

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
SEMIAUTOMÁTICA DE PRENSADO EN CALIENTE PARA
CUELLOS DE CAMISAS CON UNA CAPACIDAD Y
TEMPERATURA MÁXIMA DE 2 TONELADAS Y 200 °C,
FORMADORA DE CUELLOS DE CAMISAS.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

WILMER GEOVANNY MORALES ANGAMARCA

wma_7688@hotmail.com

HOMERO SANTIAGO VALLADARES GUERRA

hsvalladares@gmail.com

DIRECTOR: ING. MARIO GRANJA MSc.

mariogranja@gmail.com

Quito, Octubre 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Wilmer Geovanny Morales Angamarca y Homero Santiago Valladares Guerra, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Wilmer Geovanny Morales Angamarca

Homero Santiago Valladares Guerra

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por WILMER GEOVANNY MORALES ANGAMARCA Y HOMERO SANTIAGO VALLADARES GUERRA, bajo mi supervisión.

Ing. Mario Granja R. MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Álvaro Aguinaga B. MSc. PhD.
COORDIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A Dios,

Por guiarme por el camino del bien y darme la oportunidad de salir adelante en los momentos más duros de mi vida.

A mis padres, Héctor y Piedad

Por brindarme su amor, comprensión y darme la fortaleza para seguir luchando en este objetivo propuesto.

A mis hermanos, Edwin, Stalin y Dayanita

Por ser esa mano amiga y brindarme su apoyo incondicional.

A mis compañeros, Homero, Cristhian, Raúl, Daniel, Esteban, Danny y Adriana,

Por compartir esos buenos momentos dentro y fuera de las aulas durante estos últimos cinco años de mi vida.

A mi familia, amigos y conocidos

Que de una u otra forma hicieron posible que alcance este sueño tan anhelado.

Al Ingeniero Mario Granja y al Dr. Álvaro Aguinaga

Por su colaboración en la realización de este proyecto.

WILMER

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme brindado la vida, por llenarme de bendiciones y por guiar mi vida.

A mi madre Rosalía, por haberme enseñado que la vida está formada por momentos buenos y malos, y que en cualquiera de los dos casos, hay que saber afrontarlos con valentía, honestidad, humildad y mucha responsabilidad.

A mi padre Ángel, por demostrarme que una familia se forma con, comprensión, respeto y sobre todo mucho amor.

A mis hermanos, Ángel y Juan, por ser los mejores amigos que Dios ha puesto en mi vida.

A mi hermana Norma, por enseñarme que el amor puede vencer a la distancia, que no nos debemos quedar estancados en el pasado, demostrándome que el perdón es mucho más fuerte que el odio y el rencor.

A toda mi familia por haber confiado en mí, a pesar de que en algún momento de mi vida hasta yo empecé a dudar de mí.

A mis amigos: Wilmer, Cristhian, Raúl, Esteban, Danny, Adriana y Daniel por haberse convertido en mi otra familia durante mi paso por esta linda universidad.

Y Finalmente a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, a todo el grupo de docentes como el Ing. Mario Granja y el Dr. Álvaro Aguinaga, por haber puesto su granito de arena para la culminación de este proyecto.

HOMERO

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a todas las personas que depositaron su confianza en mí, en especial:

A mis padres,

A mis hermanos,

Compañeros y Amigos.

WILMER

El presente proyecto va dedicado a Dios por haber guiado mi vida, a mis padres, hermanos y amigos por brindarme su apoyo incondicional.

HOMERO

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DECLARACIÓN	i
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTO	iii
AGRADECIMIENTO	iv
DEDICATORIA	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS	xx
RESUMEN	xxi
PRESENTACIÓN	xxiii
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 LA INDUSTRIA TEXTIL	1
1.1.1 HISTORIA.....	1
1.1.2 PRODUCTOS.....	2
1.1.3 SITUACIÓN ACTUAL.....	2
1.2 FABRICACIÓN DE CAMISAS.....	3
1.2.1 MATERIA PRIMA	3
1.2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	4
1.2.3 MAQUINARIA EMPLEADA	7
1.2.4 FORMADORA DE CUELLOS Y PUÑOS	11
1.2.4.1 Parámetros funcionales que definen una formadora.	12
1.2.5 PROCESO DE TERMOPRENSADO.....	12
2. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	15
2.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD	15

2.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA	15
2.2.1	ESPECIFICACIONES EN BASE A LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES	15
2.2.2	ESPECIFICACIONES EN BASE A LOS REQUERIMIENTOS DE LOS USUARIOS	16
2.2.2.1	Casa de la calidad	16
2.2.2.2	Voz del usuario	18
2.2.2.3	Voz del ingeniero	18
2.2.2.4	Análisis de la casa de la calidad.	19
2.2.2.5	Conclusiones de la casa de la calidad.	19
2.2.2.6	Especificaciones técnicas por requerimientos del usuario	20
2.2.3	RESUMEN DE LAS ESPECIFICACIONES	21
2.3	ESTRUCTURA FUNCIONAL	22
2.3.1	ANÁLISIS FUNCIONAL.....	22
2.3.2	DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	23
2.3.3	ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	26
2.3.4	DEFINICIÓN DE MÓDULOS.....	27
2.4	SISTEMAS NECESARIOS PARA LA MÁQUINA.....	27
2.4.1	SISTEMA DE PRENSADO.....	27
2.4.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO	29
2.4.2.1	Alternativas de diseño del sistema	29
2.4.2.1.1	Alternativa 1. Calentamiento por resistencias planas (ver Figura 2.5).....	29
2.4.2.1.2	Alternativa 2. Calentamiento por resistencias tubulares (ver Figura 2.6).....	30
2.4.2.1.3	Alternativa 3. Calentamiento por resistencias de cartucho (ver Figura 2.7).....	31
2.4.2.2	Parámetros para la evaluación de las alternativas	32

2.4.2.3	Valoración y factores de incidencia	32
2.4.2.4	Selección de alternativas en base a la valoración	34
2.4.3	SISTEMA ESTRUCTURAL	34
2.4.3.1	Alternativas de diseño del sistema	35
2.4.3.1.1	Alternativa 1. De montantes o laterales rectos (ver Figura 2.8) 35	
2.4.3.1.2	Alternativa 2. De columnas o guías (ver Figura 2.9)	35
2.4.3.1.3	Alternativa 3. De cuello de cisne o bastidor tipo “C” (ver Figura 2.10).....	36
2.4.3.2	Parámetros para la evaluación de las alternativas	37
2.4.3.3	Valoración y factores de incidencia	37
2.4.3.4	Selección de alternativas en base a la valoración	39
2.4.4	SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN.....	40
2.4.4.1	Alternativas de diseño del sistema	40
2.4.4.1.1	Alternativa 1. Automatización por contactores (ver Figura 2.11) 40	
2.4.4.1.2	Alternativa 2. Automatización por PLC (ver Figura 2.12)	41
2.4.4.2	Parámetros para la evaluación de las alternativas	42
2.4.4.3	Valoración y factores de incidencia	43
2.4.4.4	Selección de alternativas en base a la valoración	44
2.5	SÍNTESIS DE LAS ALTERNATIVAS SELECCIONADAS	45
2.6	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA A CONSTRUIR.....	45
3.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.....	47
3.1	DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL	47
3.1.1	CONSIDERACIONES GENERALES.....	47
3.1.2	PLACA SUPERIOR DE PRENSADO – CALENTAMIENTO.....	48
3.1.2.1	Separación óptima de las vigas superiores	48

3.1.2.2	Diseño en base a la deflexión.....	52
3.1.2.3	Diseño estático	57
3.1.2.3.1	Deflexión máxima.....	63
3.1.2.4	Diseño dinámico	64
3.1.3	PLACA INFERIOR DE PRENSADO.....	71
3.1.3.1	Diseño en base a la deflexión.....	74
3.1.3.2	Diseño estático	81
3.1.3.3	Diseño dinámico	82
3.1.4	BASTIDOR.....	87
3.1.4.1	Montantes.....	88
3.1.4.1.1	Diseño estático.....	88
3.1.4.1.2	Diseño en base a la deformación.....	93
3.1.4.2	Vigas transversales	94
3.1.4.2.1	Diseño en base a la deflexión	95
3.1.4.2.2	Diseño Estático	102
3.1.4.2.3	Diseño Dinámico.....	103
3.1.4.3	Diseño de la junta	109
3.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO	119
3.2.1	ANÁLISIS DE CALENTAMIENTO	120
3.2.1.1.1	Energía generada	121
3.2.1.1.2	Pérdidas de energía.....	121
3.2.1.1.3	Energía almacenada en la placa.....	124
3.2.1.1.4	Ejemplos de cálculo	125
3.2.2	PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	130
3.3	SISTEMA HIDRÁULICO	133
3.3.1	CONSIDERACIONES GENERALES.....	133
3.3.2	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	135

3.3.3	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	136
3.3.3.1	Capacidad.....	136
3.3.3.2	Carrera del pistón	136
3.3.3.3	Número de cilindros.....	137
3.3.4	PRESIÓN DE TRABAJO, CAUDAL Y POTENCIA.....	137
3.3.4.1	Presión de trabajo.....	137
3.3.4.2	Caudal de trabajo	138
3.3.4.3	Potencia nominal requerida	139
3.3.5	COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	140
3.3.5.1	Depósito del fluido	140
3.3.5.2	Cañerías	141
3.3.5.3	Fluido hidráulico.....	143
3.3.5.4	Válvulas	143
3.3.5.4.1	Válvula modular de elevación	144
3.3.5.4.2	Válvula reguladora de caudal unidireccional.....	145
3.3.5.5	Presostato.....	145
3.3.5.6	Cilindro hidráulico	146
3.3.5.7	Bomba hidráulica	146
3.4	SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN.....	147
3.4.1	GENERALIDADES.....	147
3.4.1.1	Módulo de control de la temperatura de prensado	148
3.4.1.2	Módulo de control del ciclo de prensado.....	149
3.4.1.2.1	Funcionamiento.....	149
3.4.1.2.2	Selección de elementos	153
3.4.2	PROGRAMACIÓN DEL PLC.....	154
3.4.2.1	Barra de menús	156
3.4.2.2	Barras de herramientas	156

3.4.2.3	Ventana de información	156
3.4.2.4	Barra de estado	156
3.4.2.5	Interfaz de programación	157
3.4.3	PROGRAMACIÓN DEL PLC EN EL LOGO!SOFT COMFORT	157
3.4.3.1	Interpretación del programa	158
3.4.3.1.1	Primer segmento	158
3.4.3.1.2	Segundo segmento	159
3.4.3.1.3	Tercer segmento	159
3.4.3.1.4	Cuarto segmento	159
3.4.3.1.5	Quinto segmento	159
3.4.3.1.6	Sexto segmento	159
3.4.4	CONEXIONADO DEL PLC LOGO! SOFT COMFORT	159
4.	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y CALIBRACIÓN	161
4.1	GENERALIDADES	161
4.2	ELABORACIÓN DE PLANOS	161
4.3	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	161
4.3.1	SISTEMA ESTRUCTURAL	161
4.3.1.1	Diagrama de flujo de la construcción y montaje del sistema estructural. 166	
4.3.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO	168
4.3.3	SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATZACIÓN	170
4.3.4	SISTEMA DE PRENSADO-HIDRÁULICO	171
5.	ANÁLISIS ECONÓMICO	175
5.1	COSTOS DE MATERIALES	175
5.2	COSTOS DE FABRICACIÓN	176
5.3	COSTOS DE PIEZAS Y ELEMENTOS NORMALIZADOS / ESTANDARIZADOS	177

5.4	COSTOS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO.....	178
5.5	COSTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO	179
5.6	COSTOS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO	180
5.7	COSTOS DE ENSAMBLAJE E INSTALACIÓN	181
5.8	COSTOS INDIRECTOS	181
5.9	COSTO TOTAL DEL PROYECTO	182
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	183
6.1	CONCLUSIONES.....	183
6.2	RECOMENDACIONES	184
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	185

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Especificaciones en función del material.....	15
Tabla 2.2. Especificaciones en función del usuario.....	21
Tabla 2.3. Especificaciones técnicas de la máquina.	22
Tabla 2.4. Peso específico de cada parámetro de valoración.	32
Tabla 2.5. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.	33
Tabla 2.6. Peso específico de cada alternativa en base al criterio montaje.	33
Tabla 2.7. Peso específico de cada alternativa en base al criterio transmisión de calor.	33
Tabla 2.8. Peso específico de cada alternativa en base al criterio vida útil.....	34
Tabla 2.9. Tabla de conclusiones para el sistema de calentamiento.	34
Tabla 2.10. Peso específico de cada parámetro de valoración.	37
Tabla 2.11. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.	38
Tabla 2.12. Peso específico de cada alternativa en base al criterio fabricación....	38
Tabla 2.13. Peso específico de cada alternativa en base al criterio ergonomía....	38
Tabla 2.14. Peso específico de cada alternativa en base al criterio cargas a soportar.	39
Tabla 2.15. Peso específico de cada alternativa en base al criterio flexibilidad.	39
Tabla 2.16. Conclusiones para el sistema estructural.	40
Tabla 2.17. Peso específico de cada parámetro de valoración.	43
Tabla 2.18. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.	43
Tabla 2.19. Peso específico de cada alternativa en base al criterio configuración.	43

Tabla 2.20. Peso específico de cada alternativa en base al criterio espacio ocupado.....	44
Tabla 2.21. Peso específico de cada alternativa en base al criterio fiabilidad.....	44
Tabla 2.22. Tabla de conclusiones para el sistema de automatización.....	44
Tabla 3.1. Momentos críticos en función de las distancias L_1 y L_2	52
Tabla 3.2. Dependencia del modulo de elasticidad con la variación de temperatura.	53
Tabla 3.3. Inercia de la placa.	54
Tabla 3.4. Resistencia a la fluencia en función de la variación de temperatura. ...	61
Tabla 3.5. Esfuerzo de flexión y factor de seguridad para diferentes parámetros de la placa base y rigidizadores.	62
Tabla 3.6. Límite de resistencia a la fatiga de la probeta.	66
Tabla 3.7. Distancia a la fibra neutra y momento de Inercia de la sección compuesta para varios valores de espesor de la placa, espesor y altura de los rigidizadores.	80
Tabla 3.8. Especificaciones de la viga tipo IPN100x50.	96
Tabla 3.9. Distribución de los momentos en la viga	98
Tabla 3.10. Parámetros para el cálculo del factor de superficie.	105
Tabla 3.11. Constantes utilizadas en el cálculo de transferencia de calor.	130
Tabla 3.12. Cálculos de la placa de calentamiento	132
Tabla 3.13. Requerimientos del sistema hidráulico.	139
Tabla 3.14. Velocidades recomendadas	142
Tabla 3.15. Diámetros recomendados.	143
Tabla 3.16 Señales de entrada para el módulo de control del proceso de prensado.	153
Tabla 3.17. Señales de salida para el módulo de control del proceso de prensado.	153

Tabla 3.18. Interpretación de la simbología utilizada en el programa de control.	158
Tabla 4.1. Lista de herramientas	162
Tabla 4.2. Lista de máquinas	162
Tabla 4.3. Lista de instrumentos de medida.....	163
Tabla 4.4. Tabla de operaciones para la fabricación	163
Tabla 4.5. Lista de materiales.	163
Tabla 4.6. Lista de elementos a construir.....	164
Tabla 4.7. Simbología utilizada en el diagrama de flujo	166
Tabla 4.8. Lista de elementos que constituyen el sistema de calentamiento	168
Tabla 4.9. Lista de elementos del sistema de control.....	170
Tabla 4.10. Lista de elementos del sistema de prensado	171
Tabla 5.1. Costos materiales.....	175
Tabla 5.2. Costos de fabricación.....	176
Tabla 5.3. Costos de piezas y elementos normalizados/estandarizados.	178
Tabla 5.4. Costos del sistema automático.....	178
Tabla 5.5. Costos del sistema hidráulico.....	179
Tabla 5.6. Costos del sistema de calentamiento.	180
Tabla 5.7. Costos de ensamblaje e instalación.	181
Tabla 5.8. Costos indirectos.....	181
Tabla 5.9. Costo total del proyecto.....	182

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama del proceso de fabricación de camisas.....	5
Figura 1.2. Máquina tendedora de tela.....	7
Figura 1.3. Máquina cortadora de tela.....	8
Figura 1.4. Máquina Overlock.	8
Figura 1.5. Máquina Ojaladora.	9
Figura 1.6. Máquina Botonadora.	9
Figura 1.7. Máquina de coser con costura recta y en zigzag.	10
Figura 1.8. Máquina formadora de cuellos y puños.....	11
Figura 1.9. Máquina planchadora.....	11
Figura 2.1. Casa de la calidad.....	17
Figura 2.2. Diagramas funcionales con nivel 0 y nivel 1.....	24
Figura 2.3. Diagramas funcionales con nivel 2.....	25
Figura 2.4. Bombas y cilindros hidráulicos.	28
Figura 2.5. Resistencias planas.	29
Figura 2.6. Resistencias tubulares.	30
Figura 2.7. Resistencias de cartuchos.	31
Figura 2.8. Estructura de laterales rectos.....	35
Figura 2.9. Estructura de columnas guías.....	35
Figura 2.10. Estructura de cuello de cisne.	36
Figura 2.11. Ejemplo de contactores.....	40
Figura 2.12. Ejemplo de un PLC.	41
Figura 2.13. Esquema general de la máquina a construir.	46

