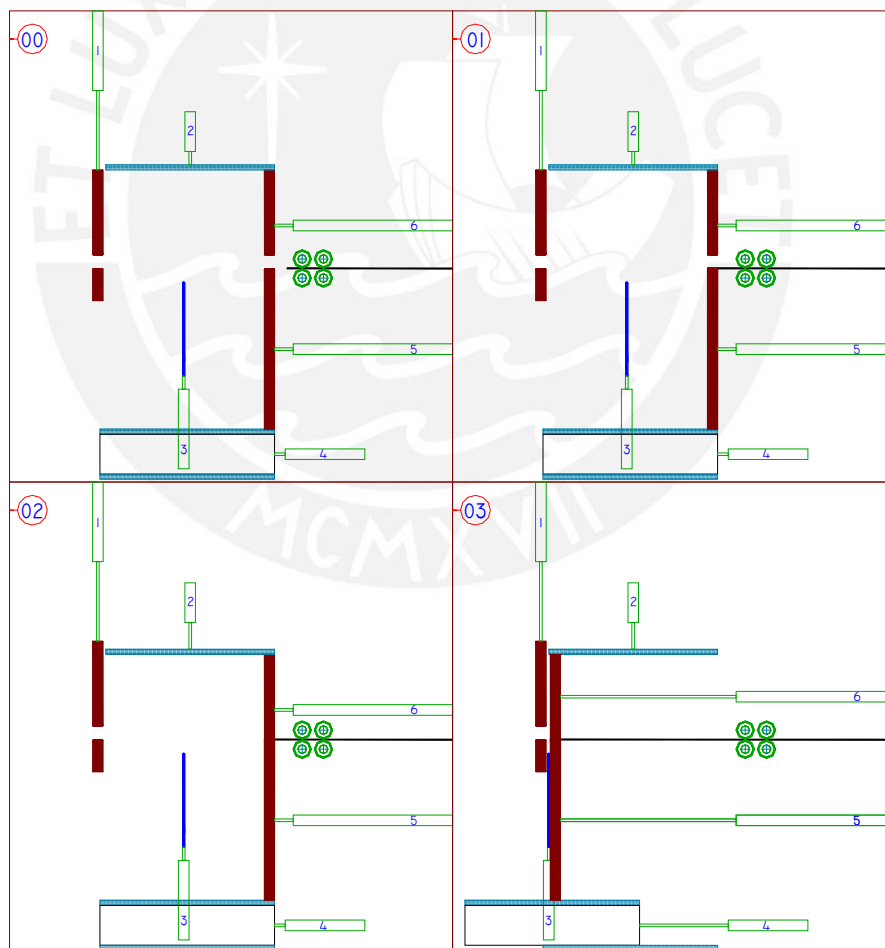


Figura 4-7 Secuencia de Operaciones 0 – 3.

En la Figura 4-8 continúa el proceso, liberando la plancha continua al elevarse MSD “04”, a continuación la plancha avanza hacia posicionar sobre MII “05”, para luego ser sujeta por MSI “06”. Antes de iniciar el proceso se debe establecer las dimensiones de las ondulaciones a elaborar, esto se logra colocando adecuadamente un interruptor final de carrera “4S2” (ubicado sobre una regleta, a una distancia $2L$ desde el final), el retorno de MSD y MID será hasta la posición establecida, como se aprecia en “07”.

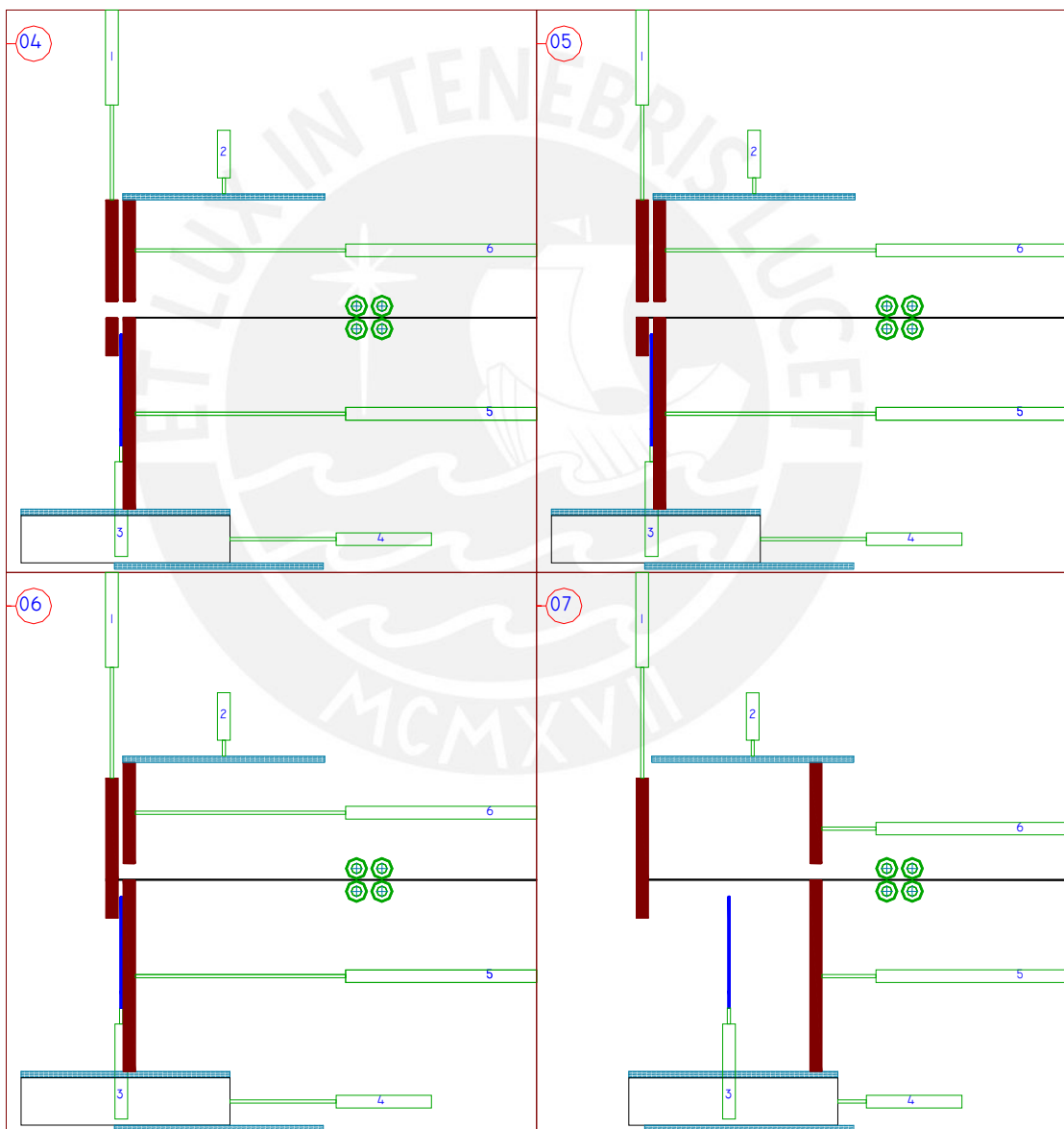


Figura 4-8 Secuencia de Operaciones 4 – 7.

En “08”, MSD presiona la plancha continua, sujetándola para iniciar la etapa de plegado. En “9” el actuador vertical A3 se extiende, haciendo contacto con la plancha (activando un interruptor final de carrera 3S1 – instalado sobre una regleta, a una distancia L , utilizada en la expresión 4.10, desde el comienzo de la regleta) emitiendo una señal para el avance sincronizado de los Actuadores A4, A5 y A6 como se muestra de “10A” a “10B”.

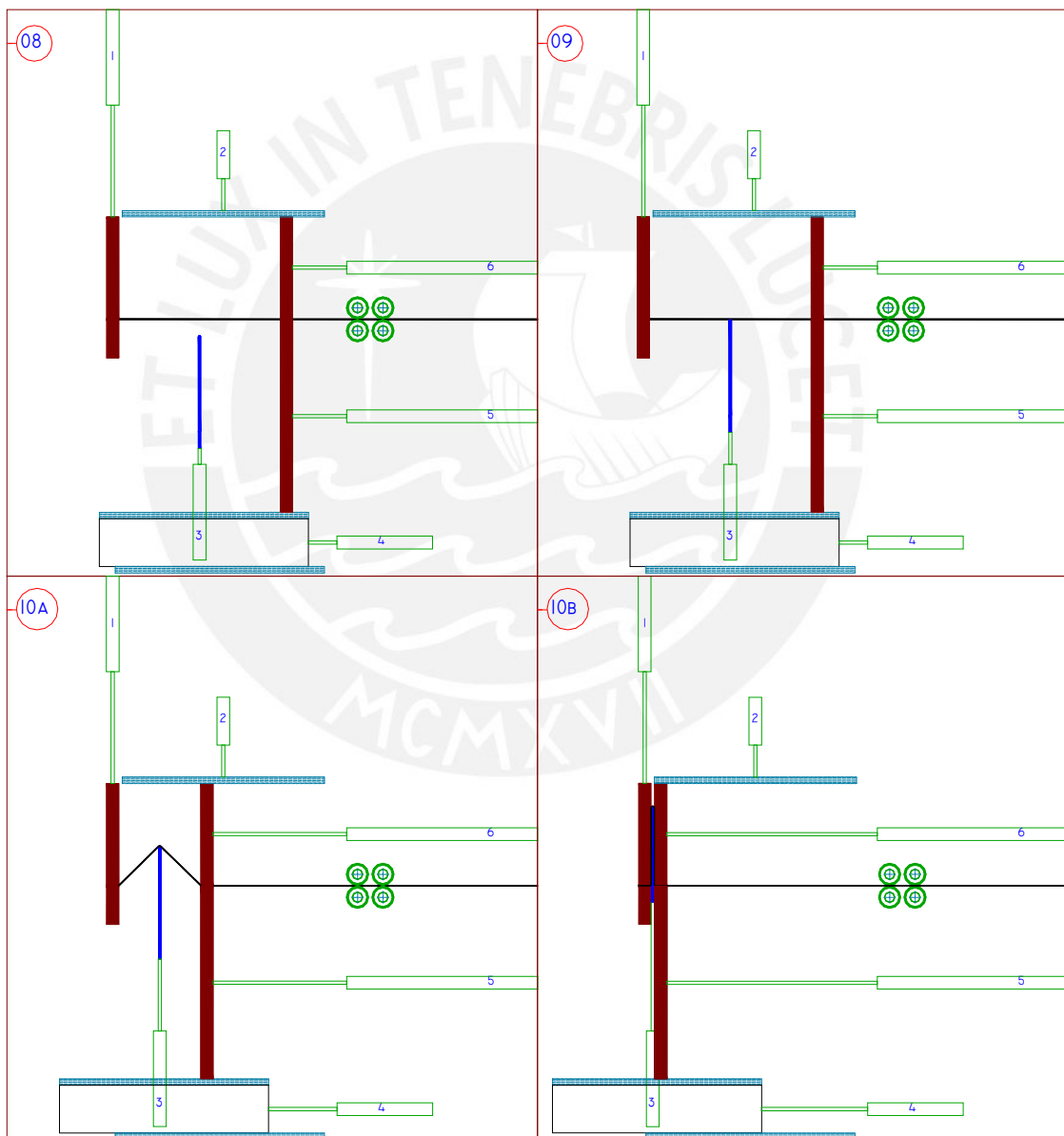


Figura 4-9 Secuencia de Operaciones 8 – 10.

Luego de realizada la operación de plegado, MSD y MSI proceden a liberar la adulación, como se muestra en “11”, a continuación se procede, mediante la intervención del operario, quien controlará en paso o distancia entre cada ondulación (llamada comúnmente como Aleta), hecho esto, MSI descende para sujetar la plancha continua “13”, siendo esta condición idéntica a la mostrada en “6”, convirtiéndose en un proceso cíclico.

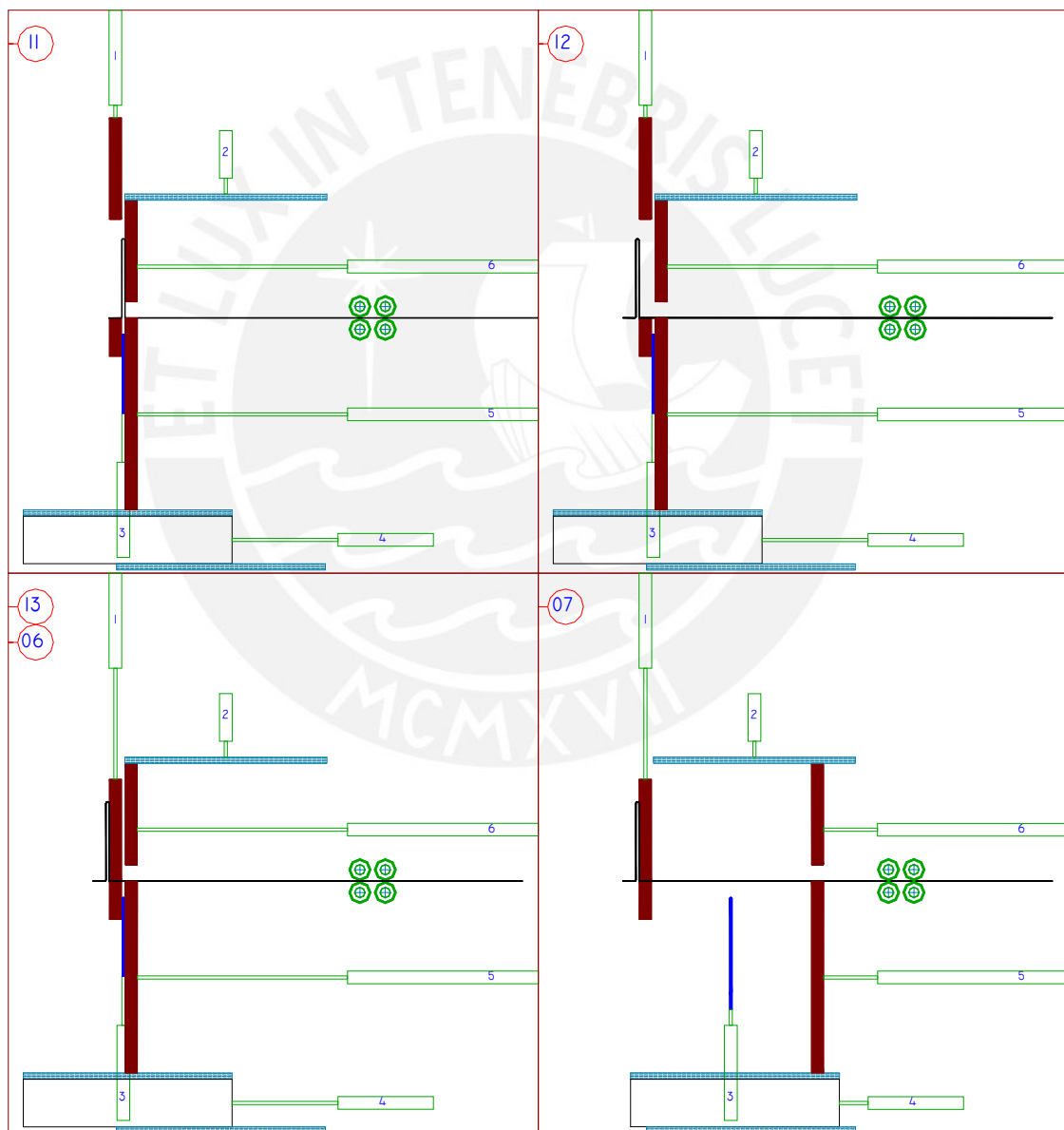


Figura 4-10 Secuencia de Operaciones 11 – 7.

La secuencia de operaciones detallada desde la Figura 4-7 hasta la Figura 4-10 puede ser resumida en un Diagrama de Estado, como se muestra en la Figura 4-12, con sus respectivas líneas de señal cuya nomenclatura se muestra en la Figura 4-11.

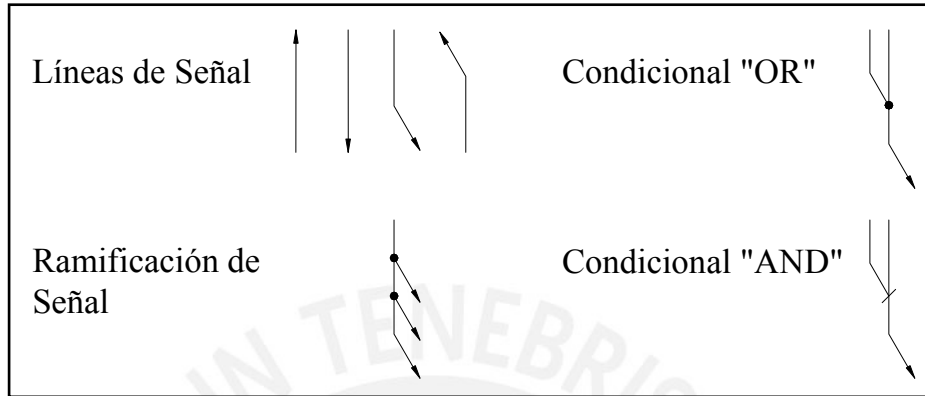


Figura 4-11 Representación de las líneas de señal [3].

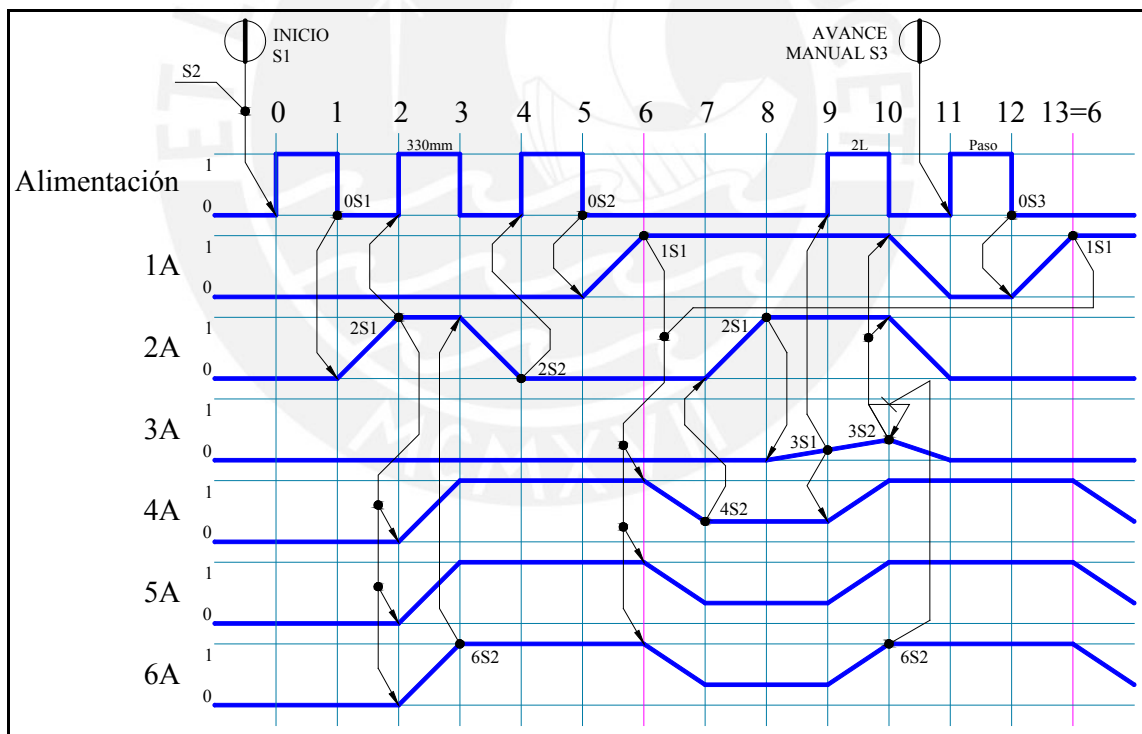


Figura 4-12 Diagrama de Estado con líneas de señal.

4.1.4 Resumen de componentes.

a) 01 Cilindro Hidráulico, de doble efecto con brida anterior, de:

- Diámetro del embolo : $Di = 80mm$
- Diámetro del vástago : $do = 40mm$
- Longitud del vástago : $lv = 500mm$
- Longitud de carrera : $lc = 320mm$

b) 01 Cilindro Hidráulico, de doble efecto con brida anterior, de:

- Diámetro del embolo : $Di = 80mm$
- Diámetro del vástago : $do = 40mm$
- Longitud del vástago : $lv = 320mm$
- Longitud de carrera : $lc = 160mm$

c) 01 Cilindro Hidráulico, de doble efecto con brida anterior, de:

- Diámetro del embolo : $Di = 50mm$
- Diámetro del vástago : $do = 25mm$
- Longitud del vástago : $lv = 350mm$
- Longitud de carrera : $lc = 330mm$

- d) 01 Cilindro Hidráulico, de doble efecto con brida posterior, de:
- Diámetro del embolo : $Di = 80mm$
 - Diámetro del vástago : $do = 40mm$
 - Longitud del vástago : $lv = 335mm$
 - Longitud de carrera : $lc = 315mm$
- e) 02 Cilindros Hidráulicos, de doble efecto con brida anterior, de:
- Diámetro del embolo : $Di = 80mm$
 - Diámetro del vástago : $do = 40mm$
 - Longitud del vástago : $lv = 650mm$
 - Longitud de carrera : $lc = 630mm$
- f) 04 válvula de Distribución 4/3 de centro bloqueado, centrado por resortes y doble control eléctrico.
- g) 02 válvula de Distribución 4/2 NA, con muelle de recuperación.
- h) 11 Válvula antiretorno.
- i) 04 Válvula antiretorno Desbloqueable.
- j) 03 Válvula reductora de presión.
- k) 06 Válvula reguladora de caudal.
- l) Unidad de Presión Hidráulica (UPH), que consta de:
- 01 bomba de engranajes de $59.51cm^3/rev.$

- 01 Motor eléctrico 11kW, trifásico, 60 Hz, 1728rpm.
- 01 bomba de engranajes de 38.53cm³/rev.
- 01 Motor eléctrico 15kW, trifásico, 60 Hz, 1752rpm.
- 01 válvula limitadora de Presión, ajustada a 125 bar.
- 01 válvula limitadora de Presión, ajustada a 50 bar.
- 01 válvula antiretorno con resorte.
- 02 Filtro en la línea de succión.
- 02 Filtro en la línea de retorno.
- 01 Filtro de respiración.
- 01 Filtro de llenado.
- 01 Tanque de almacenamiento de mínimo de aceite de 931l.
- Fluido: Aceite hidráulico con una presión de trabajo de 50 a 250 bar y un rango de temperaturas de – 10° C a 60°C.
- 02 Manómetro 0 – 250 bares.
- Indicadores de nivel de aceite y temperatura.

4.2 Diseño del Sistema Eléctrico.

El será dividido en dos partes:

- a) La primera, encargada de la alimentación y control de los Motores eléctricos de las bombas, denominado Sistema Eléctrico de Potencia.
- b) La segunda, diseñada para controlar la secuencia de operaciones establecida en la sección 4.1.3, Sistema Eléctrico de Control.

4.2.1 Sistema Eléctrico de Potencia.

Encargado de alimentar y controlar el arranque y parada del motor eléctrico de la bomba. Deberá estar en condiciones de proteger al operario durante la manipulación de los dispositivos; a los equipos, de cortocircuitos y de posibles sobrecargas que pudieran producirse en este sistema.

Las siguientes definiciones se extraído del manual electrotécnico “Telesquemario” [5].

Seccionamiento

Para manipular las instalaciones o las máquinas y sus respectivos equipos eléctricos con total seguridad, es necesario disponer de medios que permitan aislar eléctricamente los circuitos de potencia y de control de la red de alimentación general.

El seccionamiento consiste en aislar eléctricamente una instalación de su red de alimentación, según los criterios de seguridad que establecen las normas. “El seccionador es un aparato mecánico de conexión que en posición abierta cumple las prescripciones especificadas para la función de seccionamiento” [norma IEC 947-3].

Protección contra los cortocircuitos

Un cortocircuito es el contacto directo de dos puntos con potenciales eléctricos distintos: contacto entre fases, entre fase y neutro o entre fases y masa conductora, El cortocircuito desencadena un brutal aumento de corriente que en milésimas de segundo puede alcanzar un valor cien veces superior al valor de la corriente de empleo. Los disyuntores magnéticos protegen los circuitos contra los cortocircuitos, dentro de los límites de su poder de corte a través de disparadores magnéticos (un disparador por fase).

Protección contra las sobrecargas

Los fallos más habituales en las máquinas son las sobrecargas, que se manifiestan a través de un aumento de la corriente absorbida por el motor y de ciertos efectos térmicos.

Los relés térmicos de biláminas son los aparatos más utilizados para proteger los motores contra las sobrecargas débiles y prolongadas. Los relés térmicos no sólo no protegen contra los cortocircuitos sino que requieren una protección contra los mismos, por lo que es necesario asociarles un disyuntor o fusibles.

En la Figura 4-13, se muestra el esquema de conexión para el sistema eléctrico de potencia, en el que cada motor cuenta con elementos de protección contra cortocircuitos (disyuntor magnético) y protección ante sobrecargas (relé térmico) y un contactor accionado por el circuito de control.

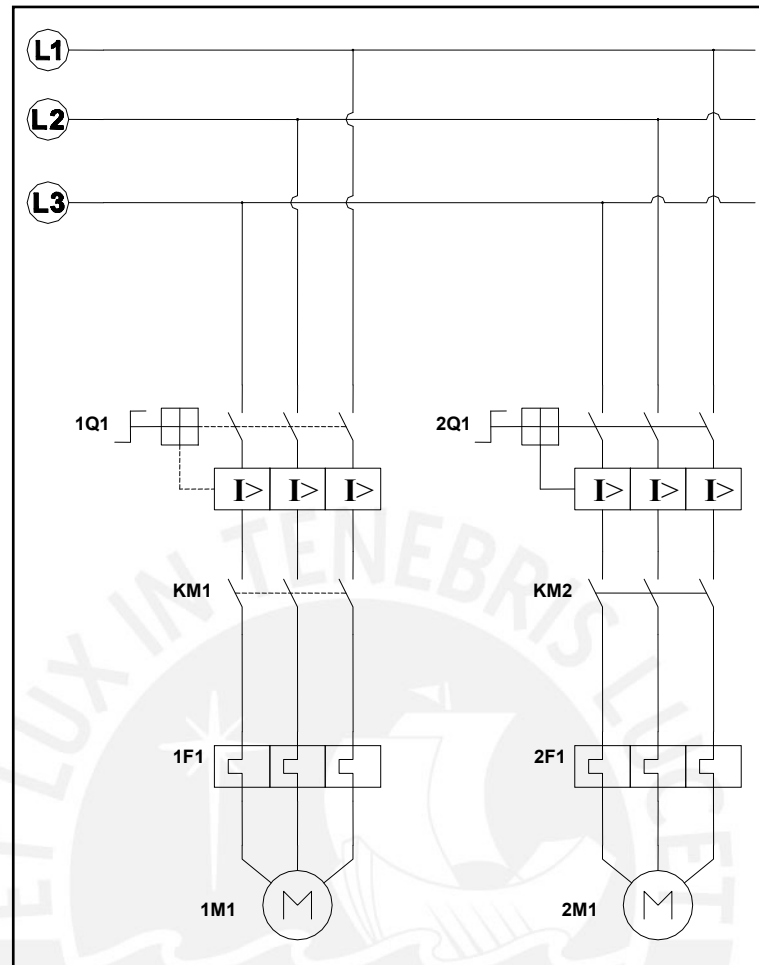


Figura 4-13 Sistema eléctrico de Potencia

4.2.2 Sistema Eléctrico de Control.

Este sistema tiene por función principal controlar la electroválvula. Adicionalmente cuenta con otros dispositivos de protección tanto para el usuario, como para el sistema.

4.2.3 Descripción de los principales componentes.

a) Pulsadores:

- Un pulsador de encendido de la máquina “S1”, para el arranque de ambos motores, cada uno acoplado mecánicamente a su respectiva bomba y
- Un pulsador “S2” para desenergizar al sistema.

- Un pulsador para avanzar la plancha continua un paso (distancia entre cada ondulación) y continuar con una nueva operación de plegado.
- b) Interruptores de final de carrera ubicados:
- Para el Actuador A2 ubicado al inicio del recorrido del vástago.
 - Para el Actuador A3: un interruptor en las proximidades del material a plegar “3S1”, emitiendo una señal cuando la cuchilla haga contacto con la plancha metálica. un segundo interruptor sobre una regleta a una distancia L [50:10:300].
 - Para el Actuador A4 un interruptor “4S1” ubicado sobre una regleta, estableciendo una distancia $2L$ [100:20:600].
 - Para el Actuador A6 ubicado al final del recorrido del vástago.
 - Un pulsador para avanzar la plancha continua un paso (distancia entre cada ondulación) y continuar con una nueva operación de plegado.
 - Un interruptor “0S2” sobre la Matriz Inferior Derecha que emite una señal cuando la plancha se posa en ésta, en la atapa inicial de alimentación (ver Figura 4-7– 1).
 - Un interruptor “0S1” sobre la Matriz Inferior Izquierda que emite una señal cuando la plancha se posa en ésta, en la atapa inicial de alimentación (ver Figura 4-8– 5).
- c) Dos sensores de presión conectados a l Actuador A1 y A2.
- d) Sistema de Protección de los Circuitos Eléctrico de Potencia y control:
- Para el caso de presentarse una sobrecorriente en el Circuito Eléctrico de Potencia, deberá activarse el disyuntor magnético “1Q1” o “2Q1” (para el motor N°1 y N°2 respectivamente) abriendo el circuito se abre el circuito.
 - En caso de una sobrecarga el relé térmico es activado, desenergizando al sistema al Circuito Eléctrico de Potencia y al el Circuito Eléctrico de Control.

e) En caso se presente una emergencia y se necesite apagar la máquina y detener las operaciones, se presiona “S2” (EMERGENCIA), con lo cual:

- Se apagan los motores.
- Los solenoides de las válvula se distribución se desenergizan ubicándose en su posición de reposo, quedando los Actuadores en su última posición.

4.2.4 Secuencia de operaciones.

A continuación se presenta secuencia de operaciones involucradas en la elaboración de paneles corrugados, para esto, se recurre nuevamente al Diagrama de estado, mostrado en la Figura 4-14.

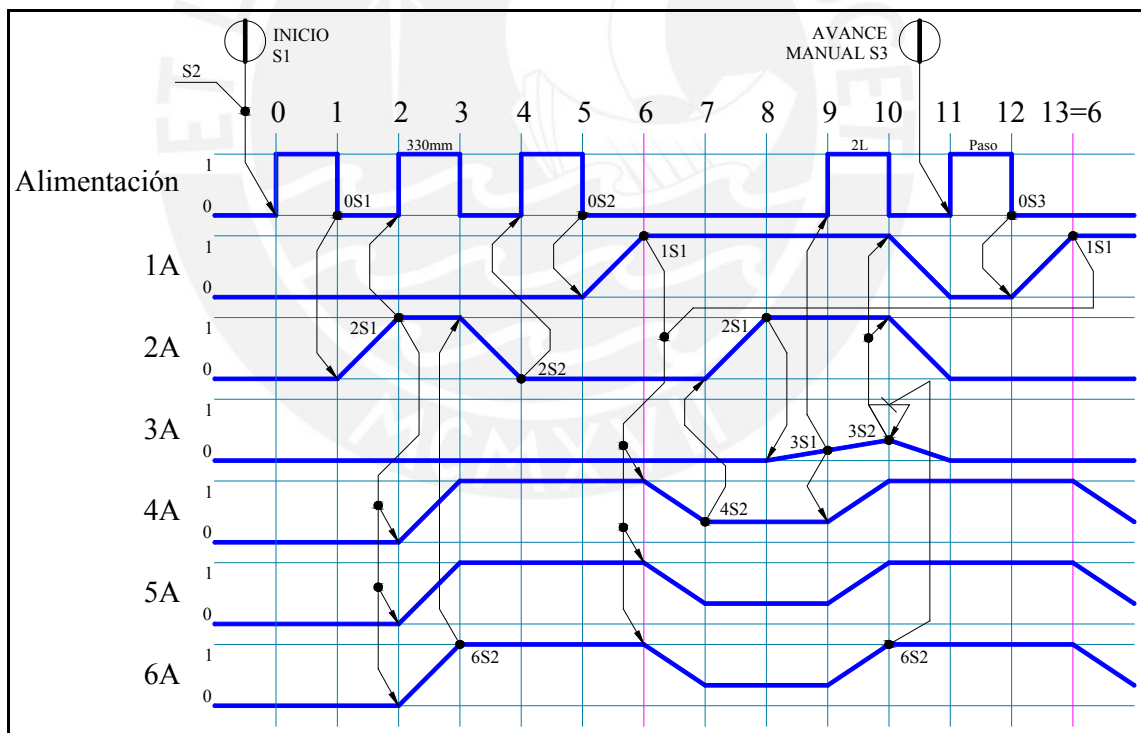


Figura 4-14 Diagrama de Estado con líneas de señal.

- a) Al encender la máquina “S1”, todos los vástagos se encuentran contraídos dentro de su cilindro, los motores inician su marcha y la plancha se desplaza hasta accionar a “0S1”.

Se activa el solenoide Y1 de la válvula de distribución 4/2, A1 se extiende sujetando la plancha, esta restricción incrementa la presión dentro del cilindro, activando el sensor de presión “1S1”, quien ordena la extensión de A4, A5 y A6 a través de sus válvulas accionadas por los solenoides Y4a, Y5a e Y6a respetivamente; mientras se activa el avance de la plancha continua.

Al final de su recorrido, A6 activa el interruptor de final de carrera “6S2”, quien ordena la retracción del actuador A2 hasta el inicio de su carrera activando el interruptor “2S1”, quien a su vez ordena el avance del material hasta hacer contacto con el interruptor ubicado en la Matriz Inferior Izquierda “0S2”, deteniendo el material y extendiendo el actuador A1 sujetando la plancha, se incrementa la presión dentro de A1 activando el sensor de presión “1S1”.

“1S1” ordena la retracción de los actuadores A4, yA5 y A6 hasta la posición fijada por el interruptor “4S2”, quien a su vez ordena la extensión de A2 quien sujeta la plancha y activa el sensor de presión “2S1” quedando el sistema listo para iniciar el proceso de plegado.

- b) Se inicia el proceso de plegado extendiéndose A3 haciendo contacto con el interruptor “3S1” quien ordena la extensión sincronizada de A4, A5 y A6, mientras A3 continua con su recorrido de ascenso. Al llegar al final de su carrera A6 activa el interruptor “6S2” y A3 se detiene al activar al interruptor “3S2”; al cumplir con estas dos condiciones, se ordena el retorno del vástago de los Actuadores A1 y A2.

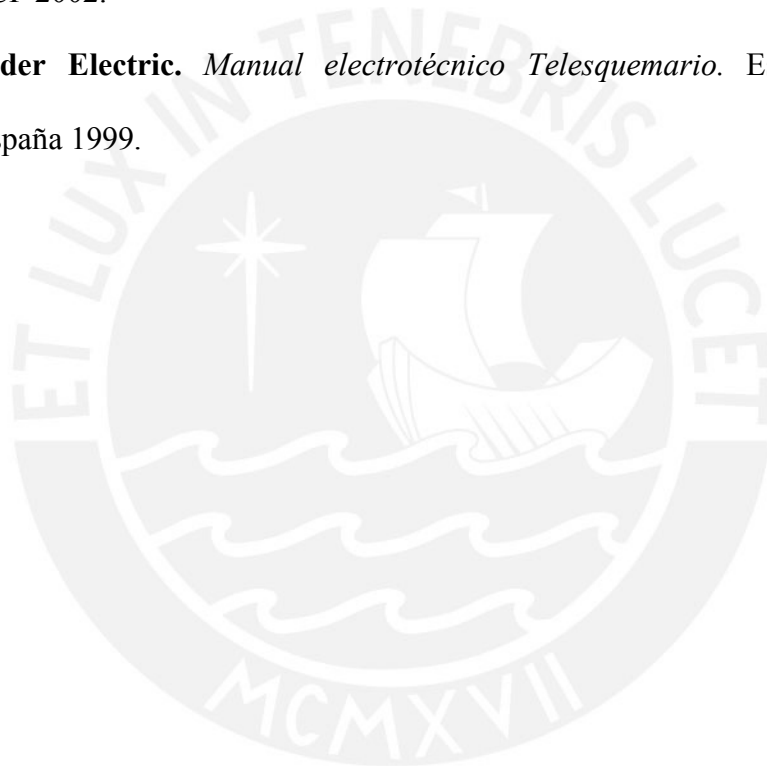
- c) El operario ordena al accionar el pulsador “S3” el avance del material una distancia equivalente al espacio entre ondulación y ondulación, al concluir el avance se emite una señal “OS3” para sujetar la plancha continua con la extensión de A1 activándose el sensor de presión quien ordena que el proceso de plegado se reanude.

4.2.5 Resumen de componentes.

- a) 03 Pulsadores NA.
- b) 02 relé térmico trifásicos.
- c) 02 disyuntores magnéticos.
- d) 02 contactores.
- e) 07 Interruptores de final de carrera N.A.
- f) 02 Sensores de presión N.A.
- g) 01 unidad de control lógico programable

Bibliografía

1. **D. Merkle, B. Schrader, M. Thomes.** *Hydraulics Basic Level*. Denkendorf: Festo Didactic 2003.
2. **J. Rodríguez.** *Dinámica*. Lima: PUCP, 2009.
3. **P. Croser, F. Ebel.** *Pneumatics Basic Level*. Denkendorf: Festo Didactic 2002.
4. **R. Chávez.** *Diseño de una máquina compactadora de papel. Tesis de Ingeniero*. Lima: PUCP 2002.
5. **Schneider Electric.** *Manual electrotécnico Telesquemario*. España: Schneider Electric España 1999.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El presente trabajo fue incentivado por una necesidad específica de la Industria Eléctrica y en general por la Industria Nacional, quien mantiene una marcada dependencia tecnológica, que en muchos casos merma el interés de sus ingenieros por la investigación o el desarrollo de nuevos productos, siendo estas actividades de gran importancia para el desarrollo de un país.

1. La Máquina Plegadora de Paneles Corrugados que se ha diseñado cumple satisfactoriamente la lista de exigencias planteada en el Capítulo II, empleando el Método Generalizado de Procedimiento en el proceso de diseño, optimizado cada etapa con el objetivo de obtener la mejor solución al proyecto.
2. Debido a la simplicidad del “*modus operandi*” del proceso de plegado desarrollado en el Capítulo II, la maquina diseñada está en condiciones de producir paneles corrugados para dos transformadores de 3MVA por hora.
3. El criterio de estimación de fuerzas planteado en el Capítulo III permitió de una forma coherente cuantificar las magnitudes requeridas para el plegado de Paneles Corrugados, las mismas que fueron empleadas para seleccionar y/o dimensionar los componentes mecánicos (cilindros hidráulicos) que intervienen en el proceso.
4. Los principales componentes de la Máquina Plegadora de Paneles Corrugados han sido diseñados satisfaciendo las condiciones funcionales y geométricas y estructurales, siendo evaluados por Rigidez y Resistencia con el uso de Métodos Numéricos, específicamente el Método de los Elementos Finitos “FEM” al emplear el Software comercial ANSYS Workbench V.12.

5. Un aspecto importante de la seguridad de la Máquina recae en su nivel de Automatización, la cual será manipulada por un solo operario ubicado a una distancia prudente, disminuyendo considerablemente los riesgos laborales.



RECOMENDACIONES.

Este diseño deja las puertas abiertas para todo tipo de mejoras o incorporaciones (por tratarse de un producto modular), que puedan dotarlo de nuevas funciones que en conjunto logren la evolución de la Máquina.

- a) Del concepto de solución óptimo obtenido en el Capítulo II, solo se desarrolló la función principal de Plegado. Se propone continuar con el desarrollo del proyecto desarrollando las funciones de corte, transporte, deformación y soldeo de aristas de las ondulaciones elaboradas por la Máquina Plegadora de Paneles Corrugados.
- b) En cuando al Sistema de control, éste podría ser mejorado, posiblemente con tecnología híbrida, optimizando el ingreso de los parámetros de entrada como: profundidad de la ondulación, distancia o paso entre cada una de estas, o pasos variables para la obtención de los cuatro paneles utilizados en un transformador (por ejemplo 13@50-1@45-6@50-1@45-13@50-1@45-6@50-1@45, siempre y cuando la bobina de plancha continua lo permita), la cantidad de aletas por panel, etc. Se propone la Automatización de la Máquina desarrollada.
- c) Debido a las solicitaciones durante el funcionamiento de un transformador (dilatación térmica del aceite, generación de gases, etc.), este podría alcanzar presiones internas que un panel corrugado liso no está en condiciones de resistir, se tiende a limitar la profundidad de las ondulaciones a 300mm. Sin embargo existe la posibilidad de incrementar la inercia de una plancha lisa realizando una indentación o embutido. Se propone la creación de un módulo previo al plegado o la modificación del existente para tal efecto.

- d) El uso de paneles corrugados con embutidos rigidizadores modifica sus parámetros térmicos obtenidos experimentalmente a lo largo de la experiencia. Se propone realizar un estudio teórico-experimental con el propósito de obtener parámetros de diseño para el dimensionamiento de los tanques para transformadores de distribución ONAN de paneles corrugados.



ANEXO 1

Parámetros geométricos de un Transformador de Distribución.

A partir Normas Internacionales, de datos estadísticos y parámetros constructivos de Transformadores de Distribución, se estimará una relación aproximada entre la profundidad de plegado con el ancho del panel corrugado.

De la Norma IRAN 2250 se extrae los datos mostrados en la tabla 1, los mismos que serán empleados para obtener una relación entre la Potencia Aparente y las pérdidas totales.

Anexo1 - Tabla 1 Potencia, pérdidas y dimensiones de Transformadores de Distribución de 33kV [norma IRAN 2250].

Transformadores de Distribución 33									
Relación 33.000 ±2 x 2,5%/400-231 V/V									
Potencia (kVA)	Pérdidas (W)		Ucc (%)	Dimensiones (mm)				Masa (kg)	Pérdidas Totales PT
	Po	Pcc		Largo	Ancho	Alto	Trocha		
16	130	480	4,00	1550	800	1650	600	500	610
25	190	650	4,00	1550	750	1650	600	560	840
40	290	900	4,00	1750	800	1650	600	710	1190
63	320	1500	4,00	1750	800	1650	600	730	1820
80	330	1600	4,00	1750	800	1850	600	780	1930
100	420	1900	4,00	1750	850	1850	600	930	2320
125	500	2500	4,00	1850	850	1850	600	1050	3000
160	600	2800	4,00	1850	900	1900	600	1150	3400
200	700	3250	4,00	1850	900	1900	600	1280	3950
250	850	4000	4,00	1850	1000	1950	700	1470	4850
315	950	4800	4,00	1850	1050	1950	700	1550	5750
400	1200	5000	4,00	1950	1050	2200	700	2060	6200
500	1250	6400	4,00	1950	1050	2300	700	2350	7650
630	1500	7600	4,00	2150	1150	2300	800	2650	9100
800	1800	9800	5,00	2200	1200	2300	800	3150	11600
1000	2200	11700	5,00	2300	1200	2450	800	3650	13900
1250	2500	14200	5,00	2350	1300	2500	1000	4300	16700
1600	2900	17800	6,00	2600	2400	2500	1000	5000	20700
2000	3200	22000	6,00	2700	2600	2600	1000	5400	25200
2500	3600	26000	6,00	3000	2800	2750	1200	6000	29600

Fuente: Tadeo Czerweny - Transformadores de Distribución

Es posible hallar una regresión polinómica a partir de los datos resaltados en la Tabla 1, como se muestra en la Figura 1.