Figura 3.1. Esquema general del sistema estructural.	48
Figura 3.2. Esquema de la placa de calentamiento.....	49
Figura 3.3. Estado de carga de la placa de calentamiento.....	50
Figura 3.4. Fuerza cortante y momento flector en la placa superior.....	51
Figura 3.5. Sección transversal de la placa superior.....	54
Figura 3.6. Estado de cargas para el corte de la placa de calentamiento.	55
Figura 3.7. Sección transversal de la placa superior rigidizada.....	58
Figura 3.8. Configuración final de la placa superior.	63
Figura 3.9. Esfuerzo de flexión generado durante el proceso de prensado.	64
Figura 3.10. Factor de corrección por rugosidad superficial.....	67
Figura 3.11. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más de esfuerzo máximo.....	67
Figura 3.12. Diagrama de Goodman modificado.....	70
Figura 3.13. Esquema de la placa inferior.....	72
Figura 3.14. Condición de análisis de carga asumida para la placa inferior.....	73
Figura 3.15. Estado de carga asumida y momento flector.	74
Figura 3.16. Sección transversal de la placa inferior.....	77
Figura 3.17. Sección transversal de la placa inferior rigidizada.....	77
Figura 3.18. Configuración final de la placa inferior.	80
Figura 3.19. Esfuerzo de flexión generado durante el proceso de prensado.	82
Figura 3.20. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más del esfuerzo máximo.....	85
Figura 3.21. Diagrama de Goodman modificado a la compresión.....	86
Figura 3.22. Distribución de los montantes.	88
Figura 3.23. Cargas distribuidas en los montantes seleccionados.....	90
Figura 3.24. Dimensiones establecidas para los montantes.	94

Figura 3.25. Configuración de vigas transversales y distribución de cargas.	95
Figura 3.26. Estado de cargas para el corte de la viga transversal.	97
Figura 3.27. Distribución del momento de la viga.	99
Figura 3.28. Geometría de la viga transversal.	100
Figura 3.29. Propiedades de la viga transversal.	100
Figura 3.30. Diagrama de cargas, pendientes y deflexiones de la viga.	101
Figura 3.31. Esfuerzo de flexión máximo generado durante el proceso de prensado en la viga.	103
Figura 3.32. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más de esfuerzo máximo.	106
Figura 3.33. Diagrama de Goodman modificado.	108
Figura 3.34. Junta de ángulo simple.	110
Figura 3.35. Estado de carga de la junta.	110
Figura 3.36. Análisis de aplastamiento.	115
Figura 3.37. Estado de carga para el análisis de soldadura.	117
Figura 3.38. Diagrama de cuerpo libre en el perfil de AL 65x6.	118
Figura 3.39. Volumen de control para la placa de calentamiento.	120
Figura 3.40. Temperatura superficial en función del tiempo de calentamiento.	131
Figura 3.41. Esquema general del sistema hidráulico.	134
Figura 3.42. Tanque de almacenamiento hidráulico.	140
Figura 3.43. Válvula modular.	144
Figura 3.44. Válvula reguladora de caudal unidireccional.	145
Figura 3.45. Presostato.	145
Figura 3.46. Bomba hidráulica.	147
Figura 3.47. Control de temperatura.	148
Figura 3.48. Elementos que intervienen en el módulo de control de prensado. ...	149

Figura 3.49. Inicio del ciclo de prensado.	150
Figura 3.50. Segunda actividad para el ciclo de prensado.	150
Figura 3.51. Tercera actividad para el ciclo de prensado.	151
Figura 3.52. Cuarta actividad para el ciclo de prensado.	151
Figura 3.53. Quinta actividad para el ciclo de prensado.	152
Figura 3.54. Última actividad para el ciclo de prensado.	152
Figura 3.55. Características de las versiones del PLC LOGO de Siemens.	154
Figura 3.56. Interfaz del LOGO!Soft Comfort.	155
Figura 3.57. Programa que controla el proceso de prensado en caliente.	157
Figura 4.1. Diagrama de flujo de la construcción y ensamblaje del sistema estructural.	167
Figura 4.2. Esquema final del sistema estructural.	168
Figura 4.3. Diagrama de flujo del ensamblaje del sistema de calentamiento	169
Figura 4.4. Esquema del montaje del sistema de calentamiento	169
Figura 4.5. Sistema de control de la maquina	171
Figura 4.6. Sistema hidráulico de la máquina.	172
Figura 4.7. Diagrama de flujo de ensamblaje de la maquina.	173
Figura 4.8. Resultado final del montaje y construcción de la formadora de cuellos y puños de camisas	174

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo N° 1. Especificaciones técnicas de entretelas.....	185
Anexo N° 2. Catalogo de DIPAC	194
Anexo N° 3. Especificaciones técnicas del aceite hidráulico.....	197
Anexo N° 4. Especificaciones técnicas de la válvula modular KLV-T03-A120-NC-N.....	201
Anexo N° 5. Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de caudal unidireccional, Rexroth DRV 08-1-1X/V	203
Anexo N° 6. Especificaciones técnicas del presostato, Rexroth HED 8 0A-20/350K 14	207
Anexo N° 7. Especificaciones técnicas de la bomba de engranajes, HR tipo 1AG2U02R, P10J13.....	212
Anexo N° 8. Especificaciones técnicas del motor eléctrico.	216
Anexo N° 9. Circuito de control y fuerza.....	224
Anexo N° 10. Planos de construcción y montaje.....	227

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo fundamental diseñar y construir una máquina semiautomática de prensado en caliente para cuellos de camisas con una capacidad de 2 toneladas y temperatura máxima de 200 °C (formadora de cuellos de camisas).

El proyecto se inicia con la recopilación de información de la industria textil de nuestro país, para entender su situación actual, y en especial de la industria camisera local, con el objeto de fortalecer el diseño conceptual de la máquina a construir.

En el diseño conceptual de la máquina se utiliza la metodología de la Ingeniería Concurrente, con el objeto de obtener las especificaciones técnicas de la máquina, mediante un estudio de las necesidades del usuario y los requerimientos del material.

También dentro del diseño conceptual de la máquina, se realiza su análisis funcional, mediante el cual se determina que esta deberá ser conformada por los siguientes sistemas: estructural, de prensado, de calentamiento, y de control automático.

Para finalizar con el diseño conceptual se presentan y seleccionan las mejores alternativas para cada uno de los sistemas de la máquina.

A continuación, se realiza el diseño de los elementos críticos del sistema estructural, para ello se tomo en cuenta: la deformación máxima permisible de los elementos críticos, y su resistencia a cargas estáticas y dinámicas.

Como herramienta para el dimensionamiento 3D de los elementos del sistema estructural, se utiliza el programa inventor.

Posteriormente se dio paso a un análisis del sistema de calentamiento, con el objeto de determinar la potencia necesaria para el calentamiento de la placa superior de prensado, para ello se realizo un análisis de transferencia de calor de la placa de aluminio en estado transitorio.

Después se procedió con el diseño del sistema hidráulico y la selección de sus elementos, para obtener un sistema simple y seguro que cumpla con los requerimientos del usuario.

Para culminar con el diseño de la máquina se establecieron los elementos del sistema de control del proceso de prensado y calentamiento, así como su configuración; para establecer la programación del PLC LOGO utilizado en el sistema de control, se utilizó el software LOGO!Soft Comfort.

Posteriormente se desarrolla el capítulo de construcción y montaje, al principio del capítulo se muestran procesos, equipos, herramientas, etc. utilizados en la conformación de cada uno de los sistemas de la máquina. Al final del capítulo se indican la secuencia que se debe seguir para el ensamblaje de cada uno de los sistemas.

La parte final del proyecto comprende el análisis económico de los costos involucrados en el diseño y fabricación de la máquina.

PRESENTACIÓN

En los últimos años, las empresas textiles de nuestro país están viviendo un gran crecimiento, debido principalmente a la limitación en el ingreso de productos extranjeros, motivando de esta manera al consumo de productos nacionales (ropa de vestir).

Esto ha ocasionado que las empresas nacionales adquieran maquinaria que les permita fabricar un producto de similar o mejor calidad que los productos extranjeros, entre ellos, las camisas de vestir.

Para la fabricación de una camisa de vestir de buena calidad se hace necesaria la utilización de procesos que garanticen su durabilidad durante toda su vida útil. Las partes más susceptibles al deterioro de las camisas son sus puños y cuellos, por esta razón, se añade una entretela con resina sólida a estas partes sensibles para incrementar su durabilidad y buen aspecto.

Para añadir la entretela con resina sólida a las telas del cuello y puños de la camisa, se utiliza un proceso de prensado y calentamiento, a temperaturas y presiones específicas dependiendo del tipo de entretela. Un buen proceso de prensado y calentamiento, implica la buena adhesión de los materiales, la no presencia de manchas y arrugas; los defectos en el proceso de prensado en caliente se generan por una temperatura, presión y tiempo inadecuados.

A partir de estas condiciones se desarrolló el presente proyecto, que se enfoca en el diseño y construcción de una máquina de prensado en caliente para cuellos de camisas, para una fábrica de mediana producción que requiere de este tipo de máquina pero a un bajo costo.

Todo el proyecto está enmarcado por los principios de la Ingeniería Concurrente, a partir de su estudio, se reconoce la gran importancia que se le da al diseño conceptual del producto, para obtener un dimensionamiento adecuado de los sistemas que conformaran la máquina.

CAPÍTULO 1

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 LA INDUSTRIA TEXTIL

1.1.1 HISTORIA

Los inicios de la industria textil ecuatoriana se remontan a la época de la colonia, cuando la lana de oveja era utilizada en los obrajes donde se fabricaban los tejidos.

Posteriormente, las primeras industrias que aparecieron se dedicaron al procesamiento de la lana, hasta que a inicios del siglo XX se introduce el algodón, siendo la década de 1950 cuando se consolida la utilización de esta fibra. Hoy por hoy, la industria textil ecuatoriana fabrica productos provenientes de todo tipo de fibras, siendo las más utilizadas el ya mencionado algodón, el poliéster, el nylon, los acrílicos, la lana y la seda.

A lo largo del tiempo, las diversas empresas dedicadas a la actividad textil ubicaron sus instalaciones en diferentes ciudades del país. Sin embargo, se puede afirmar que las provincias con mayor número de industrias dedicadas a esta actividad son: Pichincha, Imbabura, Tungurahua, Azuay y Guayas.

La diversificación en el sector ha permitido que se fabrique un sinnúmero de productos textiles en el Ecuador, siendo los hilados y los tejidos los principales en volumen de producción. No obstante, cada vez es mayor la producción de confecciones textiles, tanto las de prendas de vestir como de manufacturas para el hogar.

El sector textil genera varias plazas de empleo directo en el país, llegando a ser el segundo sector manufacturero que más mano de obra emplea, después del sector de alimentos, bebidas y tabacos. Según estimaciones hechas por la Asociación de

Industriales Textiles del Ecuador – AITE, alrededor de 50.000 personas laboran directamente en empresas textiles, y más de 200.000 lo hacen indirectamente.¹

1.1.2 PRODUCTOS

Entre los principales productos que fabrican las empresas textiles del Ecuador están:

- Tejidos
- Prendas y complementos
- Hilos e hilados
- Manufacturas y otros textiles
- Productos especiales

1.1.3 SITUACIÓN ACTUAL

La industria textil ecuatoriana en la actualidad ha concentrado sus esfuerzos en los mercados regionales, entre los países que consumen los productos textiles ecuatorianos están Estados Unidos, Canadá, Venezuela, Perú y Colombia. Este fenómeno ha sido producido por las grandes inversiones, efectuadas para la adquisición de maquinaria, esto ha ocasionado que la industria textil ecuatoriana sea más competitiva frente a una economía globalizada.

La industria textil ha puesto énfasis en programas de capacitación para todo su personal, con el propósito de mejorar sus índices de producción, e innovar en la creación de nuevos productos que satisfagan la demanda internacional.

Entre las principales oportunidades que tiene el sector textil ecuatoriano se pueden encontrar las siguientes:

- La protección comercial ofrecida por el actual gobierno.
- Amplia experiencia
- Buena penetración en el mercado regional
- Posee buena tecnología para la producción
- Variedad de oferta

¹ http://www.aite.com.ec/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=12

- Hay mucha creatividad dentro de la industria
- El contacto con los clientes es directo
- Se trabaja mucho con los acuerdos a largo plazo ²

A continuación se indican las principales amenazas que tiene el sector textil ecuatoriano.

- No existe una ley rigurosa que realice el control de aduanas.
- Alto porcentaje de importaciones de productos textiles a precios bajos.
- Incremento en los precios de la maquinaria necesaria.
- La alta tecnología utilizada por las empresas textiles en gran parte no son desarrolladas en nuestro país.
- Riesgo de no renovación de las preferencias arancelarias con EE.UU y países Europeos.

1.2 FABRICACIÓN DE CAMISAS

1.2.1 MATERIA PRIMA

Las materias primas utilizadas en la elaboración de una camisa son:

- Telas
Una camisa de calidad debe estar hecha de fibra natural. Las telas más utilizadas son las de algodón, lana, seda y lino. A veces se mezclan dos de estas fibras, por ejemplo algodón con lana para hacer las típicas villelas; también es clásica la mezcla de seda y algodón. Las mezclas con poliéster indican una camisa de calidad inferior, tiene la ventaja de plancharse mejor, pero el brillo que adquiere y la falta de transpirabilidad hacen de ella una prenda que luce peor y es más incómoda. ³
- Entretelas
Son productos utilizados en la confección, que le comunican cuerpo alma, constituyéndose en el elemento fundamental en orden a obtener prendas estéticamente perfectas, confortables en su uso y que permanezcan inalterables durante la vida útil de aquellas. La prenda que se vaya a

² <http://www.aite.com.ec/>

³ <http://cadenalogisticamisetas.blogspot.com/>

fabricar determina la resina que debe llevar la entretela, pues si se manufactura una camisa de hombre, la resina que contenga deberá ser polietileno de alta o baja densidad que soporta el lavado con agua y jabón. Si es un vestido de mujer o un pantalón debe llevar la entretela de poliéster o poliamida especial.⁴

- Botones

Estos elementos son piezas pequeños de material acrílico, madera ó metal de dos o cuatro hoyos. Estos elementos se cosen en la camisa, al entrar en el ojal, la abrocha y asegura.

- Hilos

Es un conjunto de fibras naturales (como la seda), artificiales (como el rayón) o sintéticas (como el poliéster, la poliamida, etc) de longitud ilimitada, destinadas para la fabricación de tejidos.

- Etiquetas

Son una parte fundamental del producto, porque sirve para identificarlo, describirlo, diferenciarlo, y también para cumplir con las leyes, normativas o regulaciones establecidas para cada industria o sector.

Los insumos para la elaboración de este tipo de prenda deben llenar requisitos tales como:

- Textura agradable
- Colores permanentes
- Durabilidad
- Resistencia
- Diseño

1.2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN

En la Figura 1.1 se muestra el diagrama del proceso de producción de las camisas.

⁴ <http://www.recudir.com/investigacion>

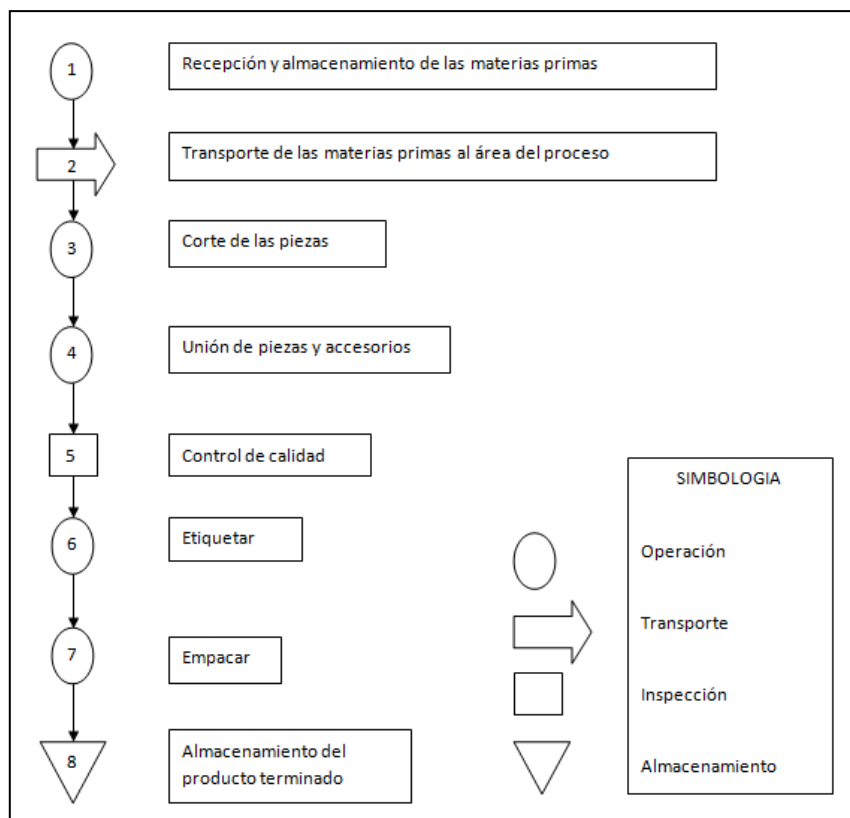


Figura 1.1. Diagrama del proceso de fabricación de camisas.

Para la fabricación de camisas, se siguen las siguientes actividades:

- Recepción del material

La elaboración de una camisa se inicia con la recepción de las telas en la fábrica, donde uno o dos empleados clasifican los colores y el grueso de las telas para después pasarlas al área de corte. Los lienzos por lo general miden de 1 a 2 metros de ancho, por un metro de largo, dependiendo de la pieza que habrá de cortarse. En el caso de la fabricación de camisas en una micro empresa/artesanal con fibras naturales, el tejido de las piezas se hace de acuerdo al tamaño de la pieza de la espalda, del delantero, de las mangas y del cuello.

- Colocación de los patrones

En la fabricación de camisas en las pequeñas y grandes empresas, se hace uso comúnmente de 3 piezas que sirven para el corte de los trazos, estos son: el delantero, la espalda y las mangas, aunque en ciertas ocasiones se hace uso también de piezas para cortar los puños y el cuello.

- Corte de las telas

Una vez colocados los trazos se cortan las piezas con ayuda de una máquina; se cortan primero las espaldas de la camisa, luego los delanteros y finalmente las mangas, de acuerdo a las tallas y los modelos.