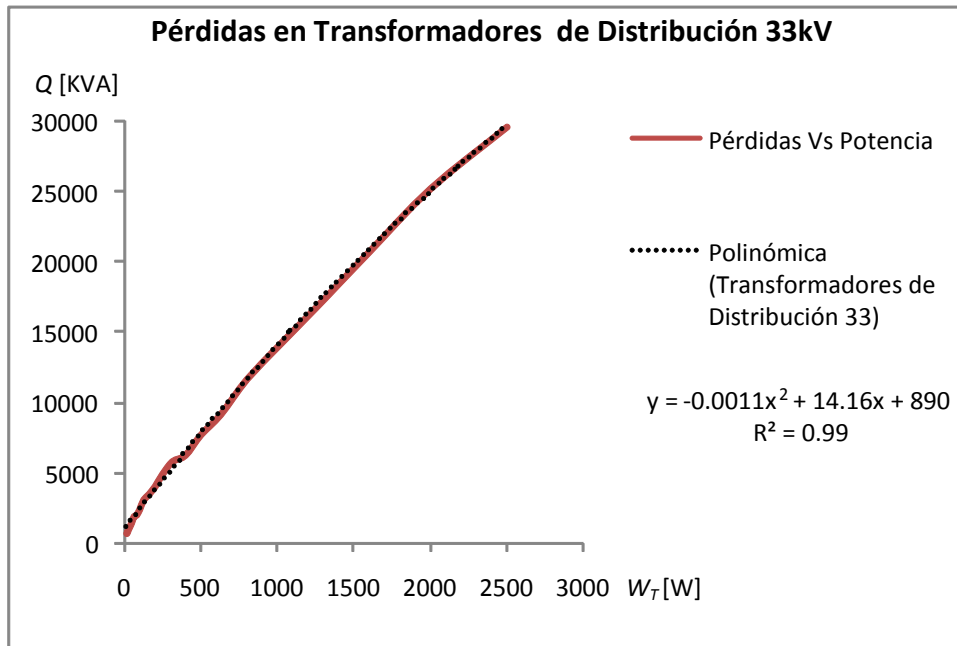


Figura 1 Pérdidas VS Potencia aparente.

Obteniéndose la expresión para las pérdidas totales.

$$W_T = (-0.0011Q + 14.16Q + 890)[W] \tag{1}$$

En la Figura 2 se esquematiza un transformador de distribución mostrando las dimensiones de las ondulaciones.

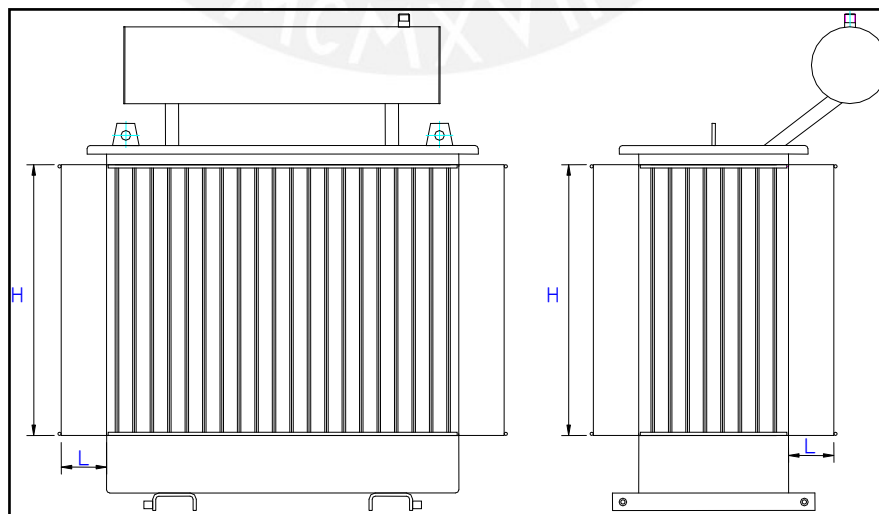


Figura 2 Esquema de un Transformador de Distribución.

El calor disipado por un tanque de paneles corrugados puede ser estimado a partir de las condiciones geométricas y datos empíricos de disipación (ver sección 1.4.2), según la expresión:

$$W_T = [2(L + 20)H \times 10^{-6}] N_0 h_c \quad (2)$$

Dónde:

W_T : Pérdidas totales.

L : Profundidad de las ondulaciones.

N_0 : Cantidad de ondulaciones del transformador.

h_c : Coeficiente transferencia de calor por convección.

La expresión 3 aproxima la altura de los paneles corrugados a partir de la potencia aparente.

$$H = (182.3\sqrt[4]{Q}) [mm] \quad (3)$$

Del mismo modo la cantidad de corrugaciones en las paredes de un transformador de distribución se puede aproximar a:

$$N_0 = 13\sqrt[4]{Q} \quad (4)$$

A partir de los datos mostrados en la Figura 1.11, se obtiene la correlación para el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_c = (0.0004L^2 - 0.4592L + 437.79) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (5)$$

Reemplazando en 2 y ordenando convenientemente, se tiene:

$$\frac{W_T \times 10^6}{H \times N} = (2L + 40) \times h_c \quad (6)$$

$$\frac{(-0.0011Q + 14.16Q + 890)10^6 [W]}{(13\sqrt[4]{Q})(182.3\sqrt[4]{Q})[mm]} - (2L + 40)(0.0004L^2 - 0.4592L + 437.79) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (7)$$

Resolviendo para cada potencia se obtiene los valores mostrados en la Tabla 2, en la que también se muestra la altura de los paneles, evaluados a partir de la expresión 3:

Anexo1 - Tabla 2 Medidas de las ondulaciones por Potencia.

Q [KVA]	L [mm]	H [mm]
160	115	588
200	123	626
250	133	665
300	142	699
320	146	711
400	161	755
500	178	802
600	194	842
640	201	857
700	210	878
800	224	910
900	237	938
1000	249	965
1250	277	1024
1500	301	1075
2000	339	1159
2500	367	1229
3000	385	1289

A partir de estos datos se obtiene una regresión lineal para L vs H, mostrada en la Figura

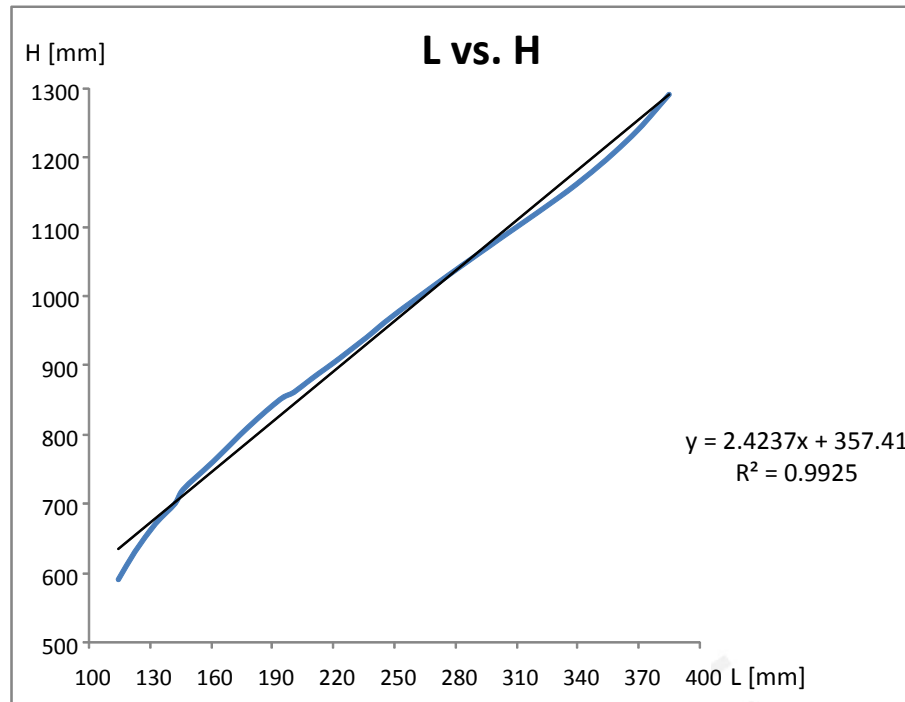


Figura 3 Proporción entre la profundidad de las ondulaciones y la altura de los paneles corrugados.

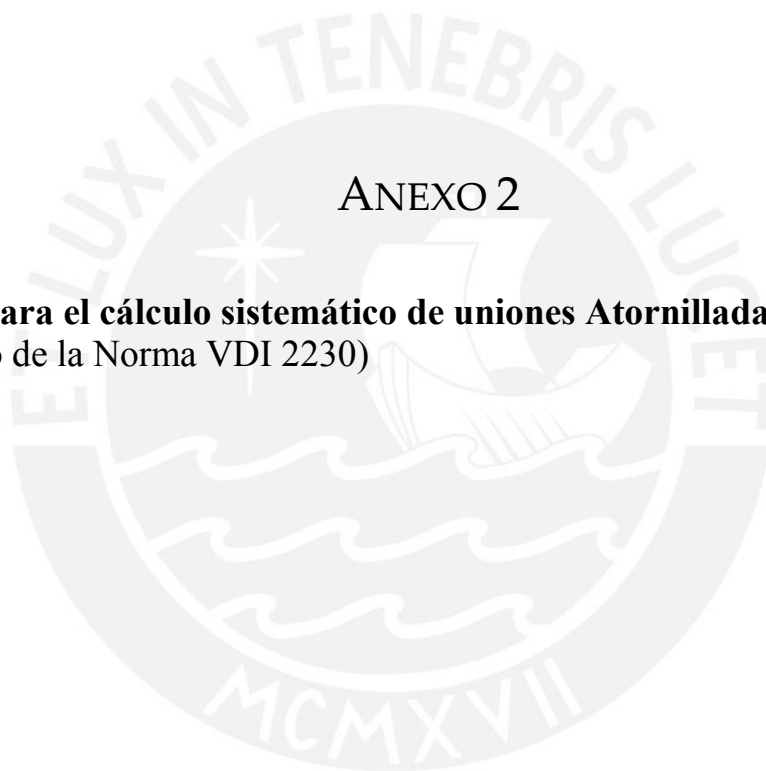
Finalmente se obtiene una expresión aproximada de las dimensiones de las corrugaciones un transformador.

$$H = 2.42L + 357mm \quad (8)$$

Cabe resaltar que esta expresión fue desarrollada para estimar las fuerzas necesarias para el plegado de paneles corrugados para transformadores, mas no para ser utilizada como parámetro de diseño de éstos.

ANEXO 2

Tablas para el cálculo sistemático de uniones Atornilladas.
(Extraído de la Norma VDI 2230)



nisse der Platte beeinflusst und somit auch den Druckkegel umfasst. Über den Anschlusskörper können Betriebskräfte in den Grundkörper geleitet werden (Bild 5.2/8). Der Krafteinleitungsort K_G , der den Punkt der Krafteinleitung in den Grundkörper angibt, wird in Näherung in die halbe Höhe des Anschlusskörpers gelegt [24].

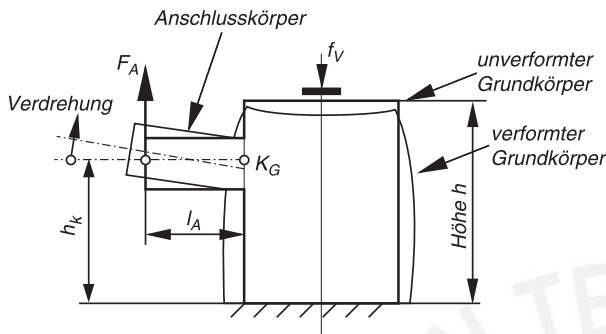


Bild 5.2/8. Aufteilung in Grund- und Anschlusskörper

plate and thus also comprises the compression cone. Working loads can be passed into the basic solid via the connecting solid (Figure 5.2/8). The load introduction point K_G , which indicates the point at which the load is introduced into the basic solid, is approximately located half way up the connecting solid [24].

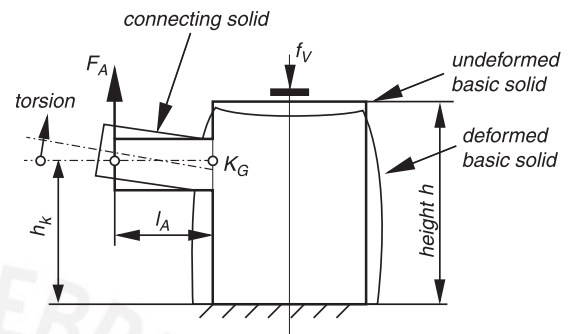


Figure 5.2/8. Division into basic and connecting solids

c) Festlegung des Verbindungstyps

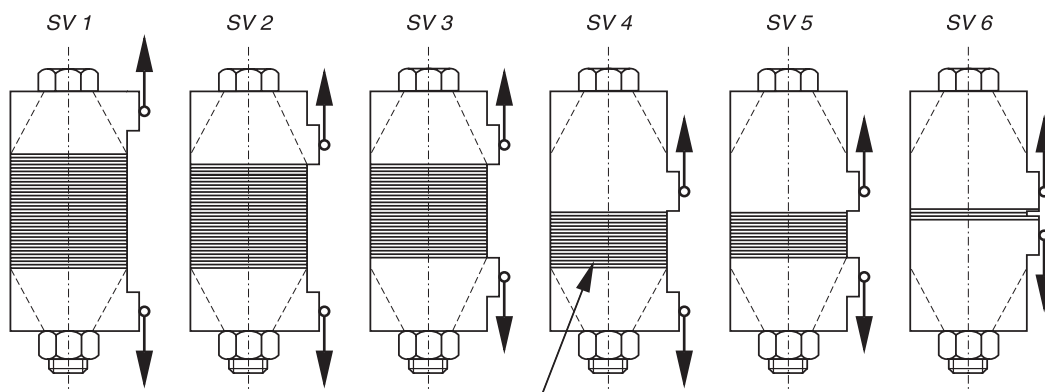
Die Verbindung muss einem der Verbindungstypen in Bild 5.2/9 hinsichtlich der Lage der Krafteinleitungspunkte zugeordnet werden können. Dabei ist zu beachten, dass die Trennfuge in dem markierten Bereich liegt. Dieser kennzeichnet den gleichmäßig verspannten und konstruktiv sinnvollen Bereich der Verbindung. Er kann näherungsweise an jeder Verbindung ermittelt werden, indem ausgehend von der Schraubenauflagefläche ein Kegel mit einem Winkel von 30° zur Schraubenachse eingezeichnet wird.

Die aufgeführten Verbindungstypen stellen zwar lediglich Durchsteckverbindungen dar, die Ergebnisse lassen sich aber im Rahmen der getroffenen Vereinfachungen auch auf Einschraubverbindungen übertragen. Dabei kommen vor allem die Verbindungstypen SV 1, SV 2 und SV 4 zur Anwendung. In diesen Fällen stellt die untere Platte die Einschraubseite dar.

c) Establishing the joint type

The joint must be assigned to one of the joint types in Figure 5.2/9 with regard to the position of the load introduction points. Care is to be taken to ensure that the interface lies in the marked region. This identifies the joint region which is evenly clamped and appropriate from the design point of view. It can be approximately determined at each joint by a cone with an angle of 30° relative to the bolt axis being drawn starting from the bolt bearing area.

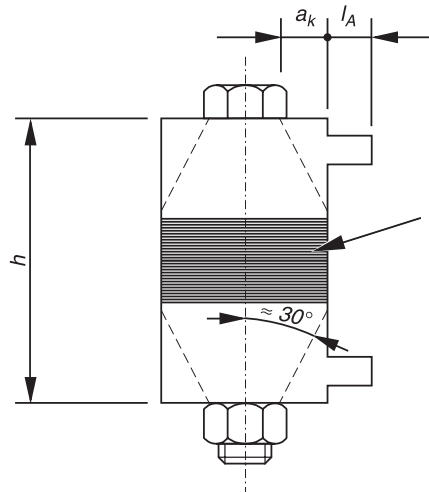
Although the joint types presented only represent bolted joints, the results can also be applied to tapped thread joints within the limits of the simplifications made. In particular, the joint types SV 1, SV 2 and SV 4 are used here. In these cases, the bottom plate represents the tapped thread side. For the height h , only the height of the top plate (see Figure 5.2/10)



Gleichmäßig verspannter und konstruktiv sinnvoller Trennfugenbereich
 interfaces evenly clamped and appropriate from the design point of view

Bild 5.2/9. Verbindungstypen nach der Art der Krafteinleitung

Figure 5.2/9. Joint types according to type of load introduction



Bei Durchsteckschraubenverbindung:
gleichmäßig verspannter und konstruktiv sinnvoller Trennfugenbereich
In bolted joints:
interface region evenly clamped and appropriate from the design point of view

Bild 5.2/10. Parameter zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors

Figure 5.2/10. Parameters for determining the load introduction factor

Für die Höhe h muss lediglich die Höhe der oberen Platte (siehe Bild 5.2/10) ermittelt werden. Bei versenktem Gewinde bezieht sich die Höhe h auf den Beginn des Gewindes.

need be determined. In the case of recessed threads, the height h relates to the start of the thread.

d) Ermittlung der Parameter

Aus der Geometrie der Verbindung müssen die Höhe h , der Abstand a_k sowie die Länge l_A ermittelt werden (Bild 5.2/4). Bei einer zentrischen Belastung gilt: $l_A = 0$

d) Determining the parameters

The height h , the distance a_k and the length l_A must be determined from the geometry of the joint (Figure 5.2/4). In the case of concentric loading: $l_A = 0$

e) Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors

Der Krafteinleitungsfaktor n kann schließlich entweder direkt oder durch lineares Interpolieren aus der Tabelle 5.2/1 ermittelt werden. Bei sehr kleinen Krafteinleitungsfaktoren muss damit gerechnet werden, dass die Verbindung unter Umständen zum Klaffen neigt, womit die Voraussetzungen für die vereinfachte Ermittlung nicht mehr gegeben wären.

e) Determining the load introduction factor

The load introduction factor n can finally be determined either directly or by linear interpolation from Table 5.2/1. In the case of very small load introduction factors, it must be expected that the joint will possibly tend to open, whereby the preconditions for the simplified determination would no longer exist.

Für balkenartige Verbindungen (Bild 3.1/1) kann ein Krafteinleitungsfaktor von 0,4 angenommen werden.

For beam-like joints (Figure 3.1/1), a load introduction factor of 0,4 can be assumed.