- Unión de las piezas

Con las piezas cortadas, se procede a unir las con ayuda de una máquina "OVER" que cose las orillas de las piezas para que no se deshilen al unirse las piezas.

- Terminado

En forma manual se corta el hilo o "cola" resultante del proceso de unión de las piezas y de los accesorios, y se cosen las etiquetas que contienen la información del fabricante, los materiales con que es fabricada la camisa, así como la talla.

- Control de calidad

Las piezas terminadas son revisadas por el dueño o por un encargado, con el fin de que no existan defectos en el acabado. De existir fallas se repara la pieza a mano, pero de ser muy prominentes la pieza se desecha y se separa de las piezas servibles. De obtenerse las prendas en buen estado, se planchan las camisas al vapor para mejorar la sensación al tacto y corregir las arrugas (vista de la prenda).

- Etiquetar

Con máquinas de coser se colocan etiquetas y especificaciones: de cuidado de la prenda, talla y marca.

- Empacado

Las camisas terminadas son empacadas en bolsas y agrupadas de acuerdo a la talla en grupos de 10 a 15 camisas. Los paquetes son llevados al área de bodega, lugar fresco y seco, donde permanecen hasta su distribución a los clientes o a la tienda donde se comercian.

- Almacenamiento

Concluido el proceso, se almacenan los productos terminados en espera de ser comercializados.⁵

⁵ <http://www.contactopyme.gob.mx/guiasempresariales/guias.asp?s=14&guia=77&giro=6&ins=528>

1.2.3 MAQUINARIA EMPLEADA

La maquinaria necesaria para la fabricación de camisas es muy variada, a continuación se indica una descripción de la maquinaria utilizada:

- Máquina tendedora de tela

Las máquinas tendedoras de tela, ver Figura 1.2, realizan la operación preparatoria para el cortado, que consiste en colocar los pliegos de tela uno encima de otro en una dirección predeterminada. La operación de tendido puede ser realizada manualmente o mediante medios mecánicos.



Figura 1.2. Máquina tendedora de tela.

Fuente: <http://www.directindustry.es>.

- Cortadora para tela

Esta máquina, mirar Figura 1.3, realiza la operación de corte de la tela, esta operación es decisiva, una vez realizada es prácticamente imposible corregir errores graves. Para realizar el corte se pueden utilizar tijeras convencionales ó máquinas cortadoras, entre estas últimas se tienen: máquinas de cuchillas rotatorias, las cuales son adecuadas para cortes rectos o con curvas graduales. La máquina consta de un disco de 4 a 20 cm de diámetro que al girar realiza el corte, con esta máquina se pueden cortar pliegos de tela con anchuras de hasta el 40% del diámetro del disco; máquina de cuchilla recta, es la máquina más popular en los cuartos de corte, consta de una cuchilla recta que efectúa el corte, usada

correctamente es versátil y exacta; máquina cortadora de banda, esta máquina permite cortes de gran exactitud por lo delgado de la banda, finalmente se tienen los mecanismos asistidos por computadora que constituyen las innovaciones últimas en términos de corte.



Figura 1.3. Máquina cortadora de tela.

Fuente: <http://valledelcauca.quebarato.com.co>

- Máquina Overlock

La máquina overlock, observar Figura 1.4, se utiliza para trabajos de cosido que requieren puntadas de seguridad y la alimentación de 3 y hasta 5 hilos. Existen máquinas overlock de cama cilíndrica y de cama plana, estas máquinas son utilizadas ampliamente para el cosido de seguridad en los bordes de las telas para evitar el deshilado.



Figura 1.4. Máquina Overlock.

Fuente: <http://creacionesdayross.com/Maquinas.html>

- Ojaladora

Esta máquina, como se cita en la Figura 1.5, es utilizada para hacer ojales, existe una amplia variedad de estas máquinas para realizar distintos tipos de ojales: abierto, con remate, francés, extra largos, redondos, rectos, etc. La máquina ojaladora consta básicamente de una cuchilla que hace el corte a través de la tela y remata este orificio con costuras.



Figura 1.5. Máquina Ojaladora.

Fuente: <http://www.sewingmachinechina.es/11cm-981.html>

- Botonadora

Máquinas utilizadas para pegar botones, mirar Figura 1.6, existen mecánicas y asistidas por ordenador. Aunque el pegado de botones también puede ser realizado con máquinas convencionales, mediante ajustes al mecanismo de espaciado de las puntadas. Los botones se cosen usualmente con entre 8 y 32 puntadas, generalmente los botones decorativos se cosen con la mitad de puntadas que los botones funcionales.



Figura 1.6. Máquina Botonadora.

Fuente: <http://www.lidermaq.com/esp/idt/80/1>

- Máquina de coser con costura recta y en zigzag

Existen básicamente dos máquinas de costura recta: de cama cilíndrica y de cama plana. Las máquinas de cama cilíndrica se utilizan para coser prendas cerradas por los lados, las máquinas de camas planas se utilizan usualmente para costura tradicional, ver Figura 1.7. Las máquinas de costura recta trabajan a velocidades de 2000 puntadas/min.



Figura 1.7. Máquina de coser con costura recta y en zigzag.

Fuente: <http://www.garbarino.com/productos/producto.php>

- Máquina fusionadora-formadora de cuellos y puños

Esta máquina, observar Figura 1.8, sirve para pegar la tela y entretela mediante resina termoplástica con la aplicación de calor y presión. Esta máquina se utiliza para la elaboración de los puños y cuellos de las camisas.



Figura 1.8. Máquina formadora de cuellos y puños.

Fuente: <http://coghlan.olx.com.ar>

- Máquina planchadora
Indispensable para dar el acabado final a la prenda, existen planchas manuales de vapor a baja presión (parecidas a las planchas de uso doméstico), planchas para trabajo pesado en seco, ver Figura 1.9 y las más usadas que son planchas de vapor para trabajo pesado.⁶



Figura 1.9. Máquina planchadora.

Fuente: <http://www.amazon.com/>

1.2.4 FORMADORA DE CUELLOS Y PUÑOS

Esta máquina sirve para pegar la tela y entretela mediante resina termoplástica con la aplicación de calor y presión. Esta máquina se utiliza para la elaboración de los puños y cuellos de las camisas.

⁶ <http://www.contactopyme.gob.mx/tecnologias/maquinaria.asp?cveramo=2&cveproceso=3>

Son maquinas neumáticas ó hidráulicas de alta presión y rígidos controles de temperatura y tiempo de fusionado imprescindibles para una perfecta calidad de fusionado.

1.2.4.1 Parámetros funcionales que definen una formadora.

Los parámetros funcionales más importantes que definen a una formadora de cuellos de camisas son los siguientes:

- Temperatura de trabajo.

Este es un parámetro muy importante en el trabajo realizado por este tipo de máquinas, ya que para añadir la resina a la tela de los cuellos de camisas es necesario temperaturas superiores a la ambiental. Para la obtención de la temperatura de trabajo se utilizan calentadores, distribuidos de tal manera que garanticen una distribución uniforme de la temperatura a lo largo de la superficie de prensado.

- Presión de trabajo

Para la conformación de las partes sensibles de la camisa (puños, cuellos, botonera), se utilizan placas que se caracterizan por una superficie especialmente lisa, para aplicar la presión necesaria entre la tela de la camisa y la entretela.

- Tiempo de trabajo

Es aquel tiempo en el cual se garantiza que la resina solida contenida en la entretela se fusione y adhiera a la tela de las partes sensibles de la camisa.

- Energía

Para alcanzar la presión de trabajo, se utilizan cilindros hidráulicos o neumáticos dependiendo de los requerimientos del usuario. Generalmente este tipo de maquinaria utiliza corriente trifásica.

- Regulación y Control de tiempo, presión y temperatura.

Todas las formadoras de cuellos deben permitir una regulación del tiempo, presión y temperatura de trabajo. La formadora debe poseer dispositivos que permitan controlar su funcionamiento.

1.2.5 PROCESO DE TERMOPRENSADO

En el proceso de termoprensado inicia con la selección de la entretela, este es un paso fundamental para obtener óptimos resultados en el proceso, pues la entretela debe estar muy relacionada con la tela principal, teniendo en cuenta el grosor del tejido, el fin de la tela compuesta que se va a fabricar con ella y el tipo de lavado al que va a estar sometida la prenda durante su uso.

Después de haber elegido la entretela se proceden a fijar los parámetros de presión, tiempo de prensado y temperatura, en función de las especificaciones dadas por el fabricante. Es necesario verificar las condiciones de la prensa, especialmente las de temperatura y presión que generalmente son muy sensibles y pueden alterar el proceso.

El proceso de termofusionado debe hacerse en forma cuidadosa y es muy conveniente hacer ensayos previos para fijar las condiciones de la prensa antes de proceder a producir las prendas.

Dentro de las ventajas que se derivan de la utilización del proceso de termoprensado, se pueden enunciar las siguientes:

- Rapidez, pues el tiempo de termoprensado es muy corto y se pueden procesar varias piezas a la vez. También se debe agregar que la unión por medio de costura de dos piezas, una termoprensada y la otra no, se puede hacer más rápidamente, pues no se presentan arrugas en la costura ni atascamientos en la aguja causados por la resina ni aún a velocidades demasiado altas.
- Es conveniente anotar que la resistencia que se genera en la confección de prendas de fibras sintéticas, se disminuye grandemente desapareciendo en algunos casos, eliminando así un molesto problema, factor de bajo rendimiento en la producción y pérdida de estética en el producto terminado.
- Mejoramiento de la estética de las prendas, pues al estar unidas íntimamente tela y entretela, componen un solo material, evitando las arrugas e imperfecciones que se presentan frecuentemente cuando la unión es parcial, por medio de costuras.

- La elongación a veces exagerada en ciertos tejidos, especialmente algunos de fibras sintéticas, se pueden reducir grandemente con el proceso de termoprensado, evitando así en gran parte, la deformación de las prendas.
- Es muy útil para darle cuerpo a las telas muy livianas y para estabilizar tejidos de pobre construcción que normalmente ocasionen problemas de deslizamiento.⁷

⁷ <http://www.recudir.com/investigacion>

CAPÍTULO 2

2. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD

El diseño y fabricación de una máquina semiautomática de prensado en caliente para la formación de cuellos de camisas, ha sido propuesto en base a la necesidad de la industria textil (camisería) en adquirir maquinaria de alta calidad a un costo razonable.

En nuestro país no existe una empresa que se encargue de la fabricación de este tipo de maquinaria, lo que genera un nicho de mercado que es absorbido por empresas extranjeras a un costo elevado.

2.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA

2.2.1 ESPECIFICACIONES EN BASE A LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES

La máquina a fabricar debe cumplir con una serie de requerimientos que son establecidos en base a las especificaciones técnicas del material (entretela) con el que trabajará la máquina.

En el Anexo N° 1, se indican algunas hojas técnicas de una serie de materiales utilizados por este tipo de maquinarias. En base a las hojas técnicas, los parámetros de diseño que se pueden obtener se observan en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Especificaciones en función del material.

PARÁMETROS	MÍNIMO	MÁXIMO
PRESIÓN (Kg/cm ²)	0,25	0,5
TEMPERATURA (°C)	100	200
TIEMPO (seg)	10	20

2.2.2 ESPECIFICACIONES EN BASE A LOS REQUERIMIENTOS DE LOS USUARIOS⁸

Para este apartado, las especificaciones técnicas de la máquina son determinadas por medio de la casa de la calidad, que es un herramienta del QFD (Quality function deployment) cuyo objetivo principal es asegurar que en la definición de un producto o servicio se han considerado las necesidades y requerimientos de los usuarios; también constituyen una herramienta para la planificación de la calidad durante el ciclo de vida del producto.

Para elaborar la casa de la calidad se requieren de dos aspectos primordiales, la voz del cliente (usuario) mediante la cual este manifiesta sus requerimientos y deseos del producto y la voz del ingeniero que se encarga de traducir los requerimientos y deseos del cliente en requerimientos técnicos. Finalmente estos requerimientos son evaluados para determinar aquellos de mayor importancia, en esta aplicación se distinguen seis pasos:

- Voz del usuario.- Describe las demandas de los usuarios.
- Análisis de competitividad.- Describe, según el usuario, el grado de satisfacción que proporcionan los productos o servicios de la empresa respecto a los de la competencia.
- Voz del ingeniero.- Describe los requerimientos técnicos que deberán articularse para satisfacer las necesidades de los usuarios.
- Correlaciones.- Establece las correlaciones entre la voz de los usuarios y la voz del ingeniero.
- Comparación técnica.- Compara el producto de la empresa con los de la competencia.
- Compromisos técnicos.- Establece los compromisos potenciales entre las diferentes características técnicas del producto.

2.2.2.1 Casa de la calidad

La casa de la calidad desarrollada para la máquina de prensado en caliente se indica en la Figura 2.1.

⁸ RIBA C., (2002), "*Diseño Concurrente*", Documento PDF, pág. 177.

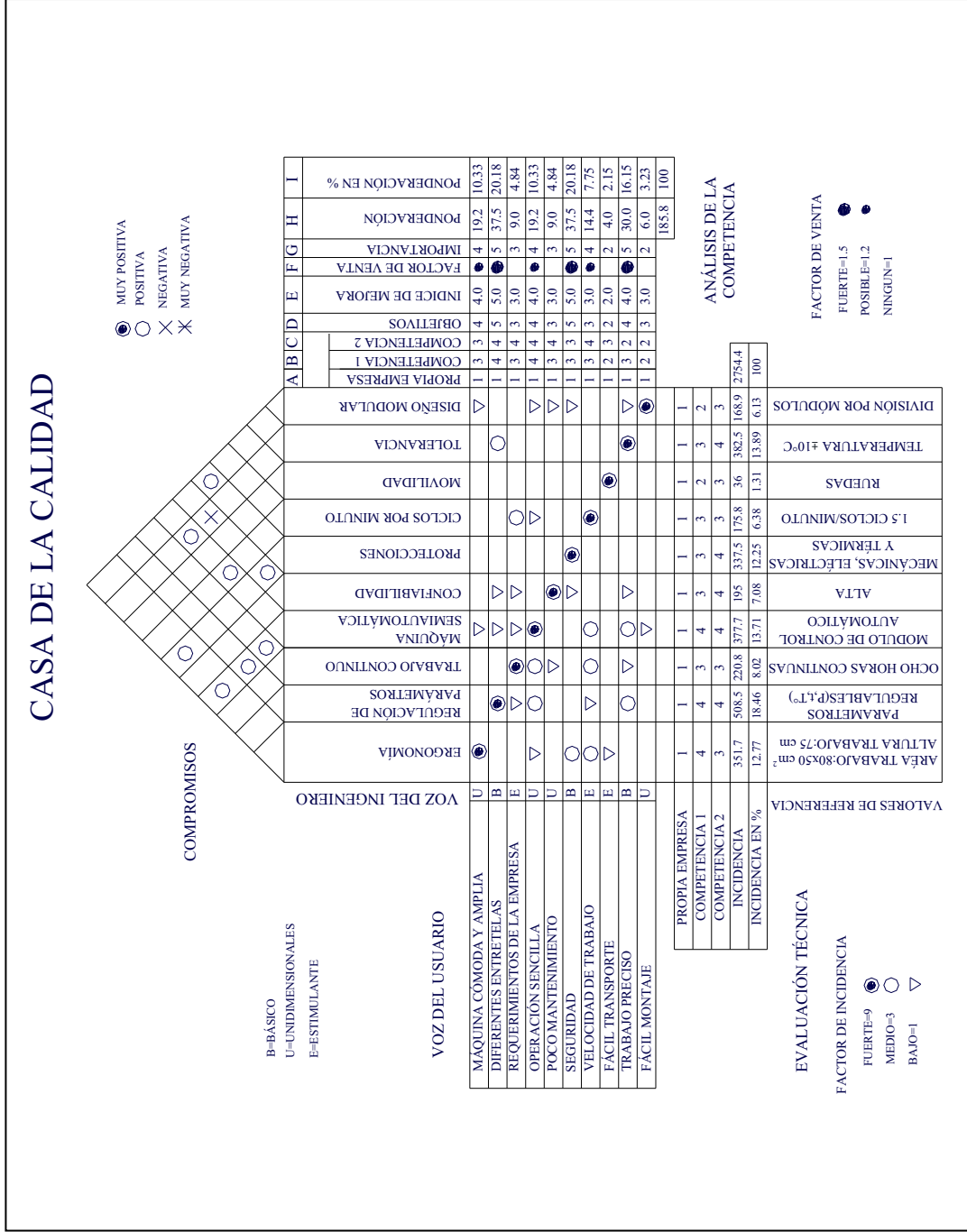


Figura 2.1. Casa de la calidad.

2.2.2.2 Voz del usuario

En base a la entrevista realizada a la Sra. Cenaida Ortiz operaria de la empresa Traveltex.S.A. La máquina debe contar con las siguientes características:

- La maquina debe brindar comodidad al ser utilizada.
- La máquina debe trabajar con diferentes tipos de entretelas.
- La maquina debe ajustarse a los requerimientos de la empresa.
- La maquina debe ser operada de manera sencilla.
- La maquina debe ser silenciosa.
- Que tenga una buena velocidad de trabajo.
- Fácil transporte dentro del área de trabajo.
- La máquina debe ser segura.
- La maquina no debe requerir de mucho mantenimiento.
- El trabajo de la maquina debe ser preciso.
- La maquina debe ser de fácil reparación.

2.2.2.3 Voz del ingeniero

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario se procede a traducirlos a especificaciones o características técnicas, estas son:

- Ergonomía.
- Parámetros de trabajo regulables.
- Trabajo continuo.
- Máquina semiautomática.
- Confiabilidad.
- Protecciones contra peligros eléctricos mecánicos y térmicos.
- Ciclos por minuto.
- Movilidad
- Rango de tolerancia de los parámetros de trabajo.
- Diseño modular.