Tabelle 5.2/1. Krafteinleitungsfaktoren n zu den Verbindungstypen SV 1 bis SV 6
Table 5.2/1. Load introduction factors n for joint types SV 1 to SV 6

l_A/h	0,00				0,10				0,20				≥ 0,30			
	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50
SV 1	0,70	0,55	0,30	0,13	0,52	0,41	0,22	0,10	0,34	0,28	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 2	0,57	0,46	0,30	0,13	0,44	0,36	0,21	0,10	0,30	0,25	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 3	0,44	0,37	0,26	0,12	0,35	0,30	0,20	0,09	0,26	0,23	0,15	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 4	0,42	0,34	0,25	0,12	0,33	0,27	0,16	0,08	0,23	0,19	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 5	0,30	0,25	0,22	0,10	0,24	0,21	0,15	0,07	0,19	0,17	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 6	0,15	0,14	0,14	0,07	0,13	0,12	0,10	0,06	0,11	0,11	0,09	0,06	0,10	0,10	0,08	0,03

Anhang A Tabellen zur Berechnung

Tabelle A1. Montagevorspannkkräfte F_{MTab} und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Regelgewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Annex A Calculation tables

Table A1. Assembly preload F_{MTab} and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **shank bolts** with metric standard thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload							Anziehdrehmomente/Tightening torque						
		F_{MTab} in kN für $\mu_G =$							M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M4	8.8	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	3,9	3,7	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6,8	6,7	6,5	6,3	6,1	5,7	5,4	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8,0	7,8	7,6	7,4	7,1	6,7	6,3	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M5	8.8	7,6	7,4	7,2	7,0	6,8	6,4	6,0	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,0	9,4	8,8	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13,0	12,7	12,4	12,0	11,7	11,0	10,3	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M6	8.8	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	12,4	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18,4	17,9	17,5	17,0	16,5	15,5	14,5	13,2	15,4	17,4	19,3	21,1	24,2	26,8
M7	8.8	15,5	15,1	14,8	14,4	14,0	13,1	12,3	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22,7	22,5	21,7	21,1	20,5	19,3	18,1	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26,6	26,0	25,4	24,7	24,0	22,6	21,2	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M8	8.8	19,5	19,1	18,6	18,1	17,6	16,5	15,5	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28,7	28,0	27,3	26,6	25,8	24,3	22,7	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33,6	32,8	32,0	31,1	30,2	28,4	26,6	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M10	8.8	31,0	30,3	29,6	28,8	27,9	26,3	24,7	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45,6	44,5	43,4	42,2	41,0	38,6	36,2	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53,3	52,1	50,8	49,4	48,0	45,2	42,4	62	73	83	93	101	116	129
M12	8.8	45,2	44,1	43,0	41,9	40,7	38,3	35,9	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66,3	64,8	63,2	61,5	59,8	56,3	52,8	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77,6	75,9	74,0	72,0	70,0	65,8	61,8	108	126	144	160	175	201	223
M14	8.8	62,0	60,6	59,1	57,5	55,9	52,6	49,3	100	117	133	148	162	187	207
	10.9	91,0	88,9	86,7	84,4	82,1	77,2	72,5	146	172	195	218	238	274	304
	12.9	106,5	104,1	101,5	98,8	96,0	90,4	84,8	171	201	229	255	279	321	356
M16	8.8	84,7	82,9	80,9	78,8	76,6	72,2	67,8	153	180	206	230	252	291	325
	10.9	124,4	121,7	118,8	115,7	112,6	106,1	99,6	224	264	302	338	370	428	477
	12.9	145,5	142,4	139,0	135,4	131,7	124,1	116,6	262	309	354	395	433	501	558
M18	8.8	107	104	102	99	96	91	85	220	259	295	329	360	415	462
	10.9	152	149	145	141	137	129	121	314	369	421	469	513	592	657
	12.9	178	174	170	165	160	151	142	367	432	492	549	601	692	769
M20	8.8	136	134	130	127	123	116	109	308	363	415	464	509	588	655
	10.9	194	190	186	181	176	166	156	438	517	592	661	725	838	933
	12.9	227	223	217	212	206	194	182	513	605	692	773	848	980	1092
M22	8.8	170	166	162	158	154	145	137	417	495	567	634	697	808	901
	10.9	242	237	231	225	219	207	194	595	704	807	904	993	1151	1284
	12.9	283	277	271	264	257	242	228	696	824	945	1057	1162	1347	1502
M24	8.8	196	192	188	183	178	168	157	529	625	714	798	875	1011	1126
	10.9	280	274	267	260	253	239	224	754	890	1017	1136	1246	1440	1604
	12.9	327	320	313	305	296	279	262	882	1041	1190	1329	1458	1685	1877
M27	8.8	257	252	246	240	234	220	207	772	915	1050	1176	1292	1498	1672
	10.9	367	359	351	342	333	314	295	1100	1304	1496	1674	1840	2134	2381
	12.9	429	420	410	400	389	367	345	1287	1526	1750	1959	2153	2497	2787
M30	8.8	313	307	300	292	284	268	252	1053	1246	1428	1597	1754	2031	2265
	10.9	446	437	427	416	405	382	359	1500	1775	2033	2274	2498	2893	3226
	12.9	522	511	499	487	474	447	420	1755	2077	2380	2662	2923	3386	3775
M33	8.8	389	381	373	363	354	334	314	1415	1679	1928	2161	2377	2759	3081
	10.9	554	543	531	517	504	475	447	2015	2392	2747	3078	3385	3930	4388
	12.9	649	635	621	605	589	556	523	2358	2799	3214	3601	3961	4598	5135
M36	8.8	458	448	438	427	415	392	368	1825	2164	2482	2778	3054	3541	3951
	10.9	652	638	623	608	591	558	524	2600	3082	3535	3957	4349	5043	5627
	12.9	763	747	729	711	692	653	614	3042	3607	4136	4631	5089	5902	6585
M39	8.8	548	537	525	512	498	470	443	2348	2791	3208	3597	3958	4598	5137
	10.9	781	765	748	729	710	670	630	3345	3975	4569	5123	5637	6549	7317
	12.9	914	895	875	853	831	784	738	3914	4652	5346	5994	6596	7664	8562



Tabelle A2. Montagevorspannkkräfte F_{MTab} und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Tailenschrauben**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, mit metrischem Regelgewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20273

Table A2. Assembly preload F_{MTab} and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **necked-down bolts**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, with metric standard thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload							Anziehdrehmomente/Tightening torque						
		F_{MTab} in kN für $\mu_G =$							M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 4	8.8 10.9 12.9														
M 5	8.8 10.9 12.9														
M 6	8.8 10.9 12.9	7,5 11,0 12,9	7,3 10,7 12,5	7,0 10,3 12,1	6,8 9,9 11,6	6,5 9,6 11,2	6,0 8,9 10,4	5,6 8,2 9,6	5,4 7,9 9,2	6,2 9,1 10,7	7,0 10,3 12,0	7,7 11,3 13,2	8,3 12,3 14,3	9,4 13,9 16,2	10,3 15,2 17,7
M 7	8.8 10.9 12.9	11,1 16,3 19,1	10,8 15,9 18,6	10,5 15,4 18,0	10,1 14,8 17,4	9,8 14,3 16,8	9,1 13,3 15,6	8,4 12,3 14,4	9,0 13,3 15,5	10,5 15,5 18,1	11,9 17,5 20,5	13,2 19,3 22,6	14,3 21,0 24,6	16,3 23,9 28,0	17,9 26,2 30,7
M 8	8.8 10.9 12.9	13,8 20,3 23,8	13,4 19,7 23,1	13,0 19,1 22,3	12,5 18,4 21,5	12,1 17,8 20,8	11,2 16,5 19,3	10,4 15,3 17,9	13,1 19,2 22,5	15,2 22,3 26,1	17,1 25,2 29,5	18,9 27,8 32,5	20,5 30,1 35,3	23,3 34,2 40,0	25,5 37,4 43,8
M 10	8.8 10.9 12.9	22,1 32,5 38,0	21,5 31,5 36,9	20,8 30,5 35,7	20,1 29,5 34,5	19,4 28,4 33,3	18,0 26,4 30,9	16,7 24,5 28,6	26 38 45	30 44 52	34 50 59	38 55 65	41 60 70	46 68 80	51 75 87
M 12	8.8 10.9 12.9	32,3 47,5 55,6	31,4 46,1 53,9	30,4 44,6 52,2	29,4 43,1 50,5	28,3 41,6 48,7	26,3 38,7 45,2	24,4 35,8 41,9	45 66 77	52 77 90	59 87 101	65 96 112	71 104 122	80 118 138	88 130 152
M 14	8.8 10.9 12.9	44,5 65,3 76,4	43,2 63,4 74,2	41,8 61,4 71,9	40,4 59,4 69,5	39,0 57,3 67,1	36,3 53,2 62,3	33,6 49,4 57,8	71 105 123	83 122 143	94 138 162	104 153 179	113 166 195	129 189 221	141 207 243
M 16	8.8 10.9 12.9	61,8 90,8 106,3	60,1 88,3 103,4	58,3 85,7 100,3	56,5 82,9 97,0	54,6 80,1 93,8	50,8 74,6 87,3	47,2 69,3 81,1	111 164 191	131 192 225	148 218 255	165 242 283	179 264 308	205 301 352	226 331 388
M 18	8.8 10.9 12.9	77 110 128	75 106 124	72 103 121	70 100 117	68 96 113	63 89 105	58 83 97	159 226 265	186 264 309	210 299 350	232 331 387	253 360 421	288 410 480	316 450 527
M 20	8.8 10.9 12.9	100 142 166	97 138 162	94 134 157	91 130 152	88 125 147	82 117 136	76 108 127	225 320 375	264 376 440	300 427 499	332 473 554	362 516 604	414 589 689	455 649 759
M 22	8.8 10.9 12.9	125 179 209	122 174 203	118 169 197	115 163 191	111 158 185	103 147 172	96 137 160	308 439 514	363 517 605	413 589 689	460 655 766	502 715 837	575 819 958	634 903 1057
M 24	8.8 10.9 12.9	143 204 239	140 199 233	135 193 226	131 187 218	127 180 211	118 168 196	109 156 182	387 551 644	454 646 756	515 734 859	572 814 953	623 887 1038	711 1013 1185	783 1115 1305
M 27	8.8 10.9 12.9	190 271 317	185 264 309	180 256 300	174 248 291	169 240 281	157 224 262	146 208 244	571 814 952	673 959 1122	768 1093 1279	854 1216 1424	933 1329 1555	1069 1523 1782	1180 1680 1966
M 30	8.8 10.9 12.9	231 329 384	224 320 374	218 310 363	211 301 352	204 291 340	190 271 317	177 252 294	775 1104 1292	912 1299 1520	1038 1479 1730	1154 1643 1923	1259 1793 2099	1441 2052 2402	1589 2263 2648
M 33	8.8 10.9 12.9	289 412 482	282 401 470	274 390 456	265 378 442	257 365 428	239 341 399	223 317 371	1051 1497 1752	1241 1767 2068	1417 2017 2361	1578 2247 2629	1724 2456 2874	1978 2818 3297	2185 3112 3642
M 36	8.8 10.9 12.9	338 482 564	330 469 549	320 456 533	310 442 517	300 427 500	279 398 466	260 370 433	1350 1923 2251	1592 2267 2653	1814 2584 3024	2019 2875 3364	2205 3140 3675	2526 3598 4211	2788 3971 4646
M 39	8.8 10.9 12.9	409 582 681	398 567 664	387 551 645	375 534 625	363 517 605	339 482 564	315 449 525	1750 2493 2917	2069 2947 3448	2364 3367 3940	2635 3752 4391	2882 4104 4803	3309 4713 5515	3657 5209 6095

Tabelle A3. Montagevorspannkkräfte F_{MTab} und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Feingewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Table A3. Assembly preload F_{MTab} and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **shank bolts** with metric fine thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest-Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload F_{MTab} in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 8 x 1	8.8	21,2	20,7	20,2	19,7	19,2	18,1	17,0	19,3	22,8	26,1	29,2	32,0	37,0	41,2
	10.9	31,1	30,4	29,7	28,9	28,1	26,5	24,9	28,4	33,5	38,3	42,8	47,0	54,3	60,5
	12.9	36,4	35,6	34,7	33,9	32,9	31,0	29,1	33,2	39,2	44,9	50,1	55,0	63,6	70,8
M 9 x 1	8.8	27,7	27,2	26,5	25,9	25,2	23,7	22,3	28,0	33,2	38,1	42,6	46,9	54,4	60,7
	10.9	40,7	39,9	39,0	38,0	37,0	34,9	32,8	41,1	48,8	55,9	62,6	68,8	79,8	89,1
	12.9	47,7	46,7	45,6	44,4	43,3	40,8	38,4	48,1	57,0	65,4	73,3	80,6	93,4	104,3
M 10 x 1	8.8	35,2	34,5	33,7	32,9	32,0	30,2	28,4	39	46	53	60	66	76	85
	10.9	51,7	50,6	49,5	48,3	47,0	44,4	41,7	57	68	78	88	97	112	125
	12.9	60,4	59,2	57,9	56,5	55,0	51,9	48,8	67	80	91	103	113	131	147
M 10 x 1,25	8.8	33,1	32,4	31,6	30,8	29,9	28,2	26,5	38	44	51	57	62	72	80
	10.9	48,6	47,5	46,4	45,2	44,0	41,4	38,9	55	65	75	83	92	106	118
	12.9	56,8	55,6	54,3	52,9	51,4	48,5	45,5	65	76	87	98	107	124	138
M 12 x 1,25	8.8	50,1	49,1	48,0	46,8	45,6	43,0	40,4	66	79	90	101	111	129	145
	10.9	73,6	72,1	70,5	68,7	66,9	63,2	59,4	97	116	133	149	164	190	212
	12.9	86,2	84,4	82,5	80,4	78,3	73,9	69,5	114	135	155	174	192	222	249
M 12 x 1,5	8.8	47,6	46,6	45,5	44,3	43,1	40,6	38,2	64	76	87	97	107	123	137
	10.9	70,0	68,5	66,8	65,1	63,3	59,7	56,0	95	112	128	143	157	181	202
	12.9	81,9	80,1	78,2	76,2	74,1	69,8	65,6	111	131	150	167	183	212	236
M 14 x 1,5	8.8	67,8	66,4	64,8	63,2	61,5	58,1	54,6	104	124	142	159	175	203	227
	10.9	99,5	97,5	95,2	92,9	90,4	85,3	80,2	153	182	209	234	257	299	333
	12.9	116,5	114,1	111,4	108,7	105,8	99,8	93,9	179	213	244	274	301	349	390
M 16 x 1,5	8.8	91,4	89,6	87,6	85,5	83,2	78,6	74,0	159	189	218	244	269	314	351
	10.9	134,2	131,6	128,7	125,5	122,3	115,5	108,7	233	278	320	359	396	461	515
	12.9	157,1	154,0	150,6	146,9	143,1	135,1	127,2	273	325	374	420	463	539	603
M 18 x 1,5	8.8	122	120	117	115	112	105	99	237	283	327	368	406	473	530
	10.9	174	171	167	163	159	150	141	337	403	465	523	578	674	755
	12.9	204	200	196	191	186	176	166	394	472	544	613	676	789	884
M 18 x 2	8.8	114	112	109	107	104	98	92	229	271	311	348	383	444	495
	10.9	163	160	156	152	148	139	131	326	386	443	496	545	632	706
	12.9	191	187	182	178	173	163	153	381	452	519	581	638	740	826
M 20 x 1,5	8.8	154	151	148	144	141	133	125	327	392	454	511	565	660	741
	10.9	219	215	211	206	200	190	179	466	558	646	728	804	940	1055
	12.9	257	252	246	241	234	222	209	545	653	756	852	941	1100	1234
M 22 x 1,5	8.8	189	186	182	178	173	164	154	440	529	613	692	765	896	1006
	10.9	269	264	259	253	247	233	220	627	754	873	985	1090	1276	1433
	12.9	315	309	303	296	289	273	257	734	882	1022	1153	1275	1493	1677
M 24 x 1,5	8.8	228	224	219	214	209	198	187	570	686	796	899	995	1166	1311
	10.9	325	319	312	305	298	282	266	811	977	1133	1280	1417	1661	1867
	12.9	380	373	366	357	347	330	311	949	1143	1326	1498	1658	1943	2185
M 24 x 2	8.8	217	213	209	204	198	187	177	557	666	769	865	955	1114	1248
	10.9	310	304	297	290	282	267	251	793	949	1095	1232	1360	1586	1777
	12.9	362	355	348	339	331	312	294	928	1110	1282	1442	1591	1856	2080
M 27 x 1,5	8.8	293	288	282	276	269	255	240	822	992	1153	1304	1445	1697	1910
	10.9	418	410	402	393	383	363	342	1171	1413	1643	1858	2059	2417	2720
	12.9	489	480	470	460	448	425	401	1370	1654	1922	2174	2409	2828	3183
M 27 x 2	8.8	281	276	270	264	257	243	229	806	967	1119	1262	1394	1630	1829
	10.9	400	393	384	375	366	346	326	1149	1378	1594	1797	1986	2322	2605
	12.9	468	460	450	439	428	405	382	1344	1612	1866	2103	2324	2717	3049
M 30 x 2	8.8	353	347	339	331	323	306	288	1116	1343	1556	1756	1943	2276	2557
	10.9	503	494	483	472	460	436	411	1590	1912	2216	2502	2767	3241	3641
	12.9	588	578	565	552	539	510	481	1861	2238	2594	2927	3238	3793	4261
M 33 x 2	8.8	433	425	416	407	397	376	354	1489	1794	2082	2352	2605	3054	3435
	10.9	617	606	593	580	565	535	505	2120	2555	2965	3350	3710	4350	4892
	12.9	722	709	694	678	662	626	591	2481	2989	3470	3921	4341	5090	5725
M 36 x 2	8.8	521	512	502	490	478	453	427	1943	2345	2725	3082	3415	4010	4513
	10.9	742	729	714	698	681	645	609	2767	3340	3882	4390	4864	5711	6428
	12.9	869	853	836	817	797	755	712	3238	3908	4542	5137	5692	6683	7522
M 39 x 2	8.8	618	607	595	581	567	537	507	2483	3002	3493	3953	4383	5151	5801
	10.9	880	864	847	828	808	765	722	3537	4276	4974	5631	6243	7336	8263
	12.9	1030	1011	991	969	945	896	845	4139	5003	5821	6589	7306	8585	9669

Tabelle A4. Montagevorspannkkräfte F_{MTab} und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Tailenschrauben**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, mit metrischem Feingewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Table A4. Assembly preload F_{MTab} and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **necked-down bolts**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, with metric fine thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.-Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload F_{MTab} in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M8 x 1	8.8	15,5	15,0	14,6	14,1	13,6	12,7	11,8	14,1	16,6	18,8	20,9	22,8	26,0	28,6
	10.9	22,7	22,1	21,4	20,7	20,0	18,6	17,3	20,7	24,3	27,7	30,7	33,5	38,2	42,1
	12.9	26,6	25,8	25,1	24,3	23,4	21,8	20,3	24,3	28,5	32,4	35,9	39,2	44,7	49,2
M9 x 1	8.8	20,5	20,0	19,4	18,8	18,2	16,9	15,7	20,7	24,4	27,8	31,0	33,8	38,8	42,8
	10.9	30,1	29,3	28,5	27,6	26,7	24,9	23,1	30,4	35,9	40,9	45,5	49,7	57,0	62,9
	12.9	35,3	34,3	33,3	32,3	31,2	29,1	27,1	35,6	42,0	47,8	53,2	58,2	66,7	73,6
M10 x 1	8.8	26,3	25,6	24,9	24,1	23,3	21,8	20,3	29	34	39	44	48	55	61
	10.9	38,6	37,6	36,5	35,4	34,3	32,0	29,8	43	50	58	64	70	81	90
	12.9	45,2	44,0	42,8	41,5	40,1	37,4	34,9	50	59	68	75	82	95	105
M10 x 1,25	8.8	24,2	23,5	22,8	22,1	21,3	19,8	18,4	28	32	37	41	44	51	56
	10.9	35,5	34,5	33,5	32,4	31,3	29,1	27,1	40	47	54	60	65	74	82
	12.9	41,5	40,4	39,2	37,9	36,6	34,1	31,7	47	55	63	70	76	87	96
M12 x 1,25	8.8	37,3	36,4	35,3	34,2	33,1	30,9	28,7	49	58	67	74	81	93	103
	10.9	54,8	53,4	51,9	50,3	48,6	45,4	42,2	72	86	98	109	119	137	151
	12.9	64,1	62,5	60,7	58,8	56,9	53,1	49,4	85	100	114	127	139	160	177
M12 x 1,5	8.8	34,8	33,8	32,8	31,8	30,7	28,6	26,5	47	55	63	70	76	87	95
	10.9	51,1	49,7	48,2	46,6	45,1	42,0	39,0	69	81	92	102	111	127	140
	12.9	59,8	58,1	56,4	54,6	52,8	49,1	45,6	81	95	108	120	130	149	164
M14 x 1,5	8.8	50,3	49,0	47,6	46,1	44,6	41,6	38,7	78	91	104	116	127	146	161
	10.9	73,9	72,0	69,9	67,7	65,5	61,1	56,8	114	134	153	171	187	214	236
	12.9	86,5	84,2	81,8	79,3	76,7	71,5	66,5	133	157	179	200	218	250	276
M16 x 1,5	8.8	68,6	66,9	65,1	63,1	61,1	57,1	53,1	119	141	162	181	198	228	252
	10.9	100,8	98,3	95,6	92,7	89,8	83,8	78,0	175	207	238	265	290	334	370
	12.9	118,0	115,0	111,8	108,5	105,0	98,1	91,3	205	243	278	310	340	391	433
M18 x 1,5	8.8	93	90	88	85	83	77	72	179	213	245	274	301	347	385
	10.9	132	129	125	122	118	110	103	255	304	349	390	428	494	548
	12.9	154	151	147	142	138	129	120	299	355	408	457	501	578	641
M18 x 2	8.8	85	82	80	77	75	70	65	169	200	227	253	276	317	350
	10.9	121	117	114	110	107	99	93	241	284	324	360	394	451	498
	12.9	141	137	133	129	125	116	108	282	333	379	422	461	528	583
M20 x 1,5	8.8	117	115	112	108	105	98	92	249	298	342	384	422	488	542
	10.9	167	163	159	154	150	140	131	355	424	488	547	601	694	771
	12.9	196	191	186	181	175	164	153	416	496	571	640	703	813	903
M22 x 1,5	8.8	145	142	138	134	130	122	114	338	404	466	523	575	666	741
	10.9	207	202	197	191	185	173	162	481	575	663	744	819	948	1055
	12.9	242	236	230	224	217	203	189	563	673	776	871	958	1110	1234
M24 x 1,5	8.8	176	172	167	163	158	148	138	439	526	607	682	751	871	970
	10.9	250	245	238	232	225	211	197	625	749	865	972	1070	1241	1381
	12.9	293	286	279	271	263	246	230	731	876	1012	1137	1252	1452	1616
M24 x 2	8.8	165	161	156	152	147	137	128	422	502	576	645	708	816	905
	10.9	235	229	223	216	209	196	182	601	715	821	919	1008	1163	1290
	12.9	274	268	261	253	245	229	213	703	837	961	1075	1179	1361	1509
M27 x 1,5	8.8	227	222	217	211	204	192	179	637	765	885	996	1098	1276	1422
	10.9	323	316	308	300	291	273	255	907	1090	1260	1418	1564	1817	2025
	12.9	378	370	361	351	341	319	298	1061	1275	1475	1660	1830	2126	2370
M27 x 2	8.8	215	210	204	198	192	180	168	616	735	846	948	1042	1205	1339
	10.9	306	298	291	282	274	256	239	877	1047	1205	1351	1484	1717	1907
	12.9	358	349	340	330	320	300	279	1026	1225	1410	1581	1737	2009	2232
M30 x 2	8.8	271	265	258	251	243	228	212	857	1026	1183	1329	1462	1694	1884
	10.9	386	377	367	357	346	324	303	1221	1461	1685	1892	2082	2413	2684
	12.9	452	441	430	418	405	379	354	1429	1710	1972	2214	2436	2823	3141
M33 x 2	8.8	334	327	318	309	300	281	263	1148	1377	1591	1788	1970	2286	2545
	10.9	476	465	453	441	428	401	374	1635	1962	2266	2547	2805	3255	3625
	12.9	557	544	530	516	500	469	438	1914	2296	2652	2981	3283	3810	4242
M36 x 2	8.8	404	395	385	374	363	341	318	1504	1808	2091	2353	2594	3014	3360
	10.9	575	562	548	533	517	485	453	2143	2575	2978	3352	3694	4293	4785
	12.9	673	658	641	624	605	568	530	2507	3013	3485	3922	4323	5023	5599
M39 x 2	8.8	480	469	458	445	432	405	379	1929	2322	2689	3029	3341	3886	4335
	10.9	683	669	652	634	616	578	540	2748	3307	3830	4314	4758	5535	6174
	12.9	800	782	763	742	721	676	632	3215	3870	4482	5048	5568	6477	7225

Tabelle A5. Zuordnung von Reibungszahlklassen mit Richtwerten zu verschiedenen Werkstoffen/Oberflächen und Schmierzuständen bei Schraubenverbindungen

Reibungszahl-Klasse	Bereich für μ_G und μ_K	Auswahl typischer Beispiele für	
		Werkstoff/Oberflächen	Schmierstoffe
A	0,04 bis 0,10	metallisch blank vergütungs-schwarz phosphatiert galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge	Festschmierstoffe wie MoS ₂ , Grafit, PTFE, PA, PE, PI in Gleitlacken, als Top-Coats oder in Pasten; Wachsschmelzen; Wachsdispersionen
B	0,08 bis 0,16	metallisch blank vergütungs-schwarz phosphatiert galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge Al- und Mg-Legierungen	Festschmierstoffe wie MoS ₂ , Grafit, PTFE, PA, PE, PI in Gleitlacken, als Top-Coats oder in Pasten; Wachsschmelzen; Wachsdispersionen, Fette; Öle; Anlieferungszustand
		feuerverzinkt	MoS ₂ ; Grafit; Wachsdispersionen
		organische Beschichtungen	mit integriertem Festschmierstoff oder Wachsdispersion
		austenitischer Stahl	Festschmierstoffe oder Wachse; Pasten
C	0,14 bis 0,24	austenitischer Stahl	Wachsdispersionen; Pasten
		metallisch blank phosphatiert	Anlieferungszustand (leicht geölt)
		galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge Klebstoff	ohne
D	0,20 bis 0,35	austenitischer Stahl	Öl
		galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe feuerverzinkt	ohne
E	≥ 0,30	galv. Überzüge wie Zn/Fe, Zn/Ni austenitischer Stahl Al-, Mg-Legierungen	ohne

Es sind Reibungszahlen **anzustreben**, die sich in die **Reibungszahlklasse B** einordnen, um eine möglichst hohe Vorspannkraft bei geringer Streuung aufzubringen. Dies bedeutet nicht automatisch die Verwendung der Kleinstwerte und dass die vorhandene Reibungszahlstreuung der Klassenstreuung entspricht. Die Tabelle gilt für Raumtemperatur.

Tabelle A6. Näherungswerte für Haftreibungszahlen μ_T in der Trennfuge [4; 55; 57 bis 59]

Stoffpaarung	Haftreibungszahl im Zustand	
	trocken	geschmiert
Stahl – Stahl/Stahlguss	0,1 bis 0,23	0,07 bis 0,12
Stahl – GG	0,12 bis 0,24	0,06 bis 0,1
GG – GG	0,15 bis 0,3	0,2
Bronze – Stahl	0,12 bis 0,28	0,18
GG – Bronze	0,28	0,15 bis 0,2
Stahl – Kupferlegierung	0,07	
Stahl – Aluminiumlegierung	0,1 bis 0,28	0,05 bis 0,18
Aluminium – Aluminium	0,21	

Table A5. Friction coefficient classes with guide values for different materials/surfaces and lubrication states in bolted joints

Friction coefficient class	Range for μ_G and μ_K	Selection of typical examples for	
		Material/surfaces	Lubricants
A	0,04 to 0,10	metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax wax dispersions
B	0,08 to 0,16	metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings Al and Mg alloys	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax; wax dispersions, greases; oils; delivery state
		hot-galvanized	MoS ₂ ; graphite; wax dispersions
		organic coatings	with integrated solid lubricant or wax dispersion
		austenitic steel	solid lubricants or waxes; pastes
C	0,14 to 0,24	austenitic steel	wax dispersions, pastes
		metallically bright phosphated	delivery state (lightly oiled)
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings adhesive	none
D	0,20 to 0,35	austenitic steel	oil
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe; hot-galvanized	none
E	≥ 0,30	galvanic coatings such as Zn/Fe, Zn/Ni austenitic steel Al, Mg alloys	none

The aim is to **achieve** coefficients of friction which fit into the **friction coefficient class B** in order to apply as high a preload as possible with low scatter. This does not automatically mean using the smallest values and that the friction coefficient scatter present corresponds to the class spread. The tables apply at room temperature.

Table A6. Approximate values for static friction coefficients μ_T at the interface [4; 55; 57 to 59]

Material combination	Static friction coefficient in the state	
	dry	lubricated
Steel – steel/cast steel	0,1 to 0,23	0,07 to 0,12
Steel – gray cast iron	0,12 to 0,24	0,06 to 0,1
Gray cast iron – gray cast iron	0,15 to 0,3	0,2
Bronze – steel	0,12 to 0,28	0,18
Gray cast iron – bronze	0,28	0,15 to 0,2
Steel – copper alloy	0,07	
Steel – aluminum alloy	0,1 to 0,28	0,05 to 0,18
Aluminum – aluminum	0,21	

Tabelle A7. Abschätzen des Durchmesserbereiches von Schrauben

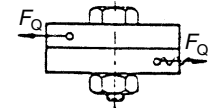
1	2	3	4
Kraft in N	Nenndurchmesser in mm		
	Festigkeitsklasse		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

A Wähle in Spalte 1 die nächst größere Kraft zu der an der Verschraubung angreifenden Belastung. Wenn bei kombinierter Belastung (Längs- und Querkräfte) $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin}$ gilt, dann ist nur F_{Qmax} zu verwenden

B Die erforderliche Mindestvorspannkraft F_{Mmin} ergibt sich, indem man von dieser Zahl um folgende Anzahl Schritte weitergeht:

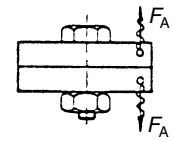
B1 Wenn mit F_{Qmax} zu entwerfen ist:

vier Schritte für statische oder dynamische Querkraft



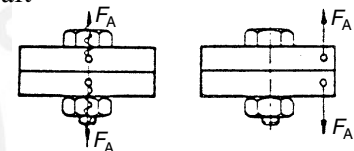
B2 Wenn mit F_{Amax} zu entwerfen ist:

zwei Schritte für dynamische und exzentrisch angreifende Axialkraft



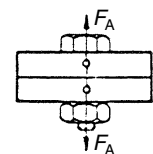
oder

ein Schritt für dynamisch und zentrisch oder statisch und exzentrisch angreifende Axialkraft



oder

keine Schritte für statisch und zentrisch angreifende Axialkraft



Beispiel

Eine Verbindung wird dynamisch und exzentrisch durch die Axialkraft $F_A = 8.500 \text{ N}$ belastet. Die Schraube mit der Festigkeitsklasse 12.9 soll mit Drehmomentschlüssel montiert werden.

A 10.000 N ist die zunächst größere Kraft zu F_A in Spalte 1

B zwei Schritte für „exzentrische und dynamische Axialkraft“ führen zu $F_{Mmin} = 25.000 \text{ N}$

C ein Schritt für „Anziehen mit Drehmomentschlüssel“ führt zu $F_{Mmax} = 40.000 \text{ N}$

D Für $F_{Mmax} = 40.000 \text{ N}$ findet man in Spalte 2 (Festigkeitsklasse 12.9): M 10

C Die zu ertragende maximale Vorspannkraft F_{Mmax} ergibt sich, indem man von dieser Kraft F_{Mmin} weitergeht um:

zwei Schritte für Anziehen der Schraube mit einfachem Dreh-schrauber, der über Nachziehmoment eingestellt wird

oder

ein Schritt für Anziehen mit Drehmomentschlüssel oder Präzisions-schrauber, der mittels dynamischer Drehmomentmessung oder Längungsmessung der Schraube eingestellt wird

oder

keine Schritte für Anziehen über Winkelkontrolle in den über-elastischen Bereich oder mittels Streckgrenzkontrolle durch Computersteuerung

D Neben der gefundenen Zahl steht in Spalte 2 bis 4 die erforderliche Schraubenabmessung in mm für die gewählte Festigkeitsklasse der Schraube

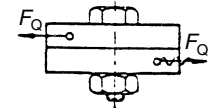
Table A7. Estimating the diameter range of bolts

1 Load in N	2 Nominal diameter in mm		
	3 Strength grade		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

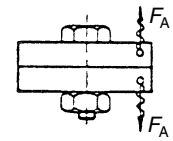
A In Column 1, select the next highest load to the loading acting on the bolted joint. If during combined loading (longitudinal and transverse loads) $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin}$, then only F_{Qmax} is to be used.

B The required minimum preload F_{Mmin} is obtained by increasing this number by the following number of steps:

B1 If the joint is to be designed with F_{Qmax} :
four steps for static or dynamic transverse load

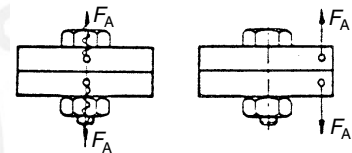


B2 If the joint is to be designed with F_{Amax} :
two steps for dynamic and eccentrically applied axial load



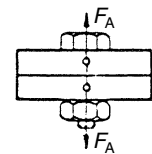
or

one step for dynamically and concentrically or statically and eccentrically applied axial load



or

no steps for statically and concentrically applied axial load



Example

A joint is dynamically and eccentrically loaded by the axial load $F_A = 8.500$ N. A bolt of strength grade 12.9 is to be assembled using a torque wrench.

A 10.000 N is the next largest load to F_A in column 1

B Two steps for "eccentric and dynamic axial loading" give $F_{Mmin} = 25.000$ N

C One step for "tightening using a torque wrench" gives $F_{Mmax} = 40.000$ N

D For $F_{Mmax} = 40.000$ N, we find in column 2 (strength grade 12.9): M 10

C The required maximum preload F_{Mmax} obtained by increasing this load F_{Mmin} by:

two steps for tightening the bolt with a simple tightening spindle which has been set by the retightening torque

or

one step for tightening using a torque wrench or precision spindle adjusted by means of dynamic torque measurement or elongation measurement of the bolt

or

no steps for tightening by means of angle control within the plastic range or by means of computer-controlled yield-point monitoring

D Next to the number found, Columns 2 to 4 give the required bolt dimensions in mm for the selected strength grade of the bolt.

Tabelle A8. Richtwerte für den Anziehfaktor α_A

Anzieh-Faktor α_A	Streuung $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Anziehverfahren	Einstellverfahren	Bemerkungen	
1,05 bis 1,2	$\pm 2\%$ bis $\pm 10\%$	Längungsgesteuertes Anziehen mit Ultraschall	Schalllaufzeit	<ul style="list-style-type: none"> • Kalibrierwerte erforderlich • bei $l_k/d < 2$ progressive Fehlerzunahme zu beachten • kleinerer Fehler bei direkter mechanischer Ankopplung, größerer bei indirekter Ankopplung 	
1,1 bis 1,5	$\pm 5\%$ bis $\pm 20\%$	Mechanische Längungsmessung	Einstellung über Längungsmessung	<ul style="list-style-type: none"> • Notwendig ist die genaue Ermittlung der axialen elastischen Nachgiebigkeit der Schraube. Die Streuung ist wesentlich abhängig von der Genauigkeit des Messverfahrens. • bei $l_k/d < 2$ progressive Fehlerzunahme zu beachten 	
1,2 bis 1,4	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Streckgrenzgesteuertes Anziehen, motorisch oder manuell	Vorgabe des relativen Drehmoment-Drehwinkel-Koeffizienten	Die Vorspannkraftstreuung wird wesentlich bestimmt durch die Streuung der Streckgrenze im verbauten Schraubenlos. Die Schrauben werden hier für F_{Mmin} dimensioniert; eine Auslegung der Schrauben für F_{Mmax} mit dem Anziehfaktor α_A entfällt deshalb für diese Anziehmethode.	
1,2 bis 1,4	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Drehwinkelgesteuertes Anziehen, motorisch oder manuell	Versuchsmäßige Bestimmung von Voranziehmoment und Drehwinkel (Stufen)		
1,2 bis 1,6	$\pm 9\%$ bis $\pm 23\%$	Hydraulisches Anziehen	Einstellung über Längen- bzw. Druckmessung	<ul style="list-style-type: none"> • niedrigere Werte für lange Schrauben ($l_k/d \geq 5$) • höhere Werte für kurze Schrauben ($l_k/d \leq 2$) 	
1,4 bis 1,6	$\pm 17\%$ bis $\pm 23\%$	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, Signal gebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	Versuchsmäßige Bestimmung der Sollanziehmomente am Originalverschraubungsteil, z.B. durch Längungsmessung der Schraube	Niedrigere Werte: große Zahl von Einstell- bzw. Kontrollversuchen (z.B. 20) erforderlich; geringe Streuung des abgegebenen Momentes (z.B. $\pm 5\%$) nötig	Niedrigere Werte für: <ul style="list-style-type: none"> • kleine Drehwinkel, d.h. relativ steife Verbindungen • relativ geringe Härte der Gegenlage¹⁾ • Gegenlagen, die nicht zum „Fressen“ neigen, z.B. phosphatiert oder bei ausreichender Schmierung
1,6 bis 2,0 (Reibungszahlklasse B)	$\pm 23\%$ bis $\pm 33\%$	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, Signal gebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)	Niedrigere Werte für: messende Drehmomentschlüssel bei gleichmäßigem Anziehen und für Präzisionsdrehschrauber	Höhere Werte für: <ul style="list-style-type: none"> • große Drehwinkel, d.h. relativ nachgiebige Verbindungen sowie Feingewinde • große Härte der Gegenlage, verbunden mit rauer Oberfläche
1,7 bis 2,5 (Reibungszahlklasse A)	$\pm 26\%$ bis $\pm 43\%$			Höhere Werte für: Signal gebende oder ausknickende Drehmomentschlüssel	
2,5 bis 4	$\pm 43\%$ bis $\pm 60\%$	Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber	Einstellen des Schraubers über Nachziehmoment, das aus Sollanziehmoment (für die geschätzte Reibungszahl) und einem Zuschlag gebildet wird	Niedrigere Werte für: <ul style="list-style-type: none"> • große Zahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment) • auf horizontalem Ast der Schraubercharakteristik • spielfreie Impulsübertragung 	

¹⁾ Gegenlage: Verspanntes Teil, dessen Oberfläche mit dem Anziehelement der Verbindung (Schraubenkopf oder Mutter) im Kontakt steht.

Table A8. Guide values for the tightening factor α_A

Tightening factor α_A	Scatter $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Tightening technique	Adjusting technique	Remarks
1,05 to 1,2	$\pm 2\%$ to $\pm 10\%$	Elongation-controlled tightening with ultrasound	Echo time	<ul style="list-style-type: none"> Calibrating values necessary Allow for progressive increase in errors at $l_k/d < 2$ Smaller errors with direct mechanical coupling, larger with indirect coupling
1,1 to 1,5	$\pm 5\%$ to $\pm 20\%$	Mechanical elongation measurement	Adjustment via longitudinal measurement	<ul style="list-style-type: none"> Exact determination of the axial elastic resilience of the bolt is necessary. The scatter depends substantially on the accuracy of the measuring technique. Allow for progressive increase in errors at $l_k/d < 2$
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Yield-controlled tightening, motor or manually operated	Input of the relative torque/rotation-angle coefficient	The scatter in preload is substantially determined by the scatter in the bolt yield point. Here, the bolts are dimensioned for F_{Mmin} ; a design of the bolts for F_{Mmax} with the tightening factor α_A therefore does not apply to these tightening techniques.
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Angle-controlled tightening, motor or manually operated	Experimental determination of pre-tightening torque and angle of rotation (steps)	
1,2 to 1,6	$\pm 9\%$ to $\pm 23\%$	Hydraulic tightening	Adjustment via length or pressure measurement	<ul style="list-style-type: none"> Lower values for long bolts ($l_k/d \geq 5$) Higher values for short bolts ($l_k/d \leq 2$)
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Experimental determination of required tightening torques on the original bolting part, e.g. by measuring bolt elongation	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> <p>Lower values:</p> <ul style="list-style-type: none"> large number of calibration or check tests (e.g. 20) required; low scatter of the transmitted torque (e.g. $\pm 5\%$) necessary </div> <div> <p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> small angles of rotation, i.e. relatively stiff joints relatively soft mating surface¹⁾ mating surfaces which are not inclined to "seize", e.g. phosphated or with sufficient lubrication </div> </div>
1,6 to 2,0 (friction coefficient class B) 1,7 to 2,5 (friction coefficient class A)	$\pm 23\%$ to $\pm 33\%$ $\pm 26\%$ to $\pm 43\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Determination of the required tightening torque by estimating the friction coefficient (surface and lubricating conditions)	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> <p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> Measuring torque wrenches with steady tightening and for precision tightening spindles <p>Higher values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> Signaling or automatic tripping torque wrenches </div> <div> <p>Higher values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> large angles of rotation, i.e. relatively resilient joints and fine threads high mating surface hardness combined with a rough surface </div> </div>
2,5 to 4	$\pm 43\%$ to $\pm 60\%$	Tightening with impact wrench or impact wrench with momentum control	Calibration of the bolt by means of re-tightening torque, made up of the required tightening torque (for the estimated friction coefficient) and an additional factor	<p>Lower values for:</p> <ul style="list-style-type: none"> large number of calibration tests (re-tightening torque) on the horizontal segment of the bolt characteristic momentum transfer free from play

¹⁾ Mating surface: Clamped unit its surface contact the tightening unit of the joint (bolt head or nut).

Tabelle A9. Auswahl von Werkstoffen für verschraubte Bauteile – Richtwerte mechanischer und physikalischer Eigenschaften
 Table A9. Selection of materials for bolted components – guide values of mechanical and physical properties

Werkstoff- gruppe Material group	Werkstoff- kurzname Material symbol	Werkstoff- nummer Material number	Zugfestigkeit Tensile strength $R_{m \min}$ N/mm ²	0,2 %-Dehn- grenze 0,2% proof stress $R_{p0,2 \min}$ N/mm ²	Scherfestig- keit Shearing strength $\tau_{B \min}$ N/mm ²	Grenzflächen- pressung ¹⁾ Limiting sur- face pressure ¹⁾ p_G MPa	E-Modul Young's modulus E N/mm ²	Dichte Density ρ kg/dm ³	Therm. Ausdeh- nungskoeffizient Coefficient of thermal expansion für/for 20 °C/100 °C α_T 10 ⁻⁶ K ⁻¹
Unlegierte Baustähle Plain structural steels	USt 37-2 St 50-2	1.0036 1.0050	340 470	230 290	200 280	490 710	205 000	7,85	11,1
Niedriglegierte Vergütungsstähle Low-alloy tempering steels	Cq 45 34 CrNiMo 6 38 MnSi-V5 5-BY 16 MnCr 5	1.1192 1.6582 - 1.7131	700 1200 900 1000	500 1000 600 850	460 720 580 650	<i>630</i> <i>1080</i> <i>810</i> <i>900</i>	205 000	7,85	11,1
Sintermetalle Sintered metals	SINT-D30	-	510	370	300	<i>450</i>	130 000	7	12
Austenitische CrNi-Stähle Austenitic CrNi steels	X5 CrNi 18 12 X5 CrNiMo 17 12 2 X5 NiCrTi 26 15	1.4303 1.4401 1.4980	500 510 960	185 205 660	400 410 670	<i>630</i> <i>460</i> <i>860</i>	200 000	7,90	16,5
Gusseisen Cast iron	GJL-250 GJL-260 Cr GJS-400 GJS-500 GJS-600	0.6020 - 0.7040 0.7050 0.7060	250 260 400 500 600	- - 250 320 370	290 290 360 450 540	<i>850²⁾</i> <i>600</i> <i>600²⁾</i> <i>750²⁾</i> <i>900²⁾</i>	110 000 110 000 169 000 169 000 174 000	7,20	10,0
Aluminium-Knetlegierungen Wrought aluminum alloys	AlMgSi 1 F31 AlMgSi 1 F28 AlMg4,5Mn F27	3.2315.62 3.2315.61 3.3547.08	290 260 260	250 200 110	170 150 150	<i>260</i> <i>230</i> <i>230</i>	75 000	2,70 2,70 2,66	23,4 23,4 23,7
Aluminium-Gusslegierungen Cast aluminum alloys	GK-ALSi9Cu3 GD-ALSi9Cu3 GK-ALSi7Mg wa	3.2163.02 3.2163.05 3.2371.62	180 240 250	110 140 200	110 140 150	<i>220</i> <i>290</i> <i>380</i>	75 000 75 000 73 000	2,75 2,75 2,65	21,0 21,0 22,0
Magnesiumlegierungen Magnesium alloys	GD-AZ 91 (MgAl9Zn1) GK-AZ 91-T4		200 240	150 120	130 160	<i>180</i> <i>210</i>	45 000	1,80	27,0
Titanlegierung/Titanium alloy	TiAl6V4	3.7165.10	890	820	600	<i>890</i>	110 000	4,43	8,6

¹⁾ *Kursive* Zahlenwerte: Noch nicht nach dem Verfahren in [53] oder [64] überprüft. Empfehlung: Verwendung der aus der Brinellhärte HB berechneten Zugfestigkeit (DIN 50 150). Alle Zahlenwerte sind Kurzzeitwerte und als Richtwerte zu verstehen. Im konkreten Fall kann es wegen einer Vielzahl von Einflussfaktoren (Geometrie, Relaxation und anderes) zu Abweichungen kommen.

²⁾ Nach [64]

¹⁾ *Italic* numerical values: Nnot yet tested according to the method in [53] or in [64]. Recommendation: Use the tensile strength calculated from the Brinell hardness HB (DIN 50 150). All numerical values are short-time values and to understand as approximate values. In certain the values can deviate because of many factors of influence (geometry, relaxation a.o.m.).