2.2.2.4 Análisis de la casa de la calidad.

En la columna A, encargada de evaluar el cumplimiento actual del producto de la empresa, se ha colocado una calificación de 1 en todos los parámetros ya que no se cuenta con ningún producto previamente elaborado. En segundo lugar la evaluación de la competencia se ha llevado a cabo calificando la maquinaria disponible en el mercado.

Al calificar al producto realizado por la propia empresa desde el punto de vista del ingeniero, también se asigna un valor de 1 a la fila correspondiente.

De la casa de la calidad se observan que existen 3 demandas básicas sin las cuales el producto pierde su objetivo, estas demandas son: diferentes entretelas, seguridad y trabajo preciso. En cambio las demandas: maquina cómoda, operación sencilla, poco mantenimiento y fácil montaje son unidimensionales, es decir, son aquellas demandas que con su mejora aumenta la satisfacción del usuario. Las demandas estimulantes de la máquina a diseñar son: requerimientos de la empresa, velocidad de trabajo y fácil transporte, si se implementan le agregarían un valor a la máquina.

Los requerimientos en los que el usuario se enfoca para la adquisición de un producto similar al que se desea diseñar son: Diferentes entretelas, seguridad y trabajo preciso; estos requerimientos son los que poseen un alto factor de venta.

2.2.2.5 Conclusiones de la casa de la calidad.

La casa de la calidad nos ha brindado valiosa información acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida las demandas del cliente, de esta manera se tiene que los requerimientos más importantes son:

- Diferentes entretelas.

Este aspecto es muy importante ya que los clientes esperan obtener una maquina que pueda trabajar con diferentes tipos de entretelas, que requieren determinados valores de: presión, temperatura y tiempo.

- Seguridad.

Al trabajar la maquina con altos valores de presión y temperatura, los usuarios prestan una singular atención a las medidas que se han tomado en el diseño de la maquina con el objetivo de evitar accidentes.

- Trabajo preciso.

Debido a que la entretela está compuesta de materiales muy sensibles es necesario que la temperatura, presión y el tiempo de prensado estén dentro de un rango de tolerancia.

Los valores obtenidos en la casa de la calidad indican que hay que priorizar el diseño del producto en los tres puntos indicados ya que abarcan alrededor del 60% de la ponderación total. Si la maquina a diseñar cumple con estos requerimientos se logrará la satisfacción del cliente.

Con respecto a la evaluación técnica de las características, se observa que cinco características concentran más del 70% de la incidencia, estas características son: Ergonomía, regulación de parámetros, maquina semiautomática, protecciones y tolerancia. Por lo tanto la máquina a diseñar deberá cumplir con estas características para garantizar un buen diseño.

Por otro lado en lo que se refiere a los compromisos técnicos ubicados en el techo de la casa de la calidad, se nota que la mayoría de las características técnicas son independientes a excepción de la característica relacionada con la confiabilidad de la maquina y la tolerancia de los parámetros de trabajo.

2.2.2.6 Especificaciones técnicas por requerimientos del usuario

Con la ayuda de la casa de la calidad se han establecido las especificaciones técnicas de la máquina en base a los requerimientos del usuario, las mismas que aparecen en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Especificaciones en función del usuario.

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL		Producto: Maquina de prensado en caliente para cuellos de camisa		Fecha: 16/02/2012
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA				Página 1/1
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	15/02/2012		R	Prensado en caliente.
		C/D	R	Presión de trabajo regulable
		C	R	Temperatura de trabajo regulable
		C	R	Tiempo de trabajo regulable
		C		Área de prensado
Señales y control	15/02/2012	D	R	Tablero de mando
		D	R	Modulo de control de los parámetros de trabajo (Presión, temperatura y tiempo)
		D	D	Rango de temperatura ± 10 °C
Seguridad y ergonomía	15/02/2012	C/D	R	Protecciones mecánicas, eléctricas y térmicas.
		C	D	Altura adecuada de la superficie de trabajo.

Propone: C=Cliente; D=Diseñador

R/D: R= Requerimiento; D= Deseo

2.2.3 RESUMEN DE LAS ESPECIFICACIONES

En base a la Tabla 2.1 y Tabla 2.2, obtenidas haciendo referencia a las características de los materiales y a los requerimientos del usuario, se obtiene la Tabla 2.3 que indica las especificaciones generales de la máquina.

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas de la máquina.

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL		Producto: Maquina de prensado en caliente para cuellos de camisa		Fecha: 16/02/2012
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA				Página 1/1
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	15/02/2012		R	Prensado en caliente.
		C/D	R	Presiones de trabajo: 0,25 – 0,5 (Kg/cm ²)
		C	R	Temperatura de trabajo: 100 – 200 (°C)
		C	R	Tiempo de trabajo: 10 – 20 (seg)
		C		Área de prensado: 80x50 cm ²
Señales y control	15/02/2012	D	R	Tablero de mando
		D	R	Modulo de control de los parámetros de trabajo (Presión, temperatura y tiempo)
		D	D	Rango de temperatura ± 10 °C
Seguridad y ergonomía	15/02/2012	C/D	R	Protecciones mecánicas, eléctricas y térmicas.
		C	D	Altura adecuada de la superficie de trabajo.

Propone: C=Cliente; D=Diseñador

R/D: R= Requerimiento; D= Deseo

2.3 ESTRUCTURA FUNCIONAL

2.3.1 ANÁLISIS FUNCIONAL⁹

El análisis funcional es una técnica cuyo propósito es el de separar la acción que se efectúa de un componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones a un mismo problema. El análisis funcional logra obtener mejores productos a un menor costo.

El análisis funcional de un producto o sistema y la elaboración de la estructura funcional es un primer paso para establecer la estructura modular de un producto (la mayor parte de diseñadores realizan estos procesos sin formalizarlos), a partir

⁹ RIBA C., (2002), "Diseño Concurrente", Documento PDF, pág. 128.

de combinar las diversas funciones en módulos de forma que se consigan los dos objetivos prioritarios siguientes:

- Agrupar las funciones en módulos.
- Establecer interfaces adecuadas entre módulos (Interface mecánica, interface de energía, interface de transferencia de materiales, interface de señal).

2.3.2 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

En la Figura 2.2 se pueden observar los diagramas funcionales del nivel 0 y del nivel 1.

En la Figura 2.3 se identifica el diagrama funcional de nivel 2, en el cual se pueden observar los distintos módulos que tendrá la maquina a diseñar.

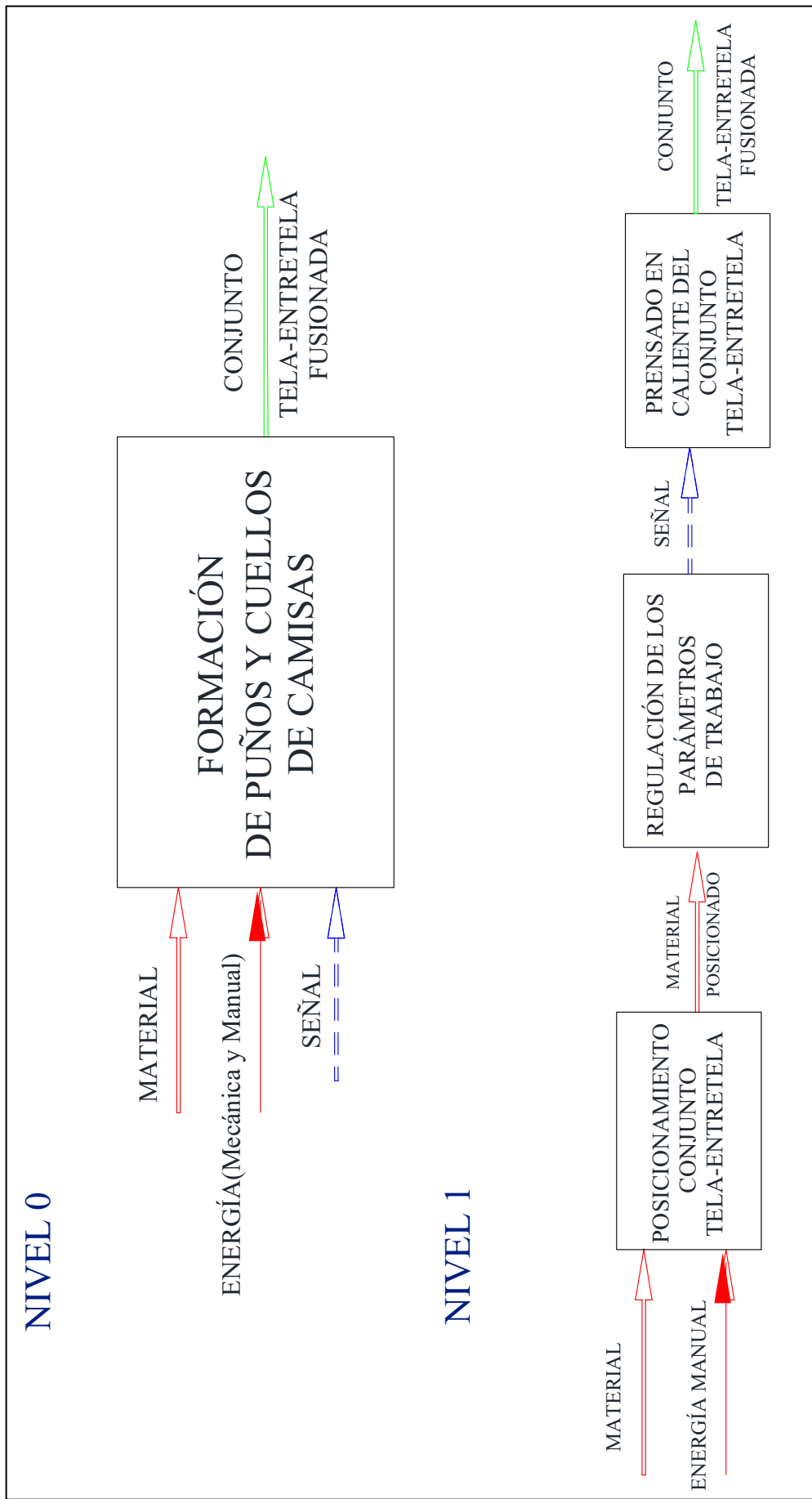


Figura 2.2. Diagramas funcionales con nivel 0 y nivel 1.

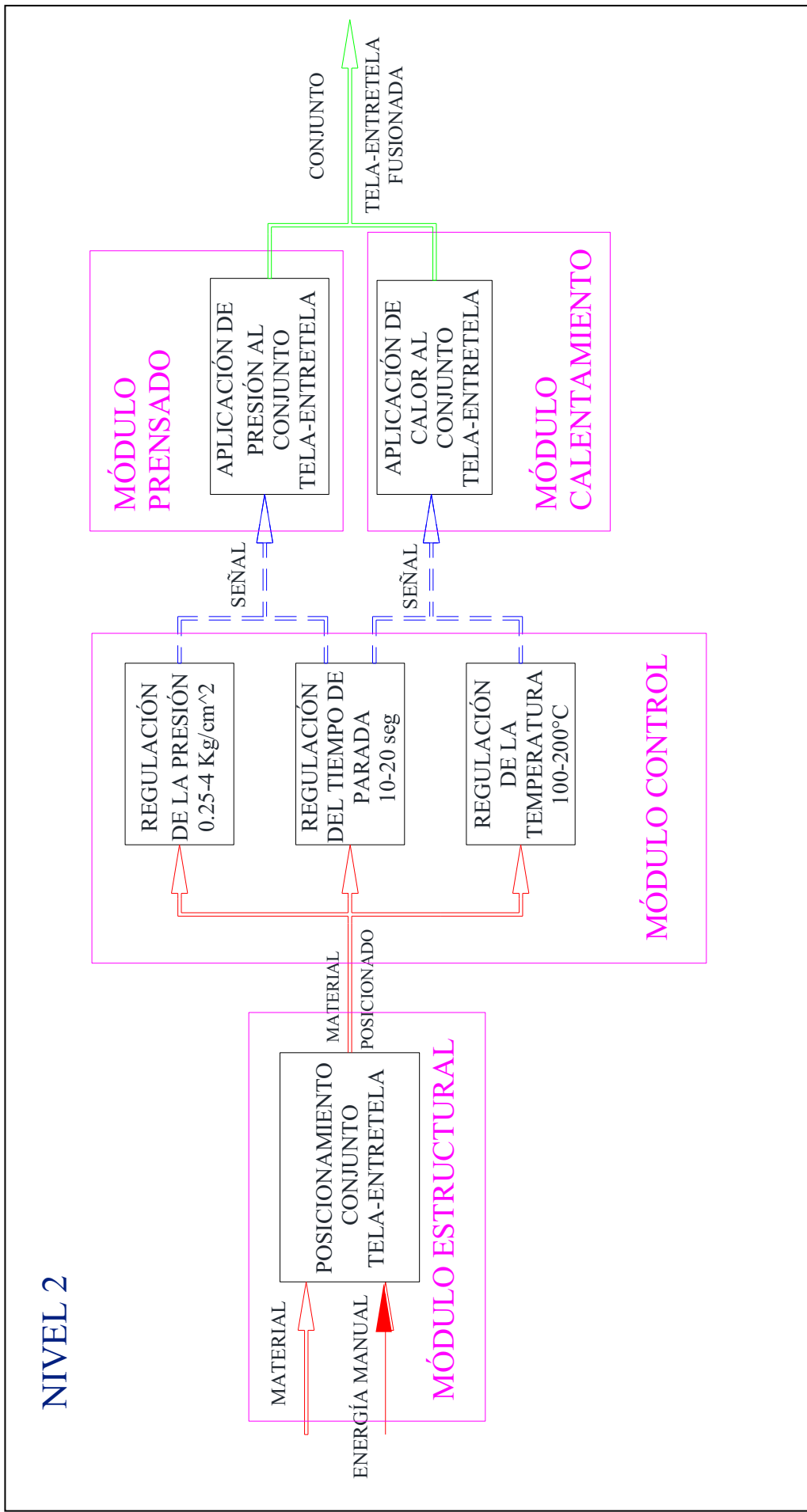


Figura 2.3. Diagramas funcionales con nivel 2.

2.3.3 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Para el diseño funcional de la máquina se obtuvo un diagrama funcional de segundo nivel, se considera que con el diagrama funcional obtenido se abarcan las funciones adecuadas para describir el funcionamiento de la máquina, un diagrama funcional más minucioso conllevaría a una pérdida innecesaria en la flexibilidad del diseño.

En el nivel 0, como se observa en la Figura 2.2, presenta la función global o primaria, que en este caso es la de reproducir conjuntos de tela-entretela fusionadas. Como se observa, para que la máquina cumpla su función global es necesario tener como entradas a: materiales, energía y señales de control generadas por los operarios. En el nivel 0 se considera una entrada correspondiente a energía mecánica y manual, esta entrada toma en consideración que para el posicionamiento del conjunto tela-entretela se hace necesario la utilización de herramientas mecánicas y la fuerza de los operarios.

En el nivel 1, mostrado en la Figura 2.2, se especifica de manera general las diferentes funciones a realizarse para obtener el producto. Se detalla de forma más clara las diferentes funciones que conllevarían al cumplimiento de la función global. Como se observa, en este nivel no es posible incluir la función que abraque la automatización de la máquina, esta fue la principal razón para el desarrollo del siguiente nivel.

En el nivel 2, como se puede observar Figura 2.3, aparecen desglosadas varias acciones que en el nivel anterior no se especificaron, pero que son indispensables para el funcionamiento de la máquina. De esta manera, en el diagrama se muestran las funciones regulación de presión, temperatura y tiempo. También se pueden observar funciones indispensables como la aplicación de calor y presión al conjunto tela-entretela.

2.3.4 DEFINICIÓN DE MÓDULOS

La modularidad consiste en dividir al producto en varios bloques (módulos) funcionales o constructivos. El diseño de productos tomando en cuenta la modularidad ayuda enormemente en varios aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama y facilidad de producción, entre otros.

Debido a que dentro del proceso de reproducción de plantillas se cumplen varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más apropiada tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos, de material y de señal.

Al estudiar los diagramas funcionales se pueden establecer los siguientes sistemas para diseñar la maquina.

2.4 SISTEMAS NECESARIOS PARA LA MÁQUINA

2.4.1 SISTEMA DE PRENSADO

Este sistema, observar Figura 2.4, es el que permite aplicar la presión necesaria para que la resina solida disponible en la entretela se adhiera a la tela de la camisa, generando de esta manera el cuello y puño de la camisa.

Los elementos de este sistema deben permitir, generar la presión necesaria para trabajar con los diferentes tipos de entretelas.

El sistema de prensado debe generar una carga cercana a las 2 toneladas, por esta razón se podría utilizar sistema hidráulicos, neumáticos o eléctricos.

Si se toma en cuenta que la maquina a diseñar y construir va ha ser adquirida por una empresa de baja o mediana producción, es de esperarse que no dispongan de una sistema de aire comprimido, por tal razón se descarta la utilización de elementos neumáticos.

Una buena maquina formadora de cuellos de camisas debe permitir una fácil y correcta regulación de la presión de trabajo, hecho que se dificultaría con la utilización de un sistema de prensado eléctrico, en comparación con un sistema hidráulico en donde se puede manipular directamente la presión de trabajo.

Por las razones antes mencionadas se establece que la única alternativa para el sistema de prensado es la hidráulica.



Figura 2.4. Bombas y cilindros hidráulicos.

Fuente: <http://www.enerpac.com>

A continuación se presentan algunas ventajas y desventajas de la utilización de un sistema hidráulico.

Ventajas:

Permite trabajar con elevados niveles de fuerza o momentos de giro, además la velocidad de actuación es fácilmente controlable y las fuerzas pueden regularse de manera continua. Se puede transmitir grandes fuerzas, empleando pequeños elementos con la facilidad de poder realizar maniobras de mandos y reglaje. El aceite empleado en el sistema es fácilmente recuperable. Pueden realizarse cambios rápidos de sentido de operación de los elementos hidráulicos, existe la posibilidad de que los elementos hidráulicos se puedan frenar en marcha. Se puede realizar multiplicación de fuerzas. El aceite en circuitos hidráulicos también tiene la propiedad de lubricar y proteger a los elementos hidráulicos. El aceite a altas presiones se comporta como un sólido.