²⁾ According to the method in [64]

Tabelle A10. Warm- und hochwärmfeste Werkstoffe nach DIN EN 10 269
Table A10. High-temperature and very high-temperature materials according to DIN EN 10 269

Werkstoff/Material		Mechanische Eigenschaften/Mechanical properties (in MPa)														
Nr. No.	Kurzname nach DIN 17 006 Symbol according to DIN 17 006	R_m	$R_{p0,2}$	Warmstreckgrenze $R_{p0,2T}$ High-temperature yield point $R_{p0,2T}$ für/for $d \leq 100$ bei/at T in °C						Zeitdehngrenze $R_{p0,2/10\,000}$ Creep limit $R_{p0,2/10\,000}$ bei/at T in °C						
		min.	min.	200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2	500	300	229	192	173	-	-	-		208 ⁴⁾	147	35	-	-	-
1.7218	25CrMo4	600	440	412	363	304	235	-	-			274 ⁵⁾	147	64 ⁶⁾	-	-
1.7709	21CrMoV5-7	700	550	500	460	410	350	-	-			429 ⁵⁾	238	116 ⁶⁾	-	-
1.7711	40CrMoV4-7	850	700	631	593	554	470	293	-			361 ⁷⁾	242	138		
1.4301	X5CrNi18-10	500	190	127	110	98	92	90 ¹⁾	-				121 ⁶⁾	94	35	-
1.4923	X21CrMoNiV12-1	800	600	530	480	420	335	280 ¹⁾	-			436 ⁷⁾	289	79	-	-
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	900	635	560	540	520	490	430	≈ 310 ²⁾				580	320	190 ⁸⁾	-
2.4952	NiCr20TiAl (Nimonic 80a)	1000	600	568	560	540	520	500	≈ 450 ³⁾				624	398	173	58
		E 10 ³ MPa	λ W/ (mK)	Elastizitätsmodul E_T (in 10 ³ MPa) Young's modulus E_T (in 10 ³ MPa) bei/at T in °C						Wärmeausdehnungskoeffizient α_T (in 10 ⁻⁶ K ⁻¹) Coefficient of thermal expansion α_T (in 10 ⁻⁶ K ⁻¹) bei/at T in °C von 20 bis						
		bei 20 °C:		200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2		42													
1.7218	25CrMo4	211		196	186	177	164	127	-	12,1	12,9	13,5	13,9	14,1	-	-
1.7709	21CrMoV5-7		33													
1.7711	40CrMoV4-7		33													
1.4301	X5CrNi18-10		200													
1.4923	X21CrMoNiV12-1	216	24	200	190	179	167	127	-	11,0	11,5	12,0	12,3	12,5	-	-
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	211	12	200	192	183	173	162		17,5	18,7	18,0	18,2	18,5	18	-
2.4952	NiCr20TiAl	216	13	208	202	196	189	179	161	12,6	13,1	13,5	13,7	14,0		

1) bei/at $T = 550$ °C 2) 380 bei/at $T = 650$ °C 3) 480 bei/at $T = 650$ °C 4) bei/at $T = 350$ °C 5) bei/at $T = 420$ °C 6) bei/at $T = 550$ °C
7) bei/at $T = 450$ °C 8) bei/at $T = 650$ °C

Tabelle A11. Nennwerte für Steigung, Flankendurchmesser, Spannungs- und Kernquerschnitt sowie Kraft $F_{0,2min}$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Regel- und Feingewinde (Steigung nach DIN 13-1 und -28; Spannungs- und Kernquerschnitt nach DIN 13-28; Mindest-Streckgrenze nach DIN EN ISO 898-1)

Table A11. Nominal values for pitch, pitch diameter, stress cross section and cross section at minor diameter, and load $F_{0,2min}$ for **shank bolts** with metric standard and fine threads (pitch according to DIN 13-1 and -28; stress cross section and cross section at minor diameter according to DIN 13-28; minimum yield point according to DIN EN ISO 898-1)

Abmessung Size	Steigung Pitch	Flankendurchmesser Pitch diameter	Spannungsquerschnitt Stress cross section	Kernquerschnitt Cross section at minor diameter	Kraft an der Mindest-Streckgrenze Load at the minimum yield point $F_{0,2min} = R_{p0,2min} \cdot A_S$		
					Festigkeitsklasse/Strength grade		
					8.8	10.9	12.9
	P	d_2	A_S	A_{d_3}	N	N	N
	mm	mm	mm ²	mm ²	N	N	N
Metrisches Regelgewinde/Metric standard thread							
M 4	0,7	3,545	8,78	7,749	5 600	8 300	9 700
M 5	0,8	4,480	14,2	12,69	9 100	13 300	15 600
M 6	1	5,350	20,1	17,89	12 900	18 900	22 100
M 7	1	6,350	28,9	26,18	18 500	27 000	32 000
M 8	1,25	7,188	36,6	32,84	23 400	34 500	40 500
M 10	1,5	9,026	58,0	52,30	37 000	55 000	64 000
M 12	1,75	10,863	84,3	76,25	54 000	79 000	93 000
M 14	2	12,701	115	104,7	74 000	108 000	127 000
M 16	2	14,701	157	144,1	100 000	148 000	173 000
M 18	2,5	16,376	193	175,1	127 000	181 000	212 000
M 20	2,5	18,376	245	225,2	162 000	230 000	270 000
M 22	2,5	20,376	303	281,5	200 000	285 000	335 000
M 24	3	22,051	353	324,3	233 000	330 000	390 000
M 27	3	25,051	459	427,1	305 000	430 000	500 000
M 30	3,5	27,727	561	519,0	370 000	530 000	620 000
M 33	3,5	30,727	694	647,2	460 000	650 000	760 000
M 36	4	33,402	817	759,3	540 000	770 000	900 000
M 39	4	36,402	976	913,0	640 000	920 000	1 070 000
Metrisches Feingewinde/Metric fine thread							
M 8	1	7,350	39,2	36,03	25 000	37 000	43 000
M 9	1	8,350	51,0	47,45	32 500	48 000	56 000
M 10	1	9,350	64,5	60,45	41 500	61 000	71 000
M 10	1,25	9,188	61,2	56,29	39 000	58 000	67 000
M 12	1,25	11,188	92,1	86,03	59 000	87 000	101 000
M 12	1,5	11,026	88,1	81,07	56 000	83 000	97 000
M 14	1,5	13,026	125	116,1	80 000	118 000	138 000
M 16	1,5	15,026	167	157,5	107 000	157 000	184 000
M 18	1,5	17,026	216	205,1	143 000	203 000	238 000
M 18	2	16,701	204	189,8	135 000	192 000	224 000
M 20	1,5	19,026	272	259,0	180 000	255 000	300 000
M 22	1,5	21,026	333	319,2	220 000	315 000	365 000
M 24	1,5	23,026	401	385,7	265 000	375 000	440 000
M 24	2	22,701	384	364,6	255 000	360 000	420 000
M 27	1,5	26,026	514	497,2	340 000	485 000	570 000
M 27	2	25,701	496	473,2	325 000	465 000	550 000
M 30	1,5	29,026	642	622,8	425 000	600 000	710 000
M 30	2	28,701	621	596,0	410 000	580 000	680 000
M 33	1,5	32,026	784	762,6	520 000	740 000	860 000
M 33	2	31,701	761	732,8	500 000	720 000	840 000
M 36	2	34,701	915	883,8	580 000	830 000	970 000
M 36	3	34,051	865	820,4	570 000	810 000	950 000
M 39	2	37,701	1082	1049,0	714 000	1 010 000	1 190 000
M 39	3	37,051	1028	979,7	680 000	970 000	1 130 000

Anmerkung: Kerndurchmesser d_3 siehe Tabelle A12

Note: For the minor diameter d_3 see Table A12

Tabelle A12. Nennwerte für Steigung, Kerndurchmesser, Taillendurchmesser, Taillenquerschnitt sowie Kraft $F_{0,2min}$ für **Taillenschrauben** mit metrischem Regel- und Feingewinde (Steigung und Kerndurchmesser nach DIN 13-1, -5 bis -8; Mindest-Streckgrenze nach DIN EN ISO 898-1)

Table A12. Nominal values for pitch, minor diameter, reduced-shank diameter, reduced-shank cross section and load $F_{0,2min}$ for **necked-down bolts** with metric standard and fine threads (pitch and minor diameter according to DIN 13-1, -5 to -8; minimum yield point according to DIN EN ISO 898-1)

Abmessung Size	Steigung Pitch	Kerndurchmesser Minor diameter	Taillendurchmesser Reduced-shank diameter	Taillenquerschnitt Reduced-shank cross section	Kraft an der Mindest-Streckgrenze Load at the minimum yield point		
					$F_{0,2min} = R_{p0,2min} \cdot \frac{\pi}{4} (0,9 \cdot d_3)^2$		
					Festigkeitsklasse/Strength grade		
	P	d_3	$d_T = 0,9 \cdot d_3$	$A_T = \frac{\pi}{4} (0,9 \cdot d_3)^2$	8.8	10.9	12.9
	mm	mm	mm	mm ²	N	N	N
Metrisches Regelgewinde/Metric standard thread							
M4	0,7	3,141	2,83	6,28	4 000	5 900	6 900
M5	0,8	4,019	3,62	10,3	6 600	9 700	11 300
M6	1	4,773	4,30	14,5	9 300	13 600	15 900
M7	1	5,773	5,20	21,2	13 600	19 900	23 300
M8	1,25	6,466	5,82	26,6	17 000	25 000	29 500
M10	1,5	8,160	7,34	42,4	27 000	40 000	46 500
M12	1,75	9,853	8,87	61,8	39 500	58 000	68 000
M14	2	11,546	10,4	84,8	54 000	80 000	93 000
M16	2	13,546	12,2	117	75 000	110 000	128 000
M18	2,5	14,933	13,4	142	94 000	133 000	156 000
M20	2,5	16,933	15,2	182	120 000	171 000	201 000
M22	2,5	18,933	17,0	228	151 000	214 000	250 000
M24	3	20,319	18,3	263	173 000	247 000	290 000
M27	3	23,319	21,0	346	228 000	325 000	380 000
M30	3,5	25,706	23,1	420	275 000	395 000	460 000
M33	3,5	28,706	25,8	524	345 000	495 000	580 000
M36	4	31,093	28,0	615	405 000	580 000	680 000
M39	4	34,093	30,7	739	490 000	700 000	810 000
Metrisches Feingewinde/Metric fine thread							
M8	1	6,773	6,10	29,2	18 700	27 500	32 000
M9	1	7,773	7,00	38,4	24 600	36 000	42 500
M10	1	8,773	7,90	49,0	31 500	46 000	54 000
M10	1,25	8,466	7,62	45,6	29 000	43 000	50 000
M12	1,25	10,466	9,42	69,7	44 500	66 000	77 000
M12	1,5	10,160	9,14	65,7	42 000	62 000	72 000
M14	1,5	12,160	10,94	94,1	60 000	88 000	103 000
M16	1,5	14,160	12,74	128	82 000	120 000	140 000
M18	1,5	16,160	14,54	166	110 000	156 000	183 000
M18	2	15,546	13,99	154	101 000	145 000	169 000
M20	1,5	18,160	16,34	210	138 000	197 000	231 000
M22	1,5	20,160	18,14	259	171 000	243 000	285 000
M24	1,5	22,160	19,94	312	206 000	295 000	345 000
M24	2	21,546	19,39	295	195 000	280 000	325 000
M27	1,5	25,160	22,64	403	265 000	380 000	445 000
M27	2	24,546	22,09	383	255 000	360 000	420 000
M30	1,5	28,160	25,34	504	335 000	475 000	550 000
M30	2	27,546	24,79	483	320 000	455 000	530 000
M33	1,5	31,160	28,04	618	410 000	580 000	680 000
M33	2	30,546	27,49	594	390 000	560 000	650 000
M36	2	33,546	30,19	716	470 000	670 000	780 000
M36	3	32,319	29,09	664	440 000	620 000	730 000
M39	2	36,546	32,89	850	561 000	799 000	935 000
M39	3	35,319	31,79	794	520 000	750 000	870 000

Tabelle A13. Maßnahmen zur Erhöhung der Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen

Ziele Maßnahmen	Ziele		
	1	2	3
			Schraubenbelastung reduzieren Schraubenbeanspruchung reduzieren Beanspruchbarkeit der Schraube erhöhen
Geometrie			Schraubenverbindung Symmetrischen Druckkegel ausbilden ($s_{sym} = 0$) δ_p und β_p verringern durch Ausbilden des Druckkegels bis G bzw. G' δ_p und β_p verringern durch vollständigen Kontakt in den Trennfugen Anzahl der Schrauben erhöhen Lastangriff nahe der Symmetrieachse ($a = 0$) Bei exzentrischem Lastangriff parallele Verformung erzwingen Krafteinleitung nahe der Trennfuge ($n = 0$) Überstand definieren zur Ausbildung der Stützwirkung ($v = G/2$) Biegebelastung verringern durch parallele Auflageflächen Querschiebung vermeiden durch große Reibungszahl μ_T in den Trennfugen oder zusätzliche, formschlüssig wirkende Elemente + + Vorspankraftverlust infolge Setzens verringern durch geringe Trennfugenzahl und kleine Rauigkeiten Schraube und Mutter δ_s erhöhen durch Dehnschaft oder Dehnhülse + + β_s erhöhen durch Dehnschaft oder Dehnhülse + Größeneinfluss ausnutzen durch kleinen Gewindedurchmesser + Vorspankraftverlust infolge Setzens verringern durch großes δ_s + Gewindelastverteilung optimieren durch Anpassen der Gewindepaarung, der Einschraubtiefe und der äußeren Mutterform + + Einsenken der Gewindebohrung bei Einschraubverbindungen
Werkstoff			Schraubenverbindung δ_p verringern durch hohen E-Modul + Thermische Beanspruchung verringern durch angepasste Wärmeausdehnungskoeffizienten Schraube und Mutter δ_p und β_s erhöhen durch niedrigen E-Modul von Schraube oder Mutter + Gewindelastverteilung optimieren durch geringe Festigkeit oder niedrigen E-Modul der Mutter + Randaufkohlung vermeiden + Verwenden von Schrauben höherer Festigkeit + Verwenden schlussgewalzter Schrauben
Montage			Schraube und Mutter Querschiebung vermeiden und Dichtfunktion sicherstellen durch hohe Vorspannkraft + Vorspannkraft erhöhen durch Schraube hoher Festigkeit und überelastisches Anziehen + Vorspannkraft erhöhen und Torsionsbelastung verringern durch kleines μ_G oder torsionsfreies Anziehen

Table A13. Measures for increasing the service reliability of bolted joints

Measures	Aims		
	1	2	3
			<p>Reduce the loading on the bolt Reduce the stress on the bolt Increase the stressability of the bolt</p>
Geometry			<p>Bolted joint</p> <ul style="list-style-type: none"> + Form symmetrical compression cone ($s_{sym} = 0$) + Reduce δ_p and β_p by forming the compression cone to G or G' + Reduce δ_p and β_p by full contact at the interfaces + Increase the number of bolts + Application of load close to the axis of symmetry ($a = 0$) + Induce parallel deformation during eccentric application of load + Load introduction close to interface ($n = 0$) + Define projection for producing the supporting effect ($v = G/2$) + Reduce bending load by parallel bearing surfaces + Avoid transverse shear by high friction coefficient μ_T at the interfaces or by additional, positive-locking elements + + Reduce loss of preload as a result of embedding by small number of interfaces and low surface roughness values <p>Bolt and nut</p> <ul style="list-style-type: none"> + Increase δ_s by anti-fatigue shank or anti-fatigue sleeve + + Increase β_s by anti-fatigue shank or anti-fatigue sleeve + Utilize size effect by small thread diameter + Reduce loss of preload as a result of embedding by high δ_s + Optimize thread load distribution by adapting the thread pairing, the length of engagement and the external nut + + Counterboring the tapped hole in tapped thread joints
Material			<p>Bolted joint</p> <ul style="list-style-type: none"> + Reduce δ_p by high Young's modulus + Reduce thermal stressing by adapted coefficient of thermal expansion <p>Bolt and nut</p> <ul style="list-style-type: none"> + Increase δ_s and β_s by low Young's modulus of bolt and nut + Optimize thread load distribution by low strength or low Young's modulus of the nut + Avoid edge carburization + Use bolts of higher strength + Use bolts rolled after heat treatment
Assembly			<p>Bolt and nut</p> <ul style="list-style-type: none"> + Avoid transverse shearing and ensure sealing function by high preload + Increase preload by bolt of high strength and tightening beyond the elastic limit + Increase preload and reduce torsional loading by low μ_G or torsion-free tightening

Tabelle A14. Einteilung der Sicherungselemente nach Funktion und Wirksamkeit, in Anlehnung an [56]

Ursache des Lösens	Einteilung der Sicherungselemente nach		Beispiel
	Funktion	Wirkprinzip	
Lockern durch Setzen und/oder Relaxation	Teilweise Kompensation von Setz- und Relaxationsverlusten	Mitverspannte federnde Elemente	Tellerfedern Spannscheiben DIN 6796 und DIN 6908 Kombischrauben DIN 6900 und DIN 6901 Kombimuttern
Losdrehen durch Aufhebung der Selbsthemmung	Verliersicherung	Formschluss	Kronenmuttern DIN 935 Schrauben mit Splintloch DIN 962 Drahtsicherung Scheibe mit Außennase DIN 432
		Klemmen	Ganzmetallmuttern mit Klemmteil Muttern mit Kunststoffeinsatz*) Schrauben mit Kunststoffbeschichtung im Gewinde*) Gewindefurchende Schrauben
	Losdrehsicherung	Mikroformschluss	Sperrzahnschrauben Sperrzahnmuttern Sperrkantscheiben
		Kleben	Mikroverkapselte Schrauben*) Flüssig-Klebstoff*)

*) Temperaturabhängigkeit beachten

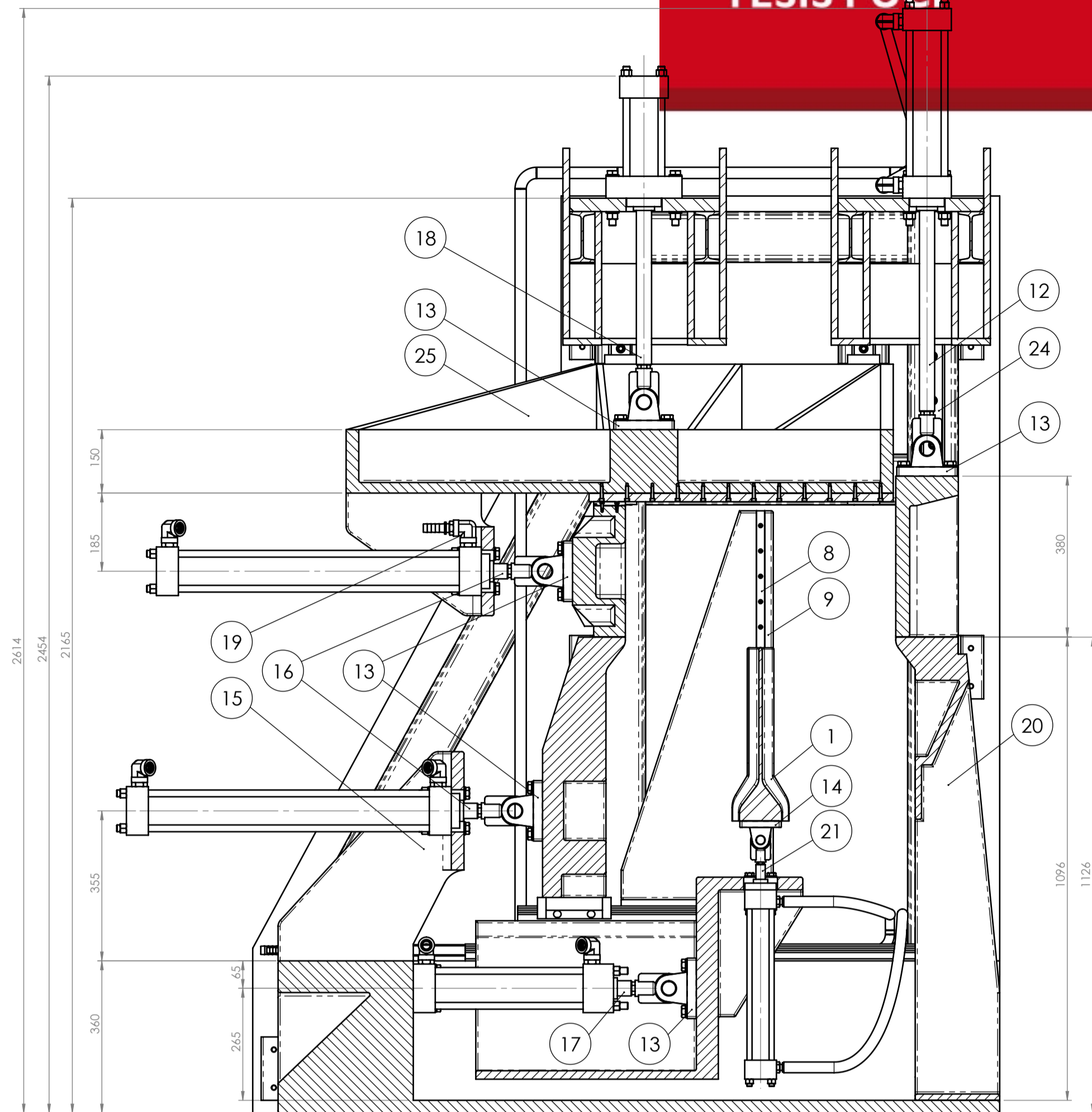
Table A14. Classification of securing elements according to their function and their effectiveness, in accordance with [56]