Desventajas:

Las velocidades en los actuadores son bajas en comparación con los circuitos neumáticos. Debido a las altas presiones que se manejan, los sistemas hidráulicos exigen un buen mantenimiento. Los elementos hidráulicos como las bombas, motores, válvulas, entre otros son de un costo mayor en comparación con elementos neumáticos. El fluido de trabajo (aceite hidráulico) tiene un elevado costo, también el aceite hidráulico es muy sensible a la contaminación. Existe el riesgo de accidentes más catastróficos en caso de sobrepasar las capacidades o cualidades del sistema.

2.4.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El sistema de calentamiento, es el que provee de la energía necesaria para fundir la resina de la entretela. La distribución de la temperatura en la superficie de trabajo debe ser uniforme.

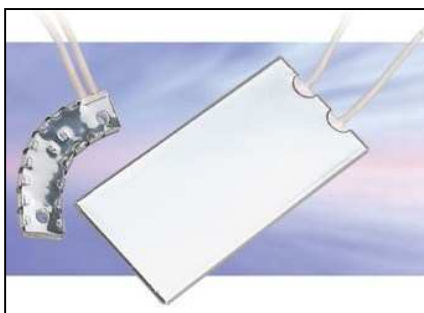
2.4.2.1 Alternativas de diseño del sistema*2.4.2.1.1 Alternativa 1. Calentamiento por resistencias planas (ver Figura 2.5)*

Figura 2.5. Resistencias planas.

Fuente: <http://www.resistencias-rci.es/rch.php>

Ventajas:

Alcanza temperaturas de calentamiento de hasta 400 °C. Brinda una gran área de transferencia de calor, esto permite una distribución uniforme de la temperatura a lo largo de las superficies a calentar, en comparación con otro tipo de resistencias como

por ejemplo las resistencias tubulares. Al ser su espesor considerablemente pequeño en comparación con el área de transferencia de calor, no requieren de un gran espacio. Son utilizadas en aplicaciones que requieren altas temperaturas. El exterior de este tipo de resistencias, está recubierto de acero inoxidable, razón por la cual puede ser utilizada en diversos ambientes de trabajo.

Desventajas:

Para una misma capacidad en comparación con las resistencias tubulares, su costo es más elevado. Debe existir un montaje cuidadoso de la resistencia sobre la superficie a calentar, de ser posible este tipo de resistencia debe estar presionada contra la superficie de calentamiento con el propósito de mejorar la transferencia de calor y evitar deformaciones de la resistencia.

2.4.2.1.2 Alternativa 2. Calentamiento por resistencias tubulares (ver Figura 2.6)



Figura 2.6. Resistencias tubulares.

Fuente: <http://www.logismarket.com.ar/fare/resistencias-tubulares>

Ventajas:

Alcanza temperaturas de calentamiento de hasta 700 °C. Este tipo de resistencias, pueden ser formadas en cualquier configuración, esta característica brinda la posibilidad de cubrir grandes zonas de calentamiento. Las resistencias tubulares presentan un fácil montaje, ya que este tipo de resistencias puede adaptarse a varias formas. Las resistencias tubulares pueden soldarse a diversas superficies metálicas, inclusive pueden fundirse en varios metales.

Desventajas:

Presenta una menor superficie de transferencia de calor en comparación con las resistencias planas, esto ocasiona una menor calidad en la distribución de la temperatura a lo largo de la superficie de calentamiento. Debe existir un montaje cuidadoso de la resistencia sobre la superficie a calentar, de ser posible este tipo de resistencia debe estar presionada contra la superficie de calentamiento con el propósito de mejorar la transferencia de calor y evitar deformaciones de la resistencia.

2.4.2.1.3 Alternativa 3. Calentamiento por resistencias de cartucho (ver Figura 2.7)

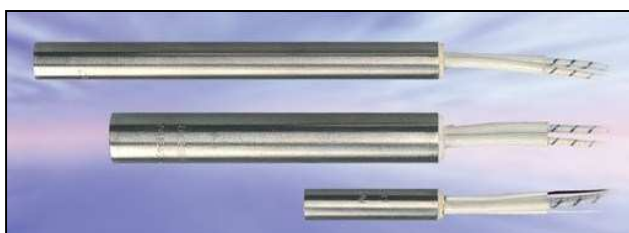


Figura 2.7. Resistencias de cartuchos.

Fuente: <http://www.resistencias-rci.es/acabados-cartuchos.php>

Ventajas:

Alcanza temperaturas de calentamiento de hasta 800 °C. Brinda una amplia área de transferencia de calor al estar insertada en el bloque a calentar.

Desventajas:

Este tipo de resistencias, como deben estar insertadas en las planchas a calentar, se limita su utilización a grandes espesores. Presenta un mayor costo en comparación con las resistencias tubulares. Estas resistencias brindan un calentamiento localizado, hecho que afecta a una distribución uniforme de la temperatura en la superficie de calentamiento.

2.4.2.2 Parámetros para la evaluación de las alternativas

Costo.- Este parámetro nos permite evaluar la relación costo-beneficio de las alternativas propuestas.

Montaje.- Este parámetro nos permite diferenciar la facilidad de montaje de cada una de las alternativas disponibles.

Transmisión de calor.- Este parámetro nos permite evaluar cual alternativa es la que presenta una mejor calidad en la distribución de calor a lo largo de la plancha de calentamiento.

Vida útil.- Este parámetro nos ayuda a relacionar la durabilidad de cada una de las alternativas propuestas.

2.4.2.3 Valoración y factores de incidencia

En la Tabla 2.4 se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.4. Peso específico de cada parámetro de valoración.

CRITERIO	Costo	Montaje	Transmisión de calor	Vida útil	S+1	PONDERACIÓN
Costo		0,5	1	1	3,5	0,35
Montaje	0,5		0	0	1,5	0,15
Transmisión de calor	0	1		0,5	2,5	0,25
Vida útil	0	1	0,5		2,5	0,25
				SUMA	10	1

Costo > Vida útil = Transmisión de calor > Montaje

A continuación, se realizará la valoración de los pesos específicos de cada una de las alternativas en función de cada criterio.

En la Tabla 2.5 se realiza la valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio costo.

Tabla 2.5. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.

COSTO	Resistencias planas	Resistencias tubulares	Resistencias de cartucho	S+1	PONDERACIÓN
Resistencias planas		0	0,5	1,5	0,25
Resistencias tubulares	1		1	3	0,50
Resistencias de cartucho	0,5	0		1,5	0,25
			SUMA	6	1

Resistencias tubulares > Resistencias planas = Resistencias de cartucho

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio montaje, observar Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Peso específico de cada alternativa en base al criterio montaje.

MONTAJE	Resistencias planas	Resistencias tubulares	Resistencias de cartucho	S+1	PONDERACIÓN
Resistencias planas		1	0,5	2,5	0,42
Resistencias tubulares	0		0,5	1,5	0,25
Resistencias de cartucho	0,5	0,5		2	0,33
			SUMA	6	1

Resistencias planas > Resistencias de cartucho > Resistencias tubulares

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio transmisión de calor, ver Tabla 2.7.

Tabla 2.7. Peso específico de cada alternativa en base al criterio transmisión de calor.

TRANSMISIÓN DE CALOR	Resistencias planas	Resistencias tubulares	Resistencias de cartucho	S+1	PONDERACIÓN
Resistencias planas		1	1	3	0,50
Resistencias tubulares	0		0,5	1,5	0,25
Resistencias de cartucho	0	0,5		1,5	0,25
			SUMA	6	1

Resistencias planas > Resistencias de cartucho = Resistencias tubulares

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio vida útil, ver Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Peso específico de cada alternativa en base al criterio vida útil.

VIDA ÚTIL	Resistencias planas	Resistencias tubulares	Resistencias de cartucho	S+1	PONDERACIÓN
Resistencias planas		0	0	1	0,17
Resistencias tubulares	1		0,5	2,5	0,42
Resistencias de cartucho	1	0,5		2,5	0,42
			SUMA	6	1

Resistencias de cartucho = Resistencias tubulares > Resistencias planas

2.4.2.4 Selección de alternativas en base a la valoración

A continuación, se muestran la Tabla 2.9 de conclusiones, la cual sirve para determinar la prioridad de cada alternativa.

Tabla 2.9. Tabla de conclusiones para el sistema de calentamiento.

CONCLUSIÓN	Costo	Montaje	Transmisión de calor	Vida útil	Σ	PRIORIDAD
Resistencias planas	0,088	0,063	0,125	0,042	0,275	1
Resistencias tubulares	0,175	0,038	0,063	0,104	0,275	1
Resistencias de cartucho	0,088	0,050	0,063	0,104	0,200	2

Al observar la Tabla 2.9, se concluye que existen dos opciones para el sistema de calentamiento, la primera opción por resistencias planas y la otra por resistencias tubulares, si se toma en cuenta que la resistencias tubulares tienen un costo inferior y mayor vida útil que las resistencias planas, por esta razón se establece que la mejor opción son las resistencias tubulares.

2.4.3 SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural, es el encargado de soportar los diferentes elementos de la maquina. Este sistema debe estar diseñado de tal forma que resista los esfuerzos generados por el sistema de prensado.

2.4.3.1 Alternativas de diseño del sistema

2.4.3.1.1 Alternativa 1. De montantes o laterales rectos (ver Figura 2.8)



Figura 2.8. Estructura de laterales rectos.

Fuente: <http://www.interempresas.net>

Ventajas:

Estas estructuras pueden trabajar con cargas superiores a la estructura de guías, pero menores que la estructura de cuello de cisne.

Desventajas:

Por la configuración propia de la máquina se requiere mayor espacio en la instalación. Al igual que su facilidad de operación se ve afectada. Requiere un alto costo de fabricación y diseño.

2.4.3.1.2 Alternativa 2. De columnas o guías (ver Figura 2.9)



Figura 2.9. Estructura de columnas guías.

Fuente: <http://www.interempresas.net>

Ventajas:

Permite regular la altura de la mesa de compresión. Esta configuración brinda mayor libertad a los operarios para la utilización de la prensa, así como también para tareas de mantenimiento.

Desventajas:

Este tipo de estructuras en comparación con otro tipo de estructuras no puede trabajar con cargas elevadas.

2.4.3.1.3 Alternativa 3. De cuello de cisne o bastidor tipo "C" (ver Figura 2.10)



Figura 2.10. Estructura de cuello de cisne.

Fuente: <http://www.logismarket.com.ar/prensas-hidraulicas>

Ventajas:

Esta estructura tiene la capacidad de resistir cargas elevadas y presenta una configuración compacta.

Desventajas:

No se puede regular la altura a la que se encuentra ubicada la mesa de compresión. Su mantenimiento se ve afectado por la configuración de la estructura.

2.4.3.2 Parámetros para la evaluación de las alternativas

Costo.- Este parámetro nos permite evaluar la relación costo-beneficio de las alternativas propuestas.

Fabricación.- Este parámetro nos ayuda a estimar que alternativa presenta una menor dificultad en su fabricación.

Ergonomía.- Este parámetro nos permite valorar la comodidad de cada una de las alternativas para el usuario.

Carga a soportar.- Este parámetro nos permite encontrar la alternativa adecuada para soportar las cargas con las cuales va a trabajar la maquina.

Flexibilidad.- Este parámetro nos ayuda a evaluar la facilidad que presenta cada alternativa en su utilización cotidiana, tareas de mantenimiento, etc.

2.4.3.3 Valoración y factores de incidencia

En la Tabla 2.10 se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.10. Peso específico de cada parámetro de valoración.

CRITERIO	Costo	Fabricación	Ergonomía	Cargas a soportar	Flexibilidad	S+1	PONDERACIÓN
Costo		1	1	0	1	4	0,27
Fabricación	0		1	0,5	1	3,5	0,23
Ergonomía	0	0		0	0,5	1,5	0,10
Cargas a soportar	1	0,5	1		1	4,5	0,30
Flexibilidad	0	0	0,5	0		1,5	0,10
					SUMA	15	1

Cargas a soportar > Costo > Fabricación > Ergonomía = Flexibilidad

A continuación, se realizará la valoración de los pesos específicos de cada una de las alternativas en función de cada criterio. La valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio costo se puede apreciar en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.

COSTO	Laterales rectos	Columnas guías	Cuello de cisne	S+1	PONDERACIÓN
Laterales rectos		1	1	3	0,50
Columnas guías	0		1	2	0,33
Cuello de cisne	0	0		1	0,17
			SUMA	6	1

Laterales rectos > Columnas guías > Cuello de cisne

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio fabricación, ver Tabla 2.12.

Tabla 2.12. Peso específico de cada alternativa en base al criterio fabricación.

FABRICACIÓN	Laterales rectos	Columnas guías	Cuello de cisne	S+1	PONDERACIÓN
Laterales rectos		1	1	3	0,50
Columnas guías	0		1	2	0,33
Cuello de cisne	0	0		1	0,17
			SUMA	6	1

Laterales rectos > Columnas guías > Cuello de cisne

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio ergonomía, ver Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Peso específico de cada alternativa en base al criterio ergonomía.

ERGONOMÍA	Laterales rectos	Columnas guías	Cuello de cisne	S+1	PONDERACIÓN
Laterales rectos		0,5	1	2,5	0,42
Columnas guías	0,5		1	2,5	0,42
Cuello de cisne	0	0		1	0,17
			SUMA	6	1

Laterales rectos = Columnas guías > Cuello de cisne

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio cargas a soportar, ver Tabla 2.14.

Tabla 2.14. Peso específico de cada alternativa en base al criterio cargas a soportar.

CARGAS A SOPORTAR	Laterales rectos	Columnas guías	Cuello de cisne	S+1	PONDERACIÓN
Laterales rectos		0	0	1	0,17
Columnas guías	1		0	2	0,33
Cuello de cisne	1	1		3	0,50
				SUMA	6
					1

Cuello de cisne > Columnas guías > Laterales rectos

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio flexibilidad, ver Tabla 2.15.

Tabla 2.15. Peso específico de cada alternativa en base al criterio flexibilidad.

FLEXIBILIDAD	Laterales rectos	Columnas guías	Cuello de cisne	S+1	PONDERACIÓN
Laterales rectos		1	1	3	0,50
Columnas guías	0		0,5	1,5	0,25
Cuello de cisne	0	0,5		1,5	0,25
				SUMA	6
					1

Laterales rectos > Columnas guías = Cuello de cisne

2.4.3.4 Selección de alternativas en base a la valoración

A continuación, se muestra la Tabla 2.16 de conclusiones, la misma que sirve para determinar la prioridad de cada alternativa.

Tabla 2.16. Conclusiones para el sistema estructural.

CONCLUSIÓN	Costo	Fabricación	Ergonomía	Cargas	Flexibilidad	Σ	PRIORIDAD
Laterales rectos	0,133	0,117	0,042	0,050	0,050	0,392	1
Columnas guías	0,089	0,078	0,042	0,100	0,025	0,333	2
Cuello de cisne	0,044	0,039	0,017	0,150	0,025	0,275	3

Al observar la Tabla 2.16, se concluye que la primera opción para el sistema estructural es un bastidor de laterales rectos, la segunda opción es un bastidor con columnas guías, y la última opción es un bastidor en forma de cuello de cisne.

2.4.4 SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN

El sistema de automatización, es el que permite un adecuado control de los parámetros de trabajo (presión, temperatura y tiempo).

Este sistema también es el encargado del encendido y apagado de una serie de elementos de la maquina como: motor eléctrico, válvulas, resistencias eléctricas, etc.

2.4.4.1 Alternativas de diseño del sistema

2.4.4.1.1 Alternativa 1. Automatización por contactores (ver Figura 2.11)



Figura 2.11. Ejemplo de contactores.

Fuente: <http://emisa.com.py/repuestos.htm>

Ventajas

Facilita la distribución de los puestos de paro de emergencia y de los puestos de accionamiento, impidiendo que la máquina se ponga en marcha sin que se hayan tomado todas las precauciones necesarias. Protege al sistema contra las caídas de tensión importantes (apertura instantánea por debajo de una tensión mínima).

Funciona tanto en servicio intermitente como en continuo. Permiten accionar circuitos sometidos a corrientes muy altas, mediante corrientes muy pequeñas. Proporcionan un alto nivel de seguridad para las personas, dado que las maniobras se realizan desde lugares alejados de la carga y las corrientes y tensiones relacionadas con los circuitos de mando son relativamente pequeñas. Permiten controlar y automatizar equipos y máquinas que manejan procesos relativamente complejos mediante la ayuda de dispositivos auxiliares de mando como interruptores de fines de carrera, detectores de proximidad, temporizadores, termóstatos, etc.

Desventajas

Abrasión de los contactos de trabajo por arco voltaico y también oxidación de los contactos. Cuando se requiere automatizar circuitos complejos, se requiere de un gran número de elementos de control, lo cual implica un alto costo en comparación con la utilización de los controladores lógicos programables. Ruidos en el proceso de conmutación. El trabajo de los contactores se ve afectado por suciedades (polvo) en los contactos.

2.4.4.1.2 Alternativa 2. Automatización por PLC (ver Figura 2.12)



Figura 2.12. Ejemplo de un PLC.

Fuente: <http://www.cosmelectric.com/servicios.html>

Ventajas

Los controladores lógicos programables son diseñados para soportar vibraciones, temperatura, humedad y ruido. Las interfaces de entradas y salidas se encuentran dentro del controlador. Los controladores lógicos programables se programan fácilmente. La velocidad de transferencia de datos es alta.

Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado y añadir aparatos. Mínimo espacio de ocupación. Menor coste de mano de obra de la instalación y mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los PLC pueden detectar e indicar averías. Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el PLC puede ser útil para otra máquina o sistema de producción.

Desventajas

Es difícil encontrar errores, especialmente en la programación del PLC y requieren mano de obra experta. Cuando se produce un problema, el tiempo de retención es de carácter indefinido, por lo general mucho tiempo. Mayor costo para controlar tareas muy pequeñas o sencillas.

2.4.4.2 Parámetros para la evaluación de las alternativas

Costo.- Este parámetro nos permite evaluar la relación costo-beneficio de las alternativas propuestas.

Configuración.- Este parámetro nos permite evaluar la dificultad que presenta cada alternativa para su ensamblaje.

Espacio ocupado.- Este parámetro permite relacionar el espacio que requiere cada alternativa para su montaje.

Fiabilidad.- Este parámetro nos permite relacionar la capacidad que tiene cada alternativa para desempeñar la función para la cual fue concebida.

2.4.4.3 Valoración y factores de incidencia

En la Tabla 2.17, se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.17. Peso específico de cada parámetro de valoración.

CRITERIO	Costo	Configuración	Espacio ocupado	Fiabilidad	S+1	PONDERACIÓN
Costo		0,5	1	0,5	3	0,3
Configuración	0,5		1	0	2,5	0,25
Espacio ocupado	0	0		0	1	0,1
Fiabilidad	0,5	1	1		3,5	0,35
				SUMA	10	1

Fiabilidad > Costo > Configuración > Espacio ocupado

A continuación, se realizará la valoración de los pesos específicos de cada una de las alternativas en función de cada criterio.

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio costo, ver Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Peso específico de cada alternativa en base al criterio costo.

COSTO	PLCs	Contactores	S+1	PONDERACIÓN
PLCs		0	1	0,33
Contactores	1		2	0,67
		SUMA	3	1

Contactores > PLCs

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio configuración, ver Tabla 2.19.

Tabla 2.19. Peso específico de cada alternativa en base al criterio configuración.

CONFIGURACIÓN	PLCs	Contactores	S+1	PONDERACIÓN
PLCs		1	2	0,67
Contactores	0		1	0,33

SUMA	3	1
------	---	---

PLCs > Contactores

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio espacio ocupado, ver Tabla 2.20.

Tabla 2.20. Peso específico de cada alternativa en base al criterio espacio ocupado.

ESPACIO OCUPADO	PLCs	Contactores	S+1	PONDERACIÓN
PLCs		1	2	0,67
Contactores	0		1	0,33
		SUMA	3	1

PLCs > Contactores

Valoración del peso específico de cada alternativa en función del criterio fiabilidad, ver Tabla 2.21.

Tabla 2.21. Peso específico de cada alternativa en base al criterio fiabilidad.

FIABILIDAD	PLCs	Contactores	S+1	PONDERACIÓN
PLCs		1	2	0,67
Contactores	0		1	0,33
		SUMA	3	1

PLCs > Contactores

2.4.4.4 Selección de alternativas en base a la valoración

A continuación, se muestra la Tabla 2.22 de conclusiones, la cual sirve para determinar la prioridad de cada alternativa.

Tabla 2.22. Tabla de conclusiones para el sistema de automatización.

CONCLUSIÓN	Costo	Configuración	Espacio	Fiabilidad	Σ	PRIORIDAD
PLCs	0,100	0,167	0,067	0,233	0,567	1
Contactores	0,200	0,083	0,033	0,117	0,433	2

Al observar la Tabla 2.22, se concluye que la mejor opción para el sistema de automatización es la utilización de los controladores lógicos programables.

2.5 SÍNTESIS DE LAS ALTERNATIVAS SELECCIONADAS

Las soluciones obtenidas para cada modulo son las siguientes:

- Módulo 1.- Sistema de prensado hidráulico.
- Módulo 2.- Sistema de calentamiento por resistencias planas.
- Módulo 3.- Sistema estructural por laterales rectos.
- Módulo 4.- Sistema de automatización mediante controladores lógicos programables.

2.6 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA A CONSTRUIR

La maquina a construir consta de cuatro módulos de trabajo los cuales son: sistema de prensado, sistema de calentamiento, sistema estructural y un sistema de control y automatización, como se puede observar en la Figura 2.13.

El sistema de prensado está compuesto por elementos hidráulicos, que en conjunto, permiten la obtención de la presión necesaria para el trabajo con los diferentes tipos de entretelas que se utilizan para la formación de los puños y cuellos de camisas. El sistema de prensado debe permitir una distribución uniforme en la placa de prensado en un rango de 0.25 – 0.5 (Kg/cm²).

Para el sistema de calentamiento se utilizan resistencias eléctricas tubulares, la distribución de las resistencias a lo largo de la placa de calentamiento, debe permitir una distribución uniforme de la temperatura. Para garantizar el correcto funcionamiento de las resistencias tubulares, estas deben estar presionadas contra la placa de calentamiento.

El sistema estructural es básicamente un bastidor con laterales rectos, el bastidor es el encargado de soportar las cargas generadas por el sistema de prensado, y además deben contar con una serie de espacios para el montaje de los sistemas de prensado, calentamiento y de automatización.

El sistema de automatización y control, estará compuesto por un controlador lógico programable, este elemento es el encargado de controlar el proceso de prensado y calentamiento.

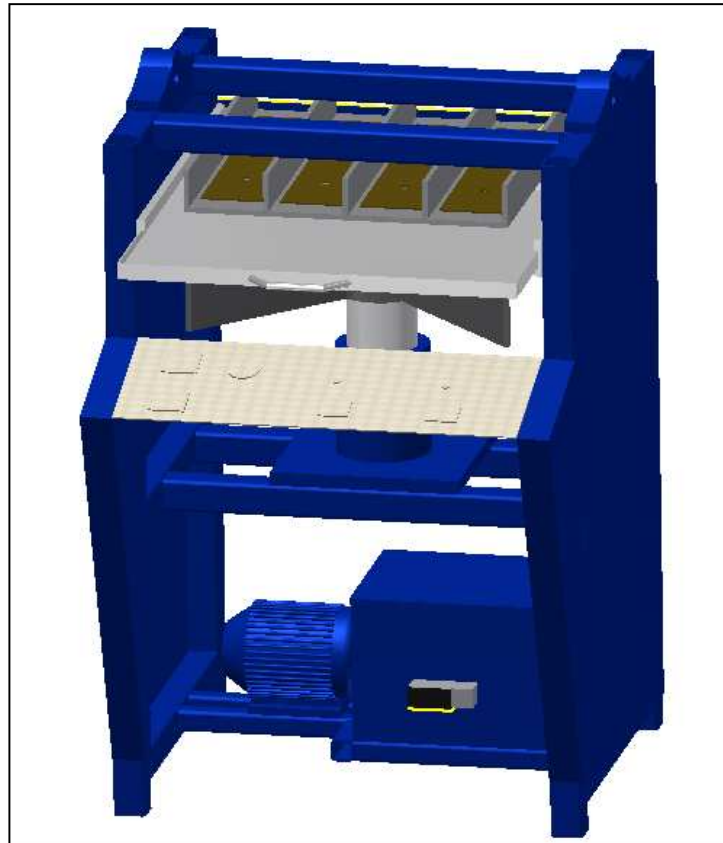


Figura 2.13. Esquema general de la máquina a construir.

CAPITULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

3.1.1 CONSIDERACIONES GENERALES

Para iniciar el diseño del sistema estructural, se hace necesario enunciar los criterios básicos en base a los cuales serán dimensionados los diferentes elementos del sistema. Estos criterios son los siguientes:

Para el diseño del sistema estructural, se toman en cuenta aspectos como la carga máxima que debe desarrollar la máquina, el tamaño de la superficie de prensado-calentamiento, y el espacio necesario para el montaje de los sistemas: hidráulico, de control y calentamiento.

El diseño de los elementos principales del sistema estructural, se basará en la resistencia mecánica de los materiales a utilizar y las deflexiones máximas permisibles que garanticen un adecuado proceso de prensado.

Cabe recalcar que la máquina realiza un proceso combinado de prensado y calentamiento, por esta razón, el material del elemento que contenga la superficie de calentamiento será aluminio, ya que el aluminio posee una alta capacidad para la transmisión de calor, y una resistencia mecánica adecuada para soportar la carga desarrollada por la máquina dentro de un rango permisible de deformación.

En lo posible, el material a utilizarse para la construcción del sistema es el acero estructural A-36, a excepción de la plancha de calentamiento.

Los esfuerzos máximos permisibles para el diseño del sistema estructural se establecen de acuerdo a las Normas AISC.

La secuencia del diseño dependerá de los datos disponibles, tanto en cargas como en dimensiones, se procederá a diseñar en primer lugar a aquellos elementos que

puedan ser dimensionados en su totalidad, para luego proceder a diseñar los elementos restantes en función de la información obtenida.

Para iniciar con el diseño de los elementos del sistema estructural, se utiliza el esquema de la Figura 3.1, que muestra los elementos principales del sistema estructural y su disposición.

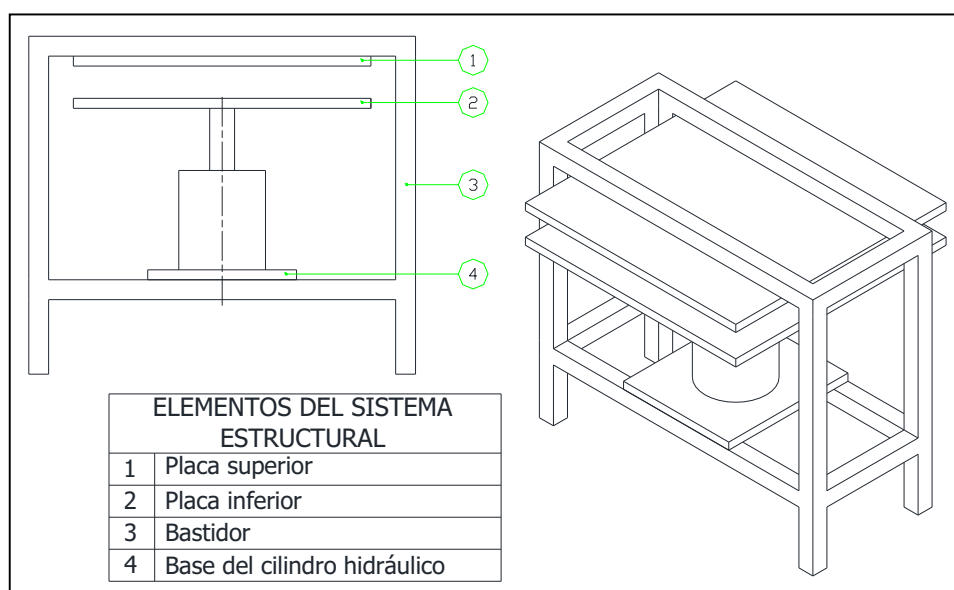


Figura 3.1. Esquema general del sistema estructural.

3.1.2 PLACA SUPERIOR DE PRENSADO – CALENTAMIENTO

3.1.2.1 Separación óptima de las vigas superiores

Los datos de área y presión de trabajo, son suficientes para iniciar con el diseño de las placas de prensado y calentamiento. En base a las especificaciones técnicas generales de la máquina, indicadas en la Tabla 2.3, se conoce que el área del proceso de prensado y calentamiento es de $80 \times 50 \text{ cm}^2$, y que la presión máxima de trabajo es de $0,5 \text{ Kg/cm}^2$.

Al ser el operario de la máquina, el encargado de posicionar el conjunto tela – entretela. La placa superior es la que debe realizar el proceso de calentamiento, ya que dependiendo del material de la entretela, exige temperaturas superiores a los

100 °C. Temperaturas que podrían ocasionar quemaduras al operario, si está en contacto directo con la placa.

El material elegido para la placa superior es el aluminio, este material posee un buen coeficiente de transmisión de calor y una resistencia mecánica adecuada para el trabajo de prensado a realizar.

La Figura 3.2 muestra la disposición de la placa de calentamiento en el bastidor, este esquema será utilizado para el dimensionamiento de la placa.

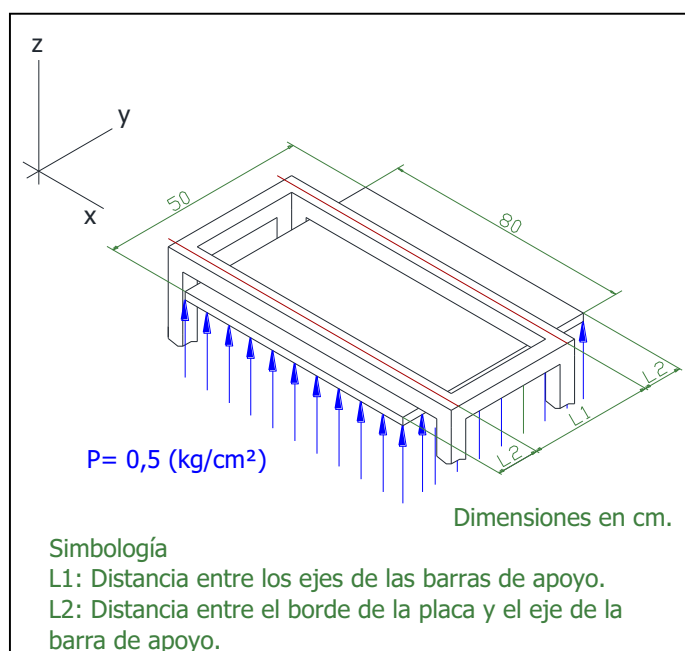


Figura 3.2. Esquema de la placa de calentamiento.

En base al estado de carga y apoyos mostrado en la Figura 3.2, se asume que la placa se comporta como una viga simplemente apoyada, cuyos apoyos se encuentran a una distancia de separación L_1 . Se toma este caso como base para el análisis de la placa, porque en el plano yz se presentarán los esfuerzos y deformaciones más críticas de la placa.

Se asume que la presión estará uniformemente distribuida a lo largo de la placa, se puede cumplir con esta condición sí las deformaciones ocasionadas por la carga son pequeñas.

La representación de carga asumida para la placa de calentamiento se muestra en la Figura 3.3.

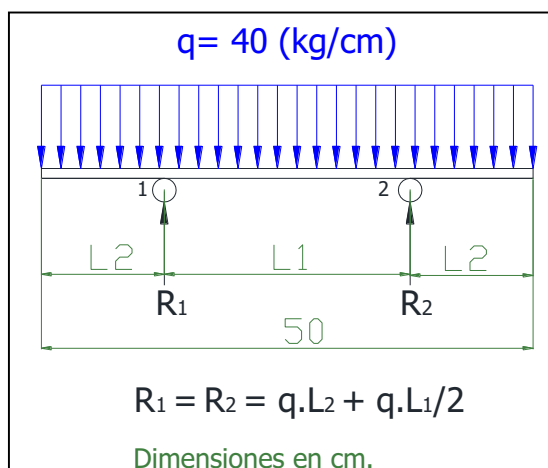


Figura 3.3. Estado de carga de la placa de calentamiento.

La distancia entre las barras de apoyo L_1 , debe ser aquella que ocasione el menor momento flector a lo largo de toda la placa. Por esta razón se incurre en la necesidad de encontrar una función que relacione los momentos flectores máximos en la placa y la distancia L_1 .

En la Figura 3.4 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la placa en función de las distancias L_1 y L_2 ; en donde se observa que existen dos momentos que podrían tornarse críticos, dependiendo del valor de las distancias L_1 y L_2 . El valor de estos momentos viene dado por las siguientes ecuaciones:

$$M_1 = -q \cdot \frac{L_2^2}{2}$$

Ec.[3.1]

$$M_2 = -q \cdot \frac{L_2^2}{2} + q \cdot \frac{L_1^2}{8}$$

Ec.[3.2]

En donde:

M_1 = Primer momento crítico en la placa (kg.cm).

M_2 = Segundo momento crítico en la placa (kg.cm).

L_1 = Distancia entre los ejes de las vigas de apoyo (cm).

L_2 = Distancia del extremo de la placa al eje de la viga de apoyo (cm).

q = Carga distribuida uniformemente a lo largo de la placa (40 kg/cm).

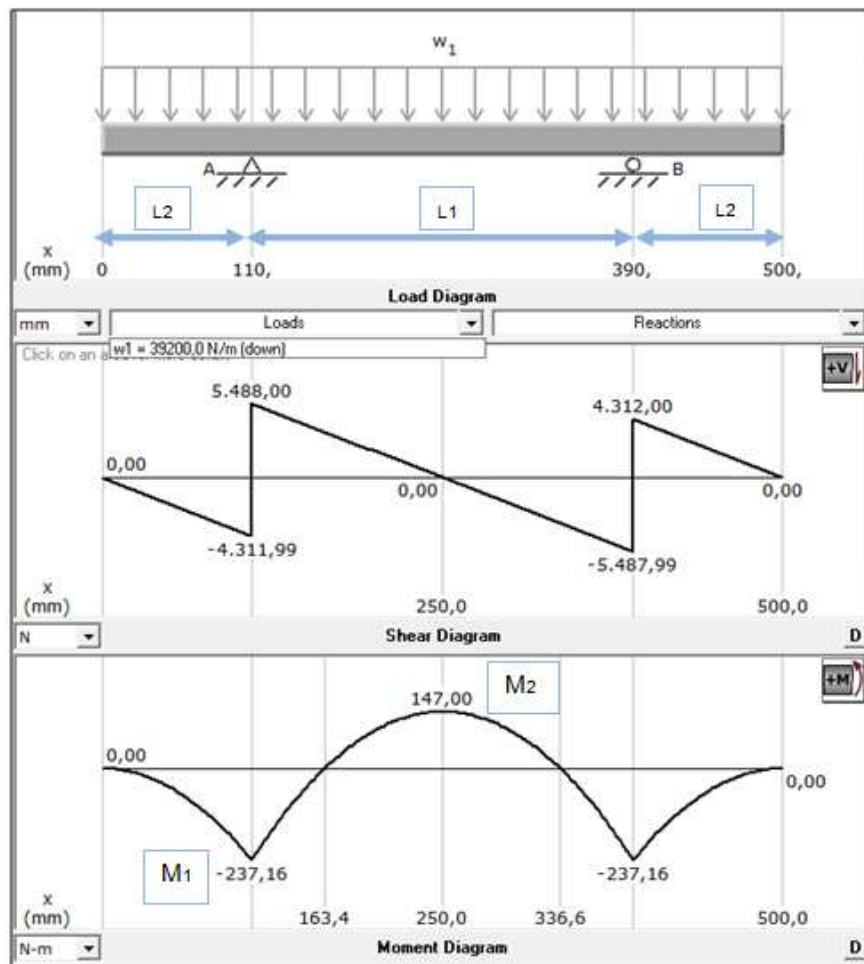


Figura 3.4. Fuerza cortante y momento flector en la placa superior.