Cause of loosening	Classification of securing elements according to		Example
	Function	Working principle	
Loosening due to embedding and/or relaxation	Partial compensation of embedding and relaxation losses	Elastic elements clamped in the joint	Disk springs Strain washers DIN 6796 and DIN 6908 Multi-component bolts DIN 6900 and DIN 6901 Multi-component nuts
Rotating loose due to reduction of self-locking	Captive locking	Positive locking	Castellated nuts DIN 935 Bolts with cotter-pin hole DIN 962 Wire locking Tab washer DIN 432
		Clamping	All-metal nuts with clamping part Nuts with plastic insert*) Bolts with plastic patch in the thread*) Deformed thread bolts
	Securing against rotating loose	Micro positive locking	Serrated bearing face bolts Serrated bearing face nuts Lock washers
		Adhesive bonding	Micro-encapsulated bolts*) Liquid adhesive*)

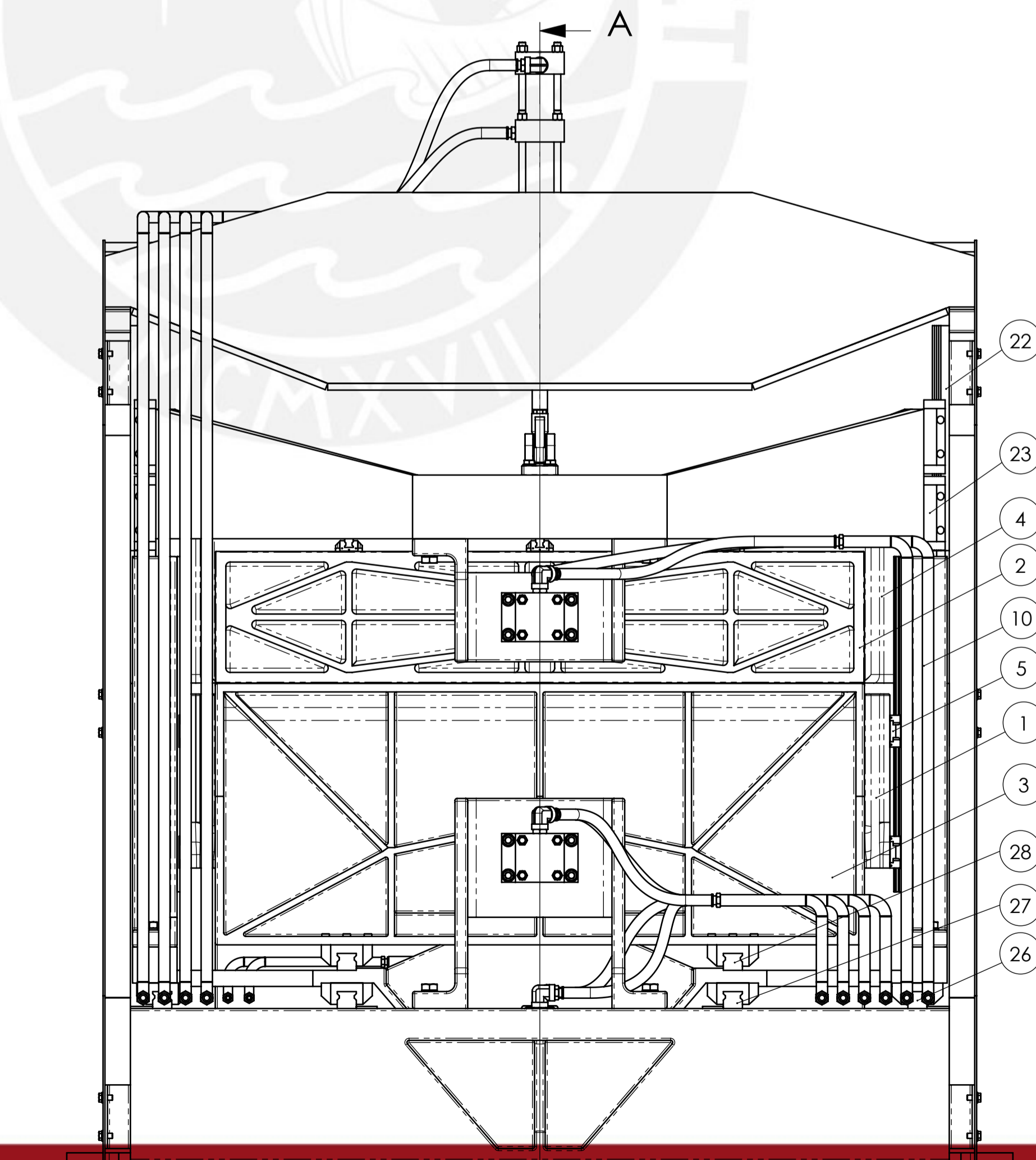
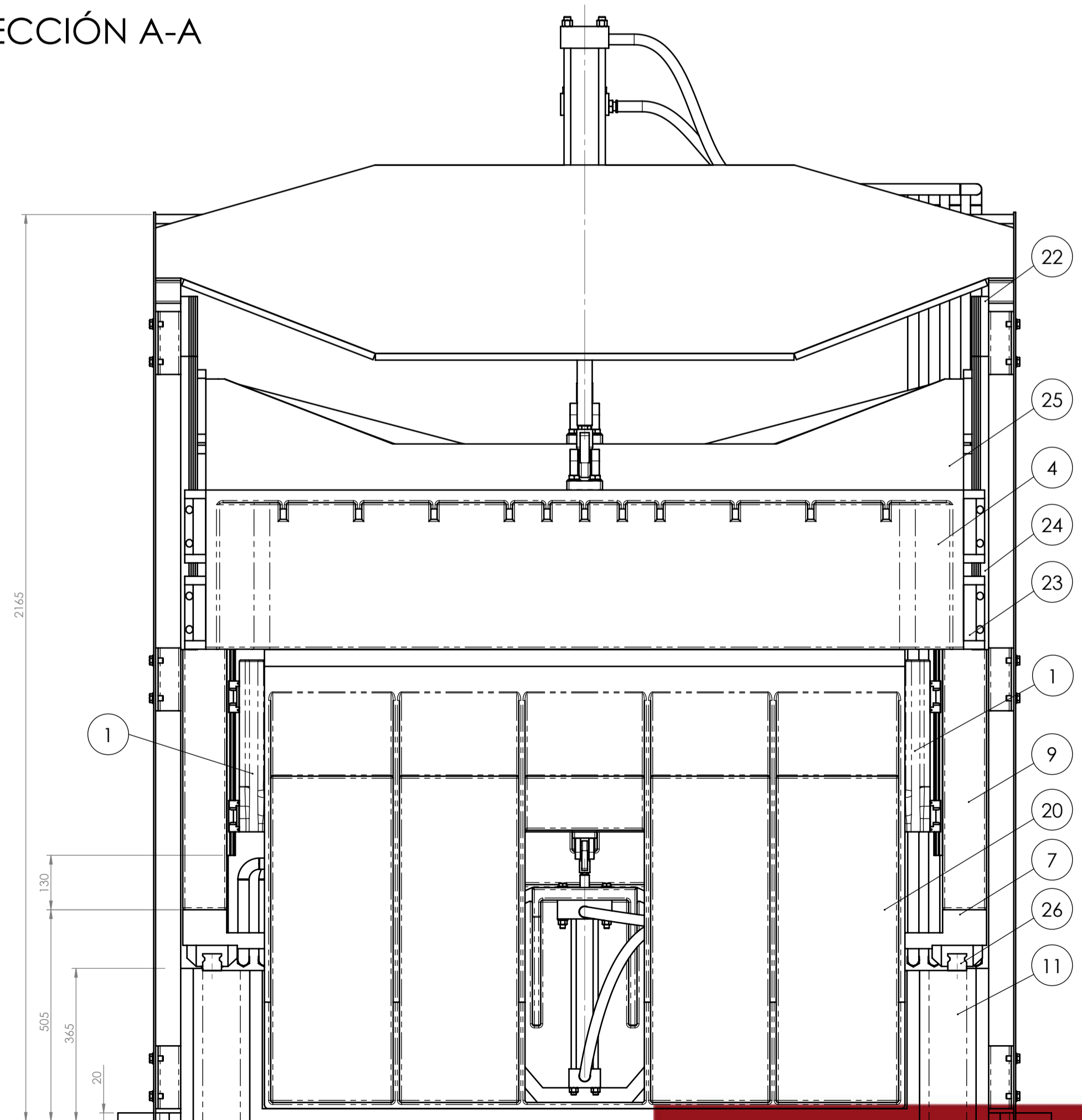
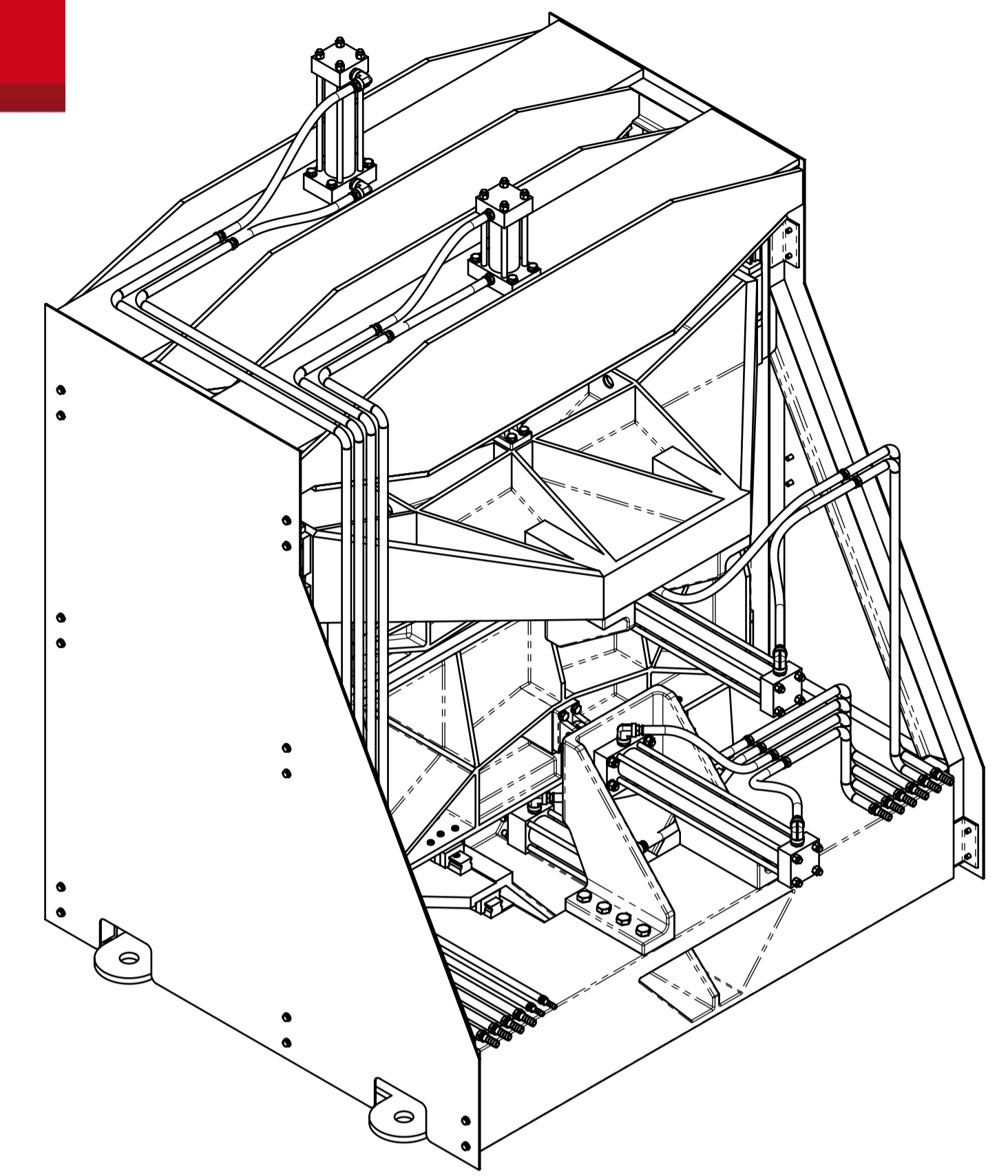
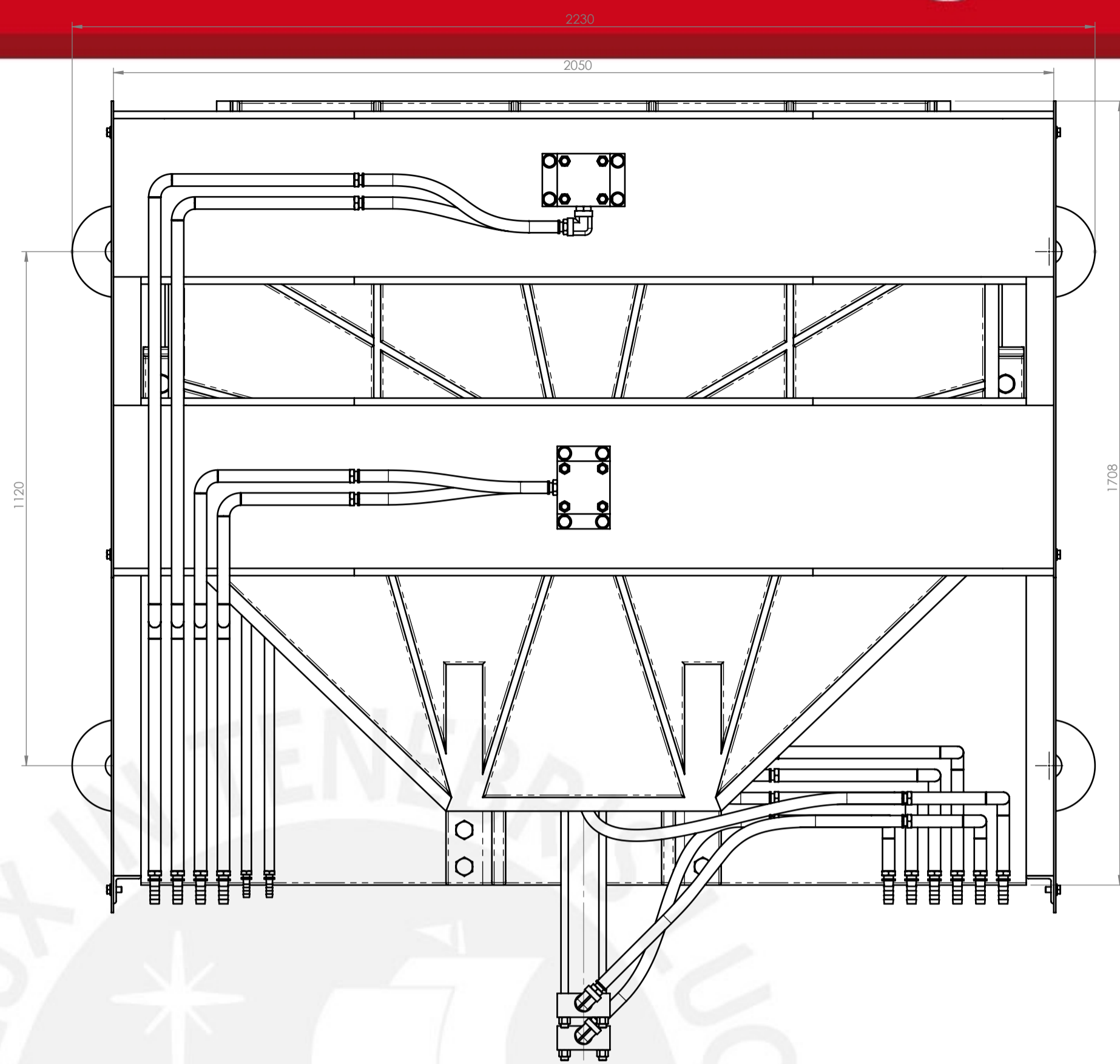
*) Temperaturabhängigkeit beachten

*) Temperature dependence must be considered



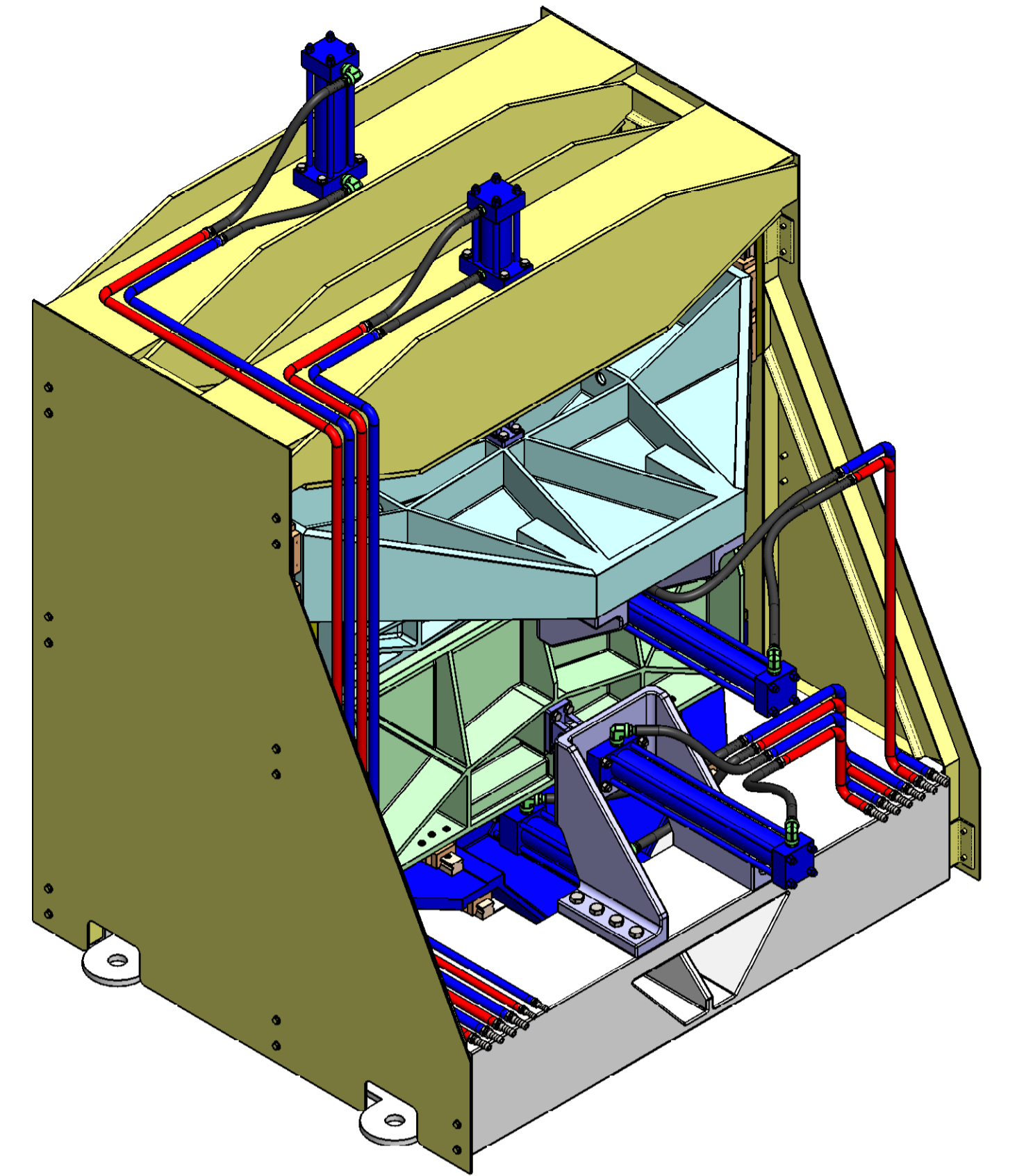
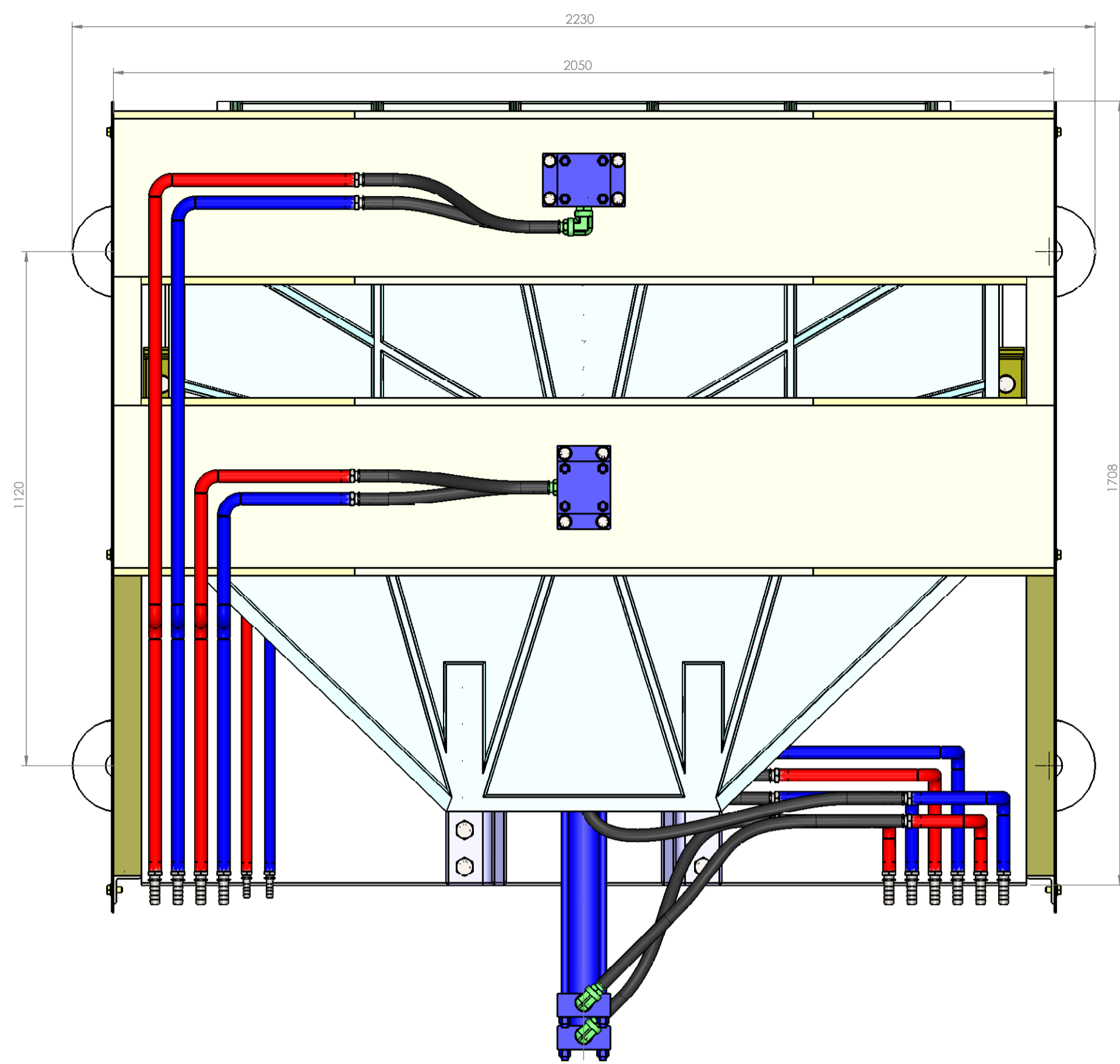
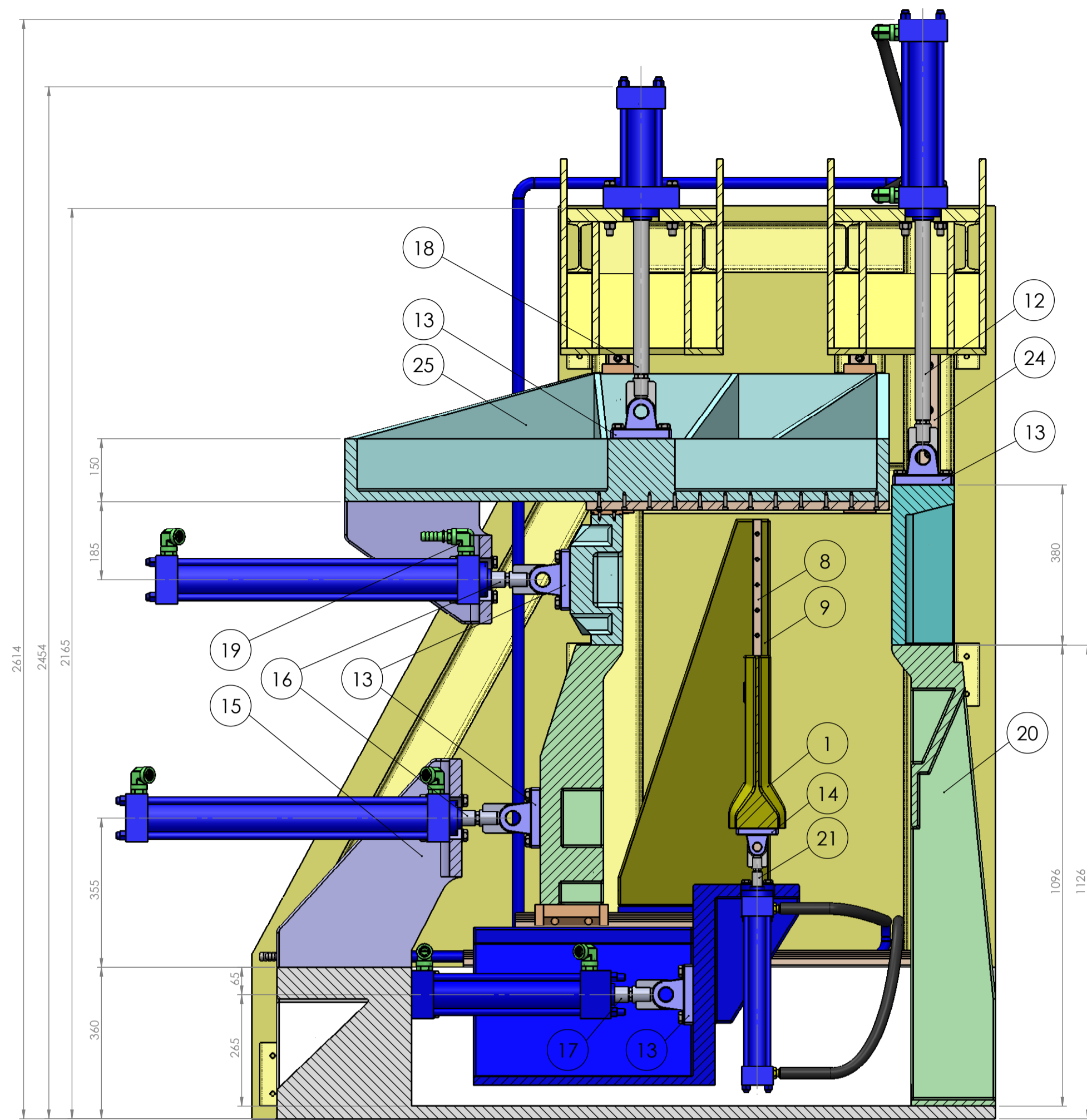