En la Tabla 3.1, se muestran los valores de los momentos críticos en función de los valores de L_1 y L_2 , para una carga uniformemente distribuida de 40 Kg/cm.

Tabla 3.1. Momentos críticos en función de las distancias L_1 y L_2 .

L_1 (cm)	L_2 (cm)	M_1 (Kg.cm)	M_2 (Kg.cm)
15	17,5	-6125	-5000
20	15,0	-4500	-2500
25	12,5	-3125	0
26	12,0	-2880	500
27	11,5	-2645	1000
28	11,0	-2420	1500
29	10,5	-2205	2000
30	10,0	-2000	2500
31	9,5	-1805	3000
32	9,0	-1620	3500
33	8,5	-1445	4000
34	8,0	-1280	4500
35	7,5	-1125	5000
40	5,0	-500	7500

En la Tabla 3.1, se observa que la distancia óptima de separación de las vigas de apoyo es de 28 cm, ya que con esta distancia se alcanzan la mejor distribución y los valores más bajos para los momentos críticos M_1 (-2420 kg.cm) y M_2 (1500 kg.cm). Con la distancia óptima de separación de las vigas se procede a un diseño en base a la deflexión.

3.1.2.2 Diseño en base a la deflexión¹⁰

Se realiza un diseño en base a la deflexión debido al tipo de trabajo que realiza la maquinaria, donde el conjunto a ser prensado (tela-entretela) tiene espesores muy pequeños, por lo cual la deflexión producida por las placas de prensado debe ser mínima.

¹⁰ MC CORMACK, (1976), "Diseño de estructuras metálicas", Representaciones y servicios de ingeniería, México, pág. 489.

La deflexión permisible, para los casos donde se soporta maquinaria delicada o precisa, las deformaciones máximas pueden quedar limitadas a 1/1500 o 1/2000 de la longitud del claro. Los valores mencionados son para deflexiones cuando se trabaja con acero, ya que no existen valores para el estudio de deflexión para el aluminio se asumen los valores antes mencionados.

$$Y_{(\text{máx.p})} = \frac{L_f}{1500}$$

Ec.[3.3]

En donde:

$Y_{(\text{Máx.p})}$ = deflexión máxima permisible en la placa (cm).

L_f = longitud de la flecha (cm).

Por lo cual la deflexión máxima permisible para una flecha de 28 cm es de 0,0187 cm.

El modulo de elasticidad del aluminio comercial A356.0 (AlSi8Cu3) es de 72.4 GPa¹¹ ó 738775.510 kg/cm², debido a que nuestra placa va a trabajar a una temperatura máxima aproximada de 200 °C, el modulo de elasticidad a utilizar es de 65.16 GPa ó 664897.96 kg/cm² como se observa en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Dependencia del modulo de elasticidad con la variación de temperatura.

Temperatura	°C	-195	-85	-29	24	100	149	204	260
	K	78	188	244	297	373	422	477	533
Relación	%	112	105	102	100	98	95	90	80

Fuente: Manual del aluminio, W. Hufnagel

Si se analiza la sección transversal de la placa, ver Figura 3.5, se puede hallar una relación entre la inercia de la placa y su espesor.

¹¹ ASM Metals HandBook, Volume 2, "Properties and Selection-Nonferrous Alloys and Special-Purpose", PDF, pág. 623.

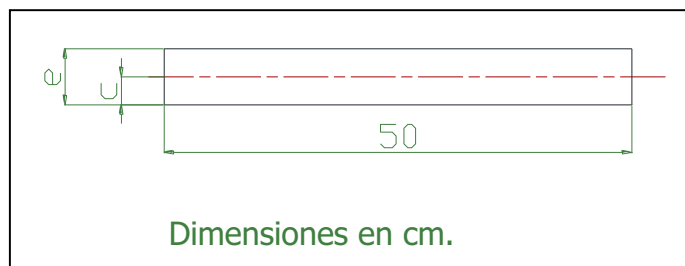


Figura 3.5. Sección transversal de la placa superior.

Para determinar la inercia de la sección transversal se aplica la siguiente expresión:

$$I = b \cdot h^3 / 12$$

Ec.[3.4]

En donde:

I = Inercia de la sección transversal de la placa (cm⁴).

b = Base de la sección transversal (cm).

h = Altura de la sección transversal (cm).

De esta manera, la inercia de la sección transversal de la placa, en función de su espesor es:

$$I = 25/6 \cdot e^3 \text{ (cm}^4\text{)}$$

Tabla 3.3. Inercia de la placa.

e(cm)	Inercia (cm ⁴)
0,50	0,52
0,75	1,76
1,00	4,17
1,25	8,14
1,50	14,06
1,75	22,33
2,00	33,33

Para iniciar el diseño en base a la deflexión, se parte de la utilización de una placa de aluminio de 10 (mm) de espesor cuya inercia es de $4.17 \text{ (cm}^4\text{)}$, como se indica en la Tabla 3.3.

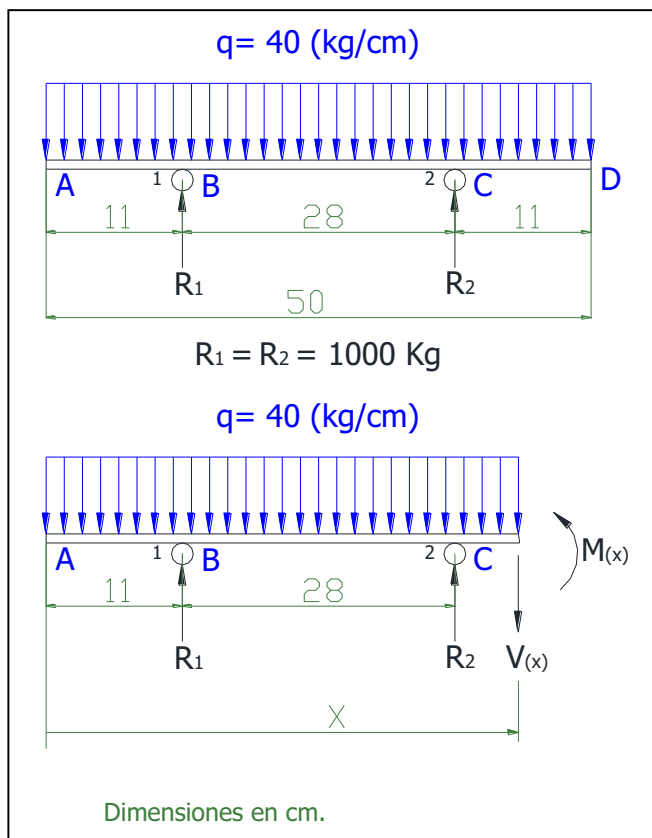


Figura 3.6. Estado de cargas para el corte de la placa de calentamiento.

En la Figura 3.6 se observa el corte de la viga, lo que nos permite realizar un análisis para determinar la función que describe el momento flector $M(x)$, por medio del método de la integración y el uso de las funciones de singularidad se puede obtener la deflexión máxima y el ángulo de giro en la viga.

$$M_{(x)} = -20 \cdot X^2 + 1000 \langle X - 11 \rangle + 1000 \langle X - 39 \rangle$$

Ec.[3.5]

En donde:

$M_{(x)}$ = Momento flector (kg.cm)

X = Posición donde se evalúa el momento flector (cm).

Para determinar la deflexión máxima de la placa se utiliza la ecuación general de momentos:

$$EI \frac{\delta^2 y}{\delta x^2} = M_{(x)} = -20.X^2 + 1000 \langle X - 11 \rangle + 1000 \langle X - 39 \rangle$$

Ec.[3.6]

Resolviendo la ecuación general de momentos se obtiene las ecuaciones para el ángulo de giro y la deflexión máxima en la placa.

$$EI \theta_{(x)} = -20. \frac{X^3}{3} + 500 \langle X - 11 \rangle^2 + 500 \langle X - 39 \rangle^2 + 6166,67$$

Ec.[3.7]

En donde:

$\theta_{(x)}$ = Ángulo de giro de la placa (Rad).

E = Módulo de elasticidad del aluminio. E= 664897.96 (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa el giro (cm).

$$EI Y_{(x)} = -5. \frac{X^4}{3} + \frac{500 \langle X - 11 \rangle^3}{3} + \frac{500 \langle X - 39 \rangle^3}{3} + 6166,7.X - 43431,7$$

Ec.[3.8]

En donde:

$Y_{(x)}$ = Deflexión de la placa (cm).

E = Módulo de elasticidad del acero aluminio. E= 664897.96 (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa la deflexión (cm).

Con la Ec.[3.8] se calcula la deflexión máxima producida en el centro de la viga a 25 cm de distancia de su origen.

$$Y_{\text{máx}}(25) = \frac{-82973,25}{EI} = -0,0299 \text{ cm}$$

Ec.[3.9]

La deflexión máxima es 0,0299 cm, la cual fue calculada en función a la inercia obtenida en el Tabla 3.3. La misma que sobrepasa en gran numero al límite de la deflexión permisible establecida en la Ec.[3.3] igual a 0,0187 cm.

El cálculo de la inercia mínima requerida para cumplir con la deflexión permisible se realiza con la ayuda de la Ec.[3.9].

$$I_{\text{min}} = 6.67 \text{ cm}^4$$

Ec.[3.10]

La inercia obtenida en la Tabla 3.3 es menor con relación a la inercia obtenida en el diseño en base a la deflexión, se procede a realizar un rediseño de la placa superior de calentamiento para poder acercarnos a la inercia mínima requerida en la Ec.[3.10] y llegar a la deflexión máxima permisible.

Por la razón anteriormente mencionada se propone la utilización de rigidizadores que permitan incrementar el momento de inercia de la sección transversal de la placa superior y con ello disminuir la deflexión presente en la placa. La configuración geométrica propuesta se muestra en la Figura 3.7 en el diseño estático.

3.1.2.3 Diseño estático

Al conocer los valores de los momentos críticos aplicados sobre la configuración geométrica de la placa, indicados en la Tabla 3.1, es posible determinar sus dimensiones, utilizando los criterios de resistencia admisible del material y deformación máxima permisible.

El esfuerzo máximo ocasionado por la flexión de la placa se calcula en base a la siguiente ecuación:¹²

$$\sigma_b = M \cdot c / I$$

Ec.[3.11]

En donde:

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Kg/cm²).

M = Momento máximo de flexión en la placa (2420 Kg.cm).

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa (cm).

I = Inercia de la sección transversal de la placa (cm⁴).

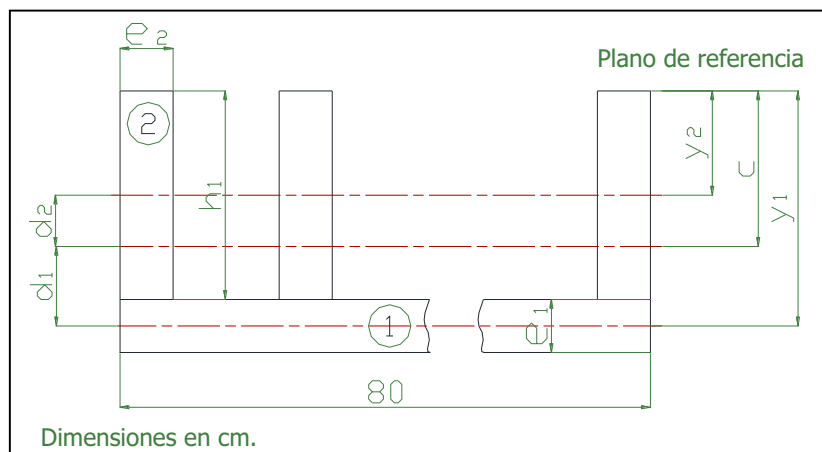


Figura 3.7. Sección transversal de la placa superior rigidizada.

La Figura 3.7 muestra la sección transversal propuesta para la placa, esta sección está compuesta por dos elementos. La placa horizontal (1) y los rigidizadores verticales (2).

Tomando como referencia al plano superior de la placa, el centroide de toda la sección se encuentra localizado a una distancia c, que corresponde al valor

¹² BUDYNAS, NISBETT, (2008), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va Edición, Mc Graw Hill, México, pág. 85-86.

necesario para la Ec.[3.11], que sirve para encontrar el esfuerzo máximo en la placa.

El centroide de la sección transversal compuesta, se encuentra con la siguiente expresión.¹³

$$C = \frac{[A_1 \cdot y_1 + N \cdot A_2 \cdot y_2]}{[A_1 + N \cdot A_2]}$$

Ec.[3.12]

En donde:

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

A₁= Área de la placa base (cm²).

A₂= Área del rigidizador (cm²).

Y₁= Distancia entre el plano de referencia al centroide de la placa base (cm).

Y₂= Distancia entre el plano de referencia al centroide del rigidizador (cm).

N= Número de rigidizadores a utilizar en la sección compuesta.

Con la ayuda de la Figura 3.7, se reemplazan los valores correspondientes en la Ec.[3.12], y se puede obtener la siguiente relación:

$$c = \frac{[80 \cdot e_1^2 + 160 \cdot e_1 \cdot h_1 + N \cdot e_2 \cdot h_1^2]}{[160 \cdot e_1 + 2 \cdot N \cdot e_2 \cdot h_1]}$$

Ec.[3.13]

En donde:

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

e₁ = Espesor de la placa base (cm).

e₂= Espesor de los rigidizadores (cm).

h₁= Altura de los rigidizadores (cm).

N= Número de rigidizadores a utilizar en la sección compuesta.

¹³ TIMOSHENKO, GERE, (1974) "Mecánica de materiales", 2da Edición, Ethea, México, pág. 547.

Como se puede apreciar, el valor de c depende de tres parámetros, el espesor de la placa, la altura y el número de los rigidizadores.

El siguiente paso a realizar, es la determinación de la inercia de la sección transversal compuesta, su valor se encuentra con la siguiente expresión.

$$I = I_1 + A_1 \cdot d_1^2 + N \cdot I_2 + N \cdot A_2 \cdot d_2^2$$

Ec.[3.14]

En donde:

I = Inercia de la sección transversal compuesta de la placa (cm^4).

I_1 = Inercia de la sección transversal de la placa base (cm^4).

I_2 = Inercia de la sección transversal de los rigidizadores (cm^4).

A_1 = Área de la placa base (cm^2).

A_2 = Área del rigidizador (cm^2).

D_1 = Distancia entre los centroides de la sección compuesta y la placa base (cm).

D_2 = Distancia entre los centroides de la sección compuesta y el rigidizador (cm).

N = Número de rigidizadores a utilizar en la sección compuesta.

Con la ayuda de la Figura 3.7, se reemplazan los valores correspondientes en la Ec.[3.14], y se puede obtener la siguiente relación:

$$I = \frac{80 \cdot e_1^3}{12} + 80 \cdot e_1 \cdot \left(h_1 + \frac{e_1}{2} - c\right)^2 + \frac{N \cdot e_2 \cdot h_1^3}{12} + N \cdot e_2 \cdot h_1 \left(c - \frac{h_1}{2}\right)^2$$

Ec.[3.15]

En donde:

I = Inercia de la sección transversal compuesta de la placa (cm^4).

e_1 = Espesor de la placa base (cm).

e_2 = Espesor de los rigidizadores (cm).

h_1 = Altura de los rigidizadores (cm).

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

N= Número de rigidizadores a utilizar en la sección compuesta.¹⁴

Si se observan detenidamente la Ec.[3.13] y la Ec.[3.15], se puede apreciar que están íntimamente ligadas, de hecho, el valor de la Ec.[3.15], depende del valor arrojado por la Ec.[3.13]. Por esta razón se procede a asignar una serie de valores para el espesor de la placa, la altura y el número de los rigidizadores; para poder obtener los valores de distancia al centroide e Inercia de la sección transversal compuesta, y con estos valores encontrar el esfuerzo a flexión máximo con la Ec.[3.11] y el factor de seguridad a la flexión con la siguiente expresión:

$$\eta_b = S_y / \sigma_b$$

Ec.[3.16]

En donde:

n_b = Factor de seguridad a la flexión.

S_y = Límite de fluencia del material a la flexión (Mpa).

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Mpa).¹⁵

Tabla 3.4. Resistencia a la fluencia en función de la variación de temperatura.

Temperature		Tensile strength		Yield strength		Elongation
°C	°F	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi	%
Sand castings						
-28	-18	227	33	165	24	3.5
24	75	227	33	165	24	3.5
100	212	220	32	165	24	4
150	300	160	23	138	20	6
205	400	83	12	58	8.5	18
260	500	53	7.5	35	5	35
315	600	28	4	21	3	60
371	700	17	2.5	14	2	80

Fuente: Metal Handbook, Volumen 2, pág 621.

¹⁴ MERIAM J., (1976), "Estática", 2da Edición, Reverte S.A., España, pág. 379-394.

¹⁵ BUDYNAS, NISBETT, (2008), "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", 8va Edición, Mc Graw Hill, México, pág. 17-18.

El aluminio a utilizar es A356.0 T6 (AlSi8Cu3), su resistencia a la fluencia es de 58 Mpa ya que la placa va a trabajar a una temperatura aproximada máxima de 200 °C, como se puede observar en la Tabla 3.4. Si se reemplaza este valor en la Ec.[3.16] y utilizando los valores obtenidos del esfuerzo máximo de flexión, se puede hallar el factor de seguridad a la flexión en función del espesor de la placa de aluminio.