SECCIÓN A-A

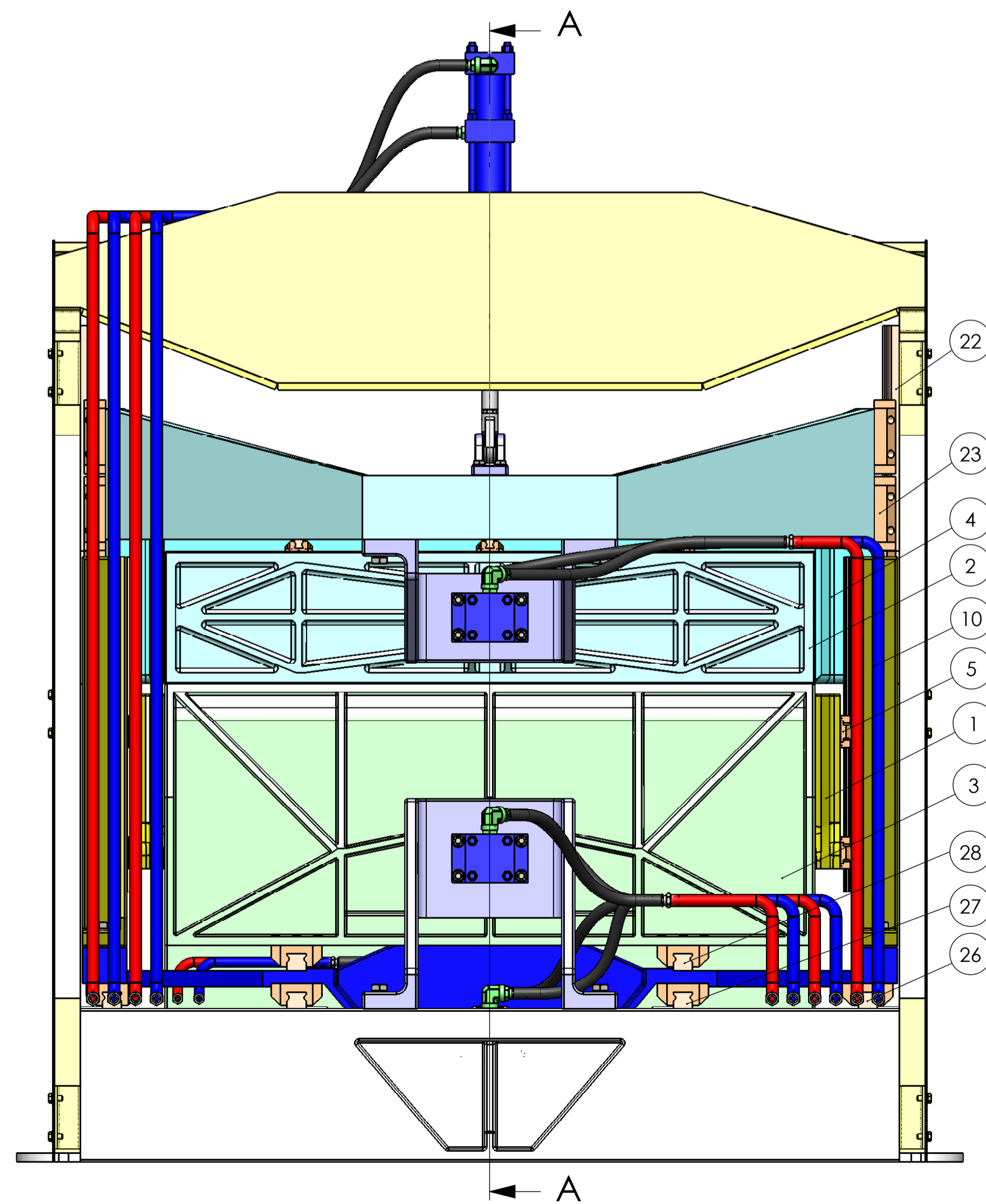
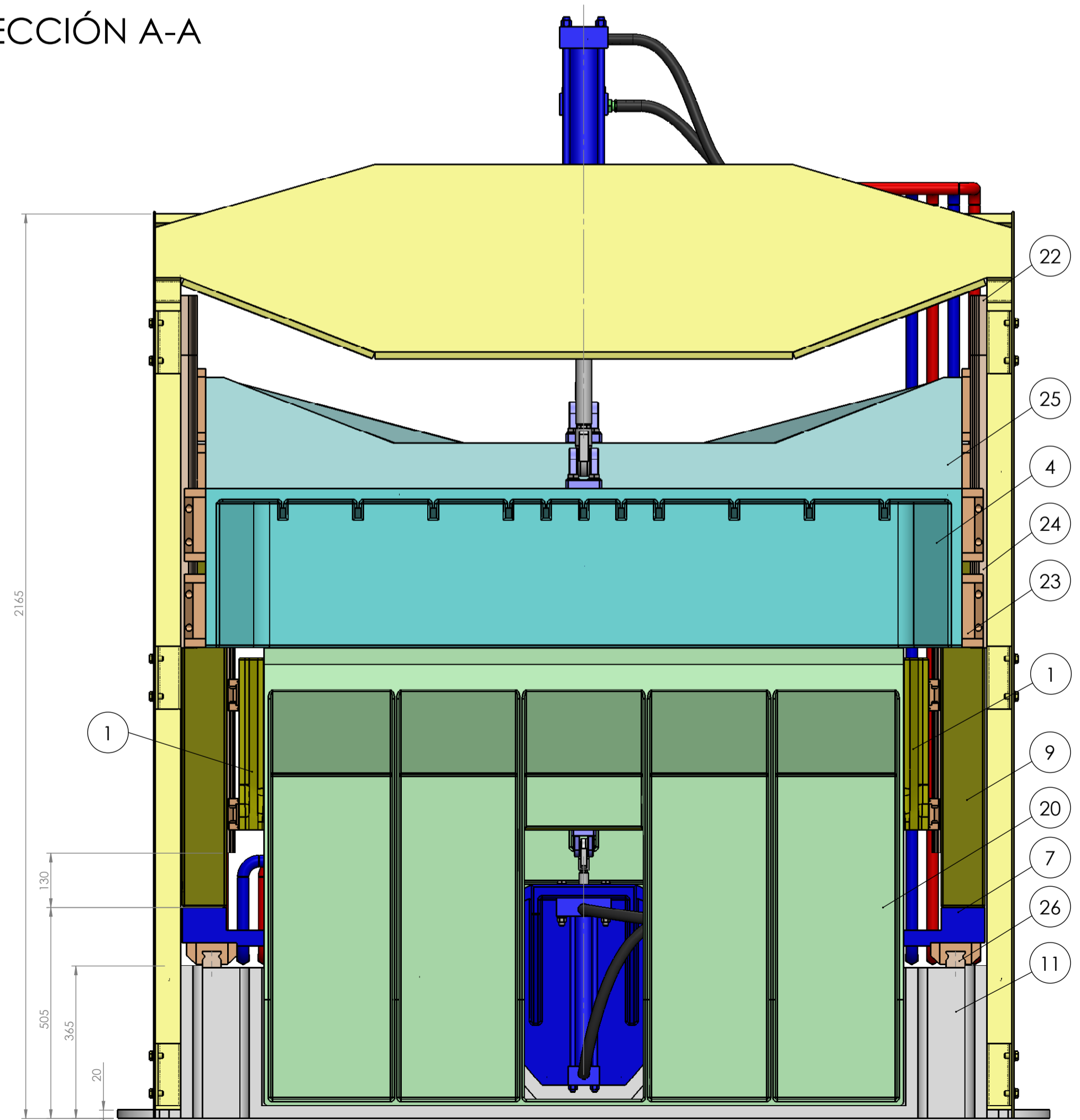


Nº	CANT	Descripción	Norma	Material	Observaciones
29	1	ESTRUCTURA SOPORTE		A36	
28	2	RIEL LLRHR 45 605 P5			SKF
27	2	RIEL LLRHR 45 1065 P5			SKF
26	2	RIEL LLRHR 45 730 P5			SKF
25	1	PLATAFORMA DESLIZANTE SUPERIOR		GG-15	
24	2	RIEL LLRHR 45 700 P5			SKF
23	22	PATIN LLRHS 45 LA			SKF
22	4	RIEL LLRHR 45 530 P5			SKF
21	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 25 x 330	DIN 24554		
20	1	MATRIZ INFERIOR DERECHA		GG-15	
19	1	REPISA DE ANCLAJE - A6		GG-15	
18	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 160	DIN 24554		
17	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 315	DIN 24554		
16	2	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 630	DIN 24554		
15	1	REPISA DE ANCLAJE - A5		GG-15	
14	1	Chamela hembra 20	ISO 8132		
13	5	Chamela hembra 32	ISO 8132		
12	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 320	DIN 24554		
11	1	PLATAFORMA FIJA		GG-15	
10	1	SOPORTE LATERAL POSTERIOR		GG-15	
9	1	SOPORTE LATERAL ANTERIOR		GG-15	
8	2	RIEL LLRHC20 970 P5			SKF
7	1	PLATAFORMA DESLIZANTE INFERIOR		GG-15	
6	3	RIEL LLRHC20 720 P5			SKF
5	7	PATIN LLRHC 20 A			SKF
4	1	MATRIZ SUPERIOR IZQUIERDA		GG-15	
3	1	MATRIZ INFERIOR DERECHA		GG-15	
2	1	MATRIZ SUPERIOR DERECHA		GG-15	
1	1	CUCHILLA DE PLEGADO			

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ ESCUELA DE POSGRADO - MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS SISTEMA DE PLEGADO	ESCALA: 1:10
DIBUJADO POR: RONALD ANGELES V.	PLANO DE ENSAMBLE	FECHA: 20/07/2010
		LAMINA: A1-E06

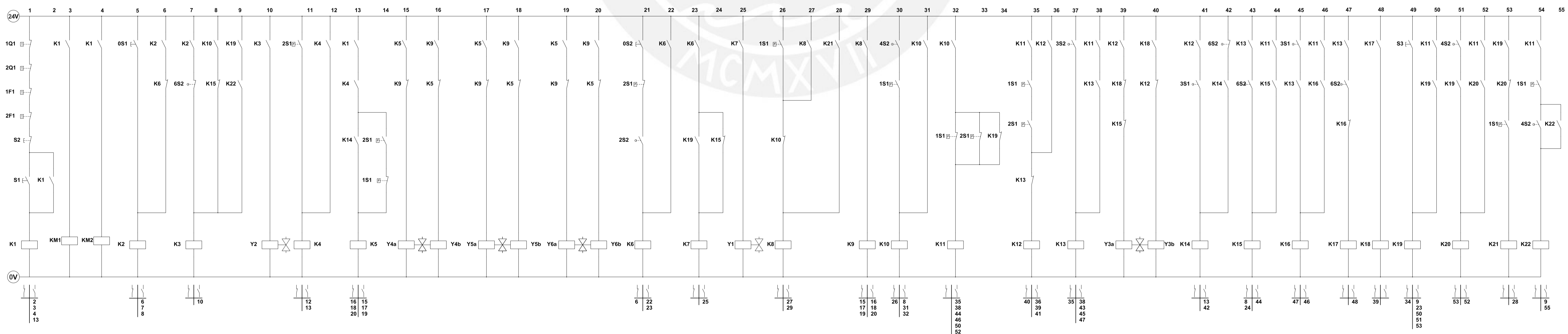
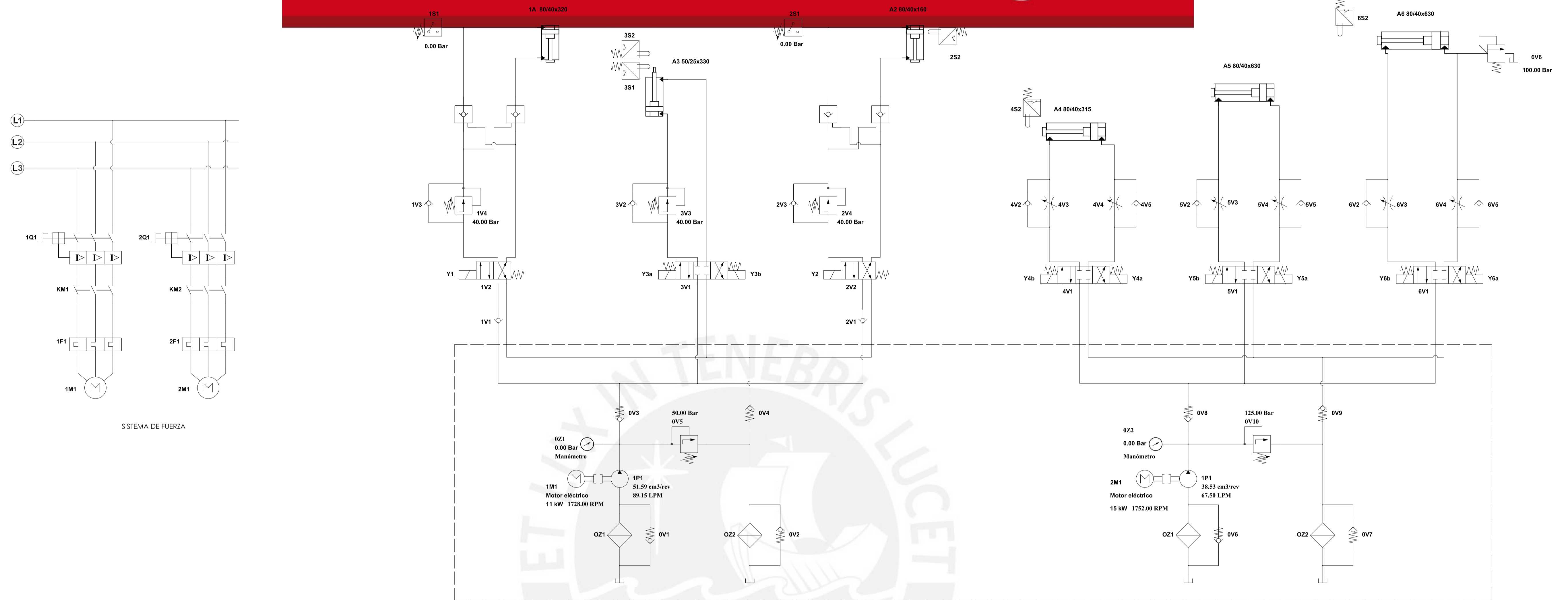


SECCIÓN A-A



Nº	CANT	Descripción	Norma	Material	Observaciones
29	1	ESTRUCTURA SOPORTE		A36	
28	2	RIEL LLRHR 45 605 P5			SKF
27	2	RIEL LLRHR 45 1065 P5			SKF
26	2	RIEL LLRHR 45 730 P5			SKF
25	1	PLATAFORMA DESLIZANTE SUPERIOR		GG-15	
24	2	RIEL LLRHR 45 700 P5			SKF
23	22	PATIN LLRHS 45 LA			SKF
22	4	RIEL LLRHR 45 530 P5			SKF
21	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 25 x 330	DIN 24554		
20	1	MATRIZ INFERIOR DERECHA		GG-15	
19	1	REPISA DE ANCLAJE - A6		GG-15	
18	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 160	DIN 24554		
17	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 315	DIN 24554		
16	2	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 630	DIN 24554		
15	1	REPISA DE ANCLAJE - A5		GG-15	
14	1	Chamela hembra 20	ISO 8132		
13	5	Chamela hembra 32	ISO 8132		
12	1	Cilindro Hidraulico Ø80 x Ø 40 x 320	DIN 24554		
11	1	PLATAFORMA FIJA		GG-15	
10	1	SOPORTE LATERAL POSTERIOR		GG-15	
9	1	SOPORTE LATERAL ANTERIOR		GG-15	
8	2	RIEL LLRHC20 970 P5			SKF
7	1	PLATAFORMA DESLIZANTE INFERIOR		GG-15	
6	3	RIEL LLRHC20 720 P5			SKF
5	7	PATIN LLRHC 20 A			SKF
4	1	MATRIZ SUPERIOR IZQUIERDA		GG-15	
3	1	MATRIZ INFERIOR DERECHA		GG-15	
2	1	MATRIZ SUPERIOR DERECHA		GG-15	
1	1	CUCHILLA DE PLEGADO			

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ ESCUELA DE POSGRADO - MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS SISTEMA DE PLEGADO	ESCALA: 1:10
DIBUJADO POR: RONALD ANGELES V.	PLANO DE ENSAMBLE	FECHA: 20/07/2010
		LAMINA: A1-E06



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ ESCUELA DE POSGRADO - MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PLEGADORA DE PANELES CORRUGADOS SISTEMA DE PLEGADO	ESCALA: 1:1
DEBUCADO: RONALD ANGELES V.	CIRCUITO DE HIDRAULICO - CONTROL	FECHA: 20/07/10 LAMINA: A1-H04