A continuación, en la Tabla 3.5, se indican algunos de los valores obtenidos para el esfuerzo y factor de seguridad a la flexión.

Tabla 3.5. Esfuerzo de flexión y factor de seguridad para diferentes parámetros de la placa base y rigidizadores.

e_1 (cm)	e_2 (cm)	h_1 (cm)	N	c (cm)	I (cm ⁴)	σ_b (Kg/cm ²)	σ_b (Mpa)	η_b
1	2	2	2	2,29	22,35	248,28	24,33	2,38
1	2	3	2	3,11	51,88	145,22	14,23	4,08
1	2	4	2	3,89	101,26	93,06	9,12	6,36
1	2	2	3	2,21	29,94	178,6	17,5	3,31
1	2	3	3	2,97	70,61	101,81	9,98	5,81
1	2	4	3	3,69	137,52	64,92	6,36	9,12
1	2	2	4	2,14	36,77	140,59	13,78	4,21
1	2	3	4	2,85	87,03	79,28	7,77	7,46
1	2	4	4	3,52	168,78	50,53	4,95	11,72
1	2	2	5	2,07	42,98	116,64	11,43	5,07
1	2	3	5	2,75	101,67	65,46	6,41	9,05
1	2	4	5	3,39	196,39	41,76	4,09	14,18

La Tabla 3.5, se desarrolló únicamente para espesores de 1 cm, porque para espesores menores se dificulta el montaje de la placa y de las resistencias eléctricas.

La configuración de la sección transversal compuesta a utilizar, ver Figura 3.8, es la siguiente:

- Placa base de 80x50 cm con un espesor de 1 cm.
- Cuatro rigidizadores de 4 cm de alto, 50 cm de largo y 2 cm de espesor.

Se elige esta configuración, porque presenta un factor de seguridad adecuado, cercano a 12, esto garantiza que la placa no fallará estáticamente, se elige un factor de seguridad muy alto ya que no se sabe exactamente la variación de la resistencia del aluminio al aumentar la temperatura.

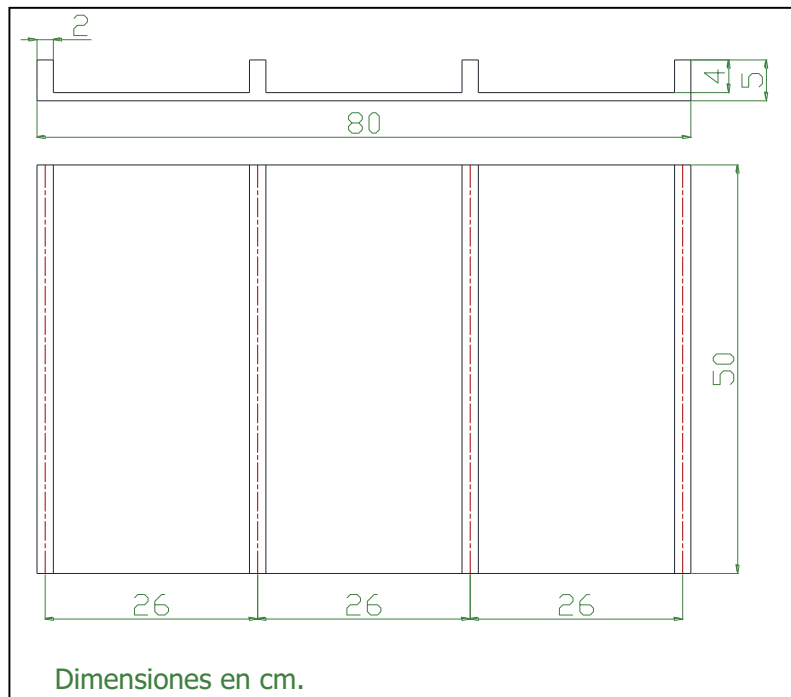


Figura 3.8. Configuración final de la placa superior.

3.1.2.3.1 Deflexión máxima

Con la ayuda de la ecuación [3.9],

$$Y_{\text{máx}}(25) = \frac{-82973,25}{EI}$$

y la inercia establecida en la Tabla 3.5 se determina la deflexión máxima, la misma que es mucho menor que la deflexión máxima permisible de la Ec.[3.3]

$$Y_{(\text{Máx.p})} = 0,0187 \text{ cm}$$

$$Y_{\text{máx}}(25) = 0,0007 \text{ cm} \ll Y_{(\text{Máx.p})}$$

Ec.[3.17]

Por lo tanto se concluye que este diseño cumple con la condición de deflexión permisible establecida anteriormente.

3.1.2.4 Diseño dinámico¹⁶

Se debe realizar una verificación de la resistencia dinámica de la placa, ya que esta va a estar sometida a cargas variables en el transcurso del tiempo.

En la Figura 3.9 se indica la variación del esfuerzo de flexión máximo respecto al tiempo en el que se realiza el proceso de prensado.

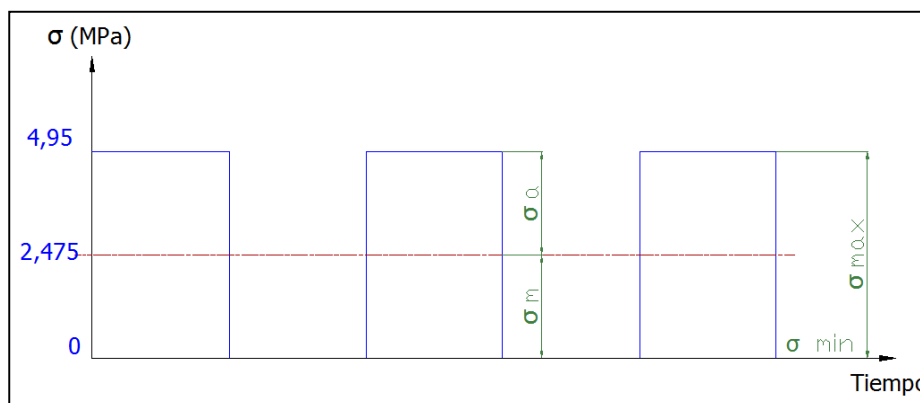


Figura 3.9. Esfuerzo de flexión generado durante el proceso de prensado.

La Figura 3.9, muestra que la variación del esfuerzo en función del tiempo se da en forma de pulsos, pero para el análisis de fatiga, se puede considerar como una senoide, de esta manera, de la gráfica indicada se pueden obtener los siguientes datos:

$$\sigma_{\text{máx}} = 4,95 \text{ (MPa)} \quad \text{y} \quad \sigma_{\text{mín}} = 0 \text{ (Mpa)}$$

¹⁶ BUDYNAS, NISBETT, (2008), "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", 8va Edición, Mc Graw Hill, México, pág. 274-300.

Para el análisis de la resistencia a la fatiga de la placa, se utilizará el criterio de Goodman modificado, para continuar con el análisis es necesario conocer la amplitud de los esfuerzos y el esfuerzo medio sobre la placa, sus valores se determinan con las siguientes expresiones:

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}})/2$$

Ec.[3.18]

En donde:

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (MPa).

σ_{min} = Esfuerzo mínimo (MPa).

Reemplazando valores correspondientes se tiene que: $\sigma_m = 2,475$ (MPa).

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}})/2$$

Ec.[3.19]

En donde:

σ_a = Amplitud de los esfuerzos (MPa).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (MPa).

σ_{min} = Esfuerzo mínimo (MPa).

Reemplazando valores correspondientes se tiene que: $\sigma_a = 2,475$ (MPa).

Ahora queda por determinar la resistencia a la fatiga del elemento, ya que no existe un estudio de límite de resistencia a la fatiga para las aleaciones de aluminio, los factores para el cálculo del S_e , se obtienen de acuerdo a las siguientes relaciones, tomadas de la octava edición del manual de diseño mecánico de Shigley para el acero.

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

Ec.[3.20]

En donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento (MPa).

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta (MPa).

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f = Factor de efectos diversos.

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta se determina en base a la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Límite de resistencia a la fatiga de la probeta.

Temper	Tensile strength		Yield strength		Elongation ^(a)	Hardness ^(b)	Shear strength		Fatigue strength ^(c)		Compressive yield strength	
	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi	%	HB	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi
Sand cast												
T51	172	25	140	20	2.0	60	140	20	55	8.0	145	21
T6	228	33	165	24	3.5	70	180	26	60	8.5	170	25
T7	234	34	205	30	2.0	75	165	24	62	9.0	215	31
T71	193	28	145	21	3.5	60	140	20	60	8.5	150	22

Fuente: Metal Handbook, pág. 620

El material utilizado es la aleación de aluminio A356.0 T6 cuyo límite de resistencia a fatiga de la probeta para este material es de 60 MPa o 8,5 Ksi como se indica en la Tabla 3.6.

Realizando un análisis del cambio de resistencia con la variación de la temperatura en la Tabla 3.4, se puede concluir que existe una disminución del 70% en la resistencia última y de fluencia del material, por lo cual se asume que el límite de resistencia a la fatiga del material también disminuye en un 70%, el cual es de 18 MPa.

Factor de superficie: El factor de superficie se encuentra con la ayuda de la Figura 3.10, que está en función de la rugosidad superficial y el esfuerzo ultimo a la tensión, la cual para el aluminio fresado varía entre $1 - 6 \mu\text{m}$ ¹⁷ y 83 MPa respectivamente.

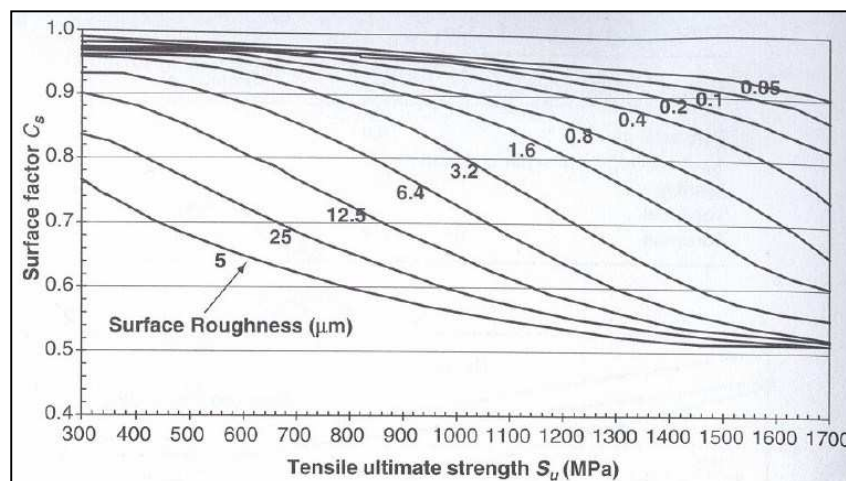


Figura 3.10. Factor de corrección por rugosidad superficial.

Fuente: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>

Realizando una aproximación de las líneas de superficies rugosas en la Figura 3.10 se puede observar que el factor de superficie puede ser 0.95

$K_a = 0,95$. (Superficie maquinada, $S_{ut} = 83 \text{ MPa}$)

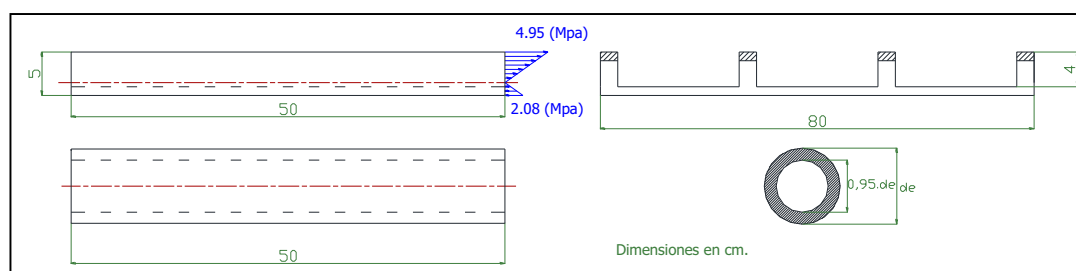


Figura 3.11. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más de esfuerzo máximo.

¹⁷ http://ocw.upm.es/expresion-grafica-en-la-ingenieria/ingenieria-grafica-metodologias-de-diseno-para-proyectos/Teoria/LECTURA_COMPLEMENTARIA/MATERIALES/acabados.pdf

Factor de tamaño: Para poder hallar el factor de corrección por el tamaño del elemento, se hace necesario encontrar el diámetro efectivo de la placa, que corresponde al volumen de material sometido a un esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo. La Figura 3.11, muestra los volúmenes equivalentes de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo.

De acuerdo a la Figura 3.11, el volumen de la placa sometido al 95% o más del esfuerzo máximo es de 280 cm^3 .

Este volumen debe ser igual al volumen de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo del eje equivalente.

$$280 = \pi(d_e^2 - (0,95 \cdot d_e)^2) \cdot 20$$

Ec.[3.21]

En donde:

d_e = diámetro equivalente del eje (cm).

Despejado el valor del diámetro equivalente, se tiene que su valor es de 8.55 (cm).

Para el valor del diámetro equivalente encontrado, la expresión correspondiente para hallar el factor de corrección por tamaño es la siguiente:

$$K_b = 1,51 \cdot d_e^{-0,157} = 0,75$$

Ec.[3.22]

Factor de confiabilidad:

$$K_c = 1 \text{ (Confiabilidad del 50\%)}$$

Factor de temperatura: La temperatura de trabajo aproximada máxima es de $200 \text{ }^\circ\text{C}$ o $392 \text{ }^\circ\text{F}$. El factor de temperatura se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$k_d = 0,975 + 0,432 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{°F}} - 0,115 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{°F}}^2 + 0,104 \cdot 10^{-8} \cdot T_{\text{°F}}^3 - 0,595 \cdot 10^{-12} \cdot T_{\text{°F}}^4$$

Ec.[3.23]

En donde:

$T_{°F}$ = temperatura en grados Fahrenheit.

Para: $70 \leq T_{°F} \leq 1000$

$20 \leq T_{°C} \leq 540$

$$K_d = 0.99$$

Factor de modificación por concentración de esfuerzos:

$$K_e = 1$$

Factor de efectos diversos:

$$K_f = 1$$

Al conocer todos los parámetros de la ecuación [3.20]

$$S_e = 18 \text{ (MPa)} * 0,95 * 0,75 * 1 * 0.99 * 1 * 1$$

El límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$\mathbf{S_e = 12,7 \text{ (MPa).}}$$

Ec.[3.24]

Como ya se conocen el esfuerzo medio, la amplitud de los esfuerzos, y el límite de resistencia a la fatiga del elemento, se puede construir el diagrama de Goodman modificado para obtener el factor de seguridad del elemento a fatiga.

Valores obtenidos:

$$\sigma_m = 2,475 \text{ (MPa).}$$

$$\sigma_a = 2,475 \text{ (MPa).}$$

$$S_e = 12,7 \text{ (MPa).}$$

$$S_{ut} = 83 \text{ (MPa).}$$

$$S_y = 58 \text{ (MPa).}$$

En la Figura 3.12 se pueden observar los valores obtenidos para los distintos esfuerzos, también nos ayuda a encontrar la ecuación para el Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio.

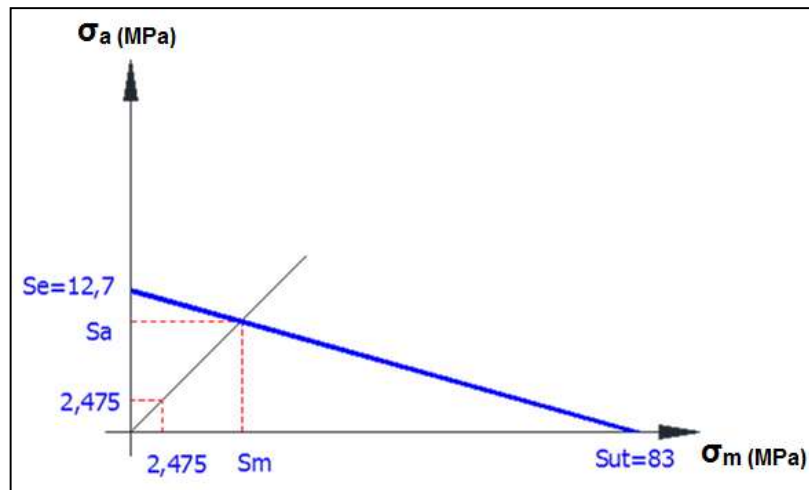


Figura 3.12. Diagrama de Goodman modificado.

El factor de seguridad para vida infinita se expresa según la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

Ec.[3.25]

En donde:

n = Factor de seguridad a la fatiga del elemento.

S_m = Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio (MPa).

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

Falta por determinar el valor de S_m , este valor se lo puede hallar con la siguiente expresión:

$$S_m = S_e / \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}} \right)$$

Ec.[3.26]

En donde:

S_m = Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio (MPa).

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento (MPa).

S_{ut} = Límite de fluencia del material (MPa).

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

σ_a = Amplitud de los esfuerzos (MPa).

Con los valores disponibles y la Ec.[3.26] se tiene que el valor de S_m es:

$$S_m = 11,01(\text{Mpa})$$

Finalmente, utilizando la Ec.[3.25] el factor de diseño dinámico es de:

$$n = \frac{11,01}{2,475} = 4,45$$

El factor de seguridad de diseño dinámico con un valor cercano a 4 garantiza que es un diseño aceptable.

3.1.3 PLACA INFERIOR DE PRENSADO

La placa inferior, se encarga de transferir la presión desarrollada en el cilindro hidráulico a la placa superior, ocasionando de esta manera el proceso de prensado.

El material elegido para la placa inferior es el acero estructural A-36, este material puede ser adquirido fácilmente en el mercado y posee propiedades mecánicas adecuadas para el trabajo a realizar.

La Figura 3.13 muestra la disposición de la placa inferior y su estado de carga, este esquema será utilizado para su dimensionamiento.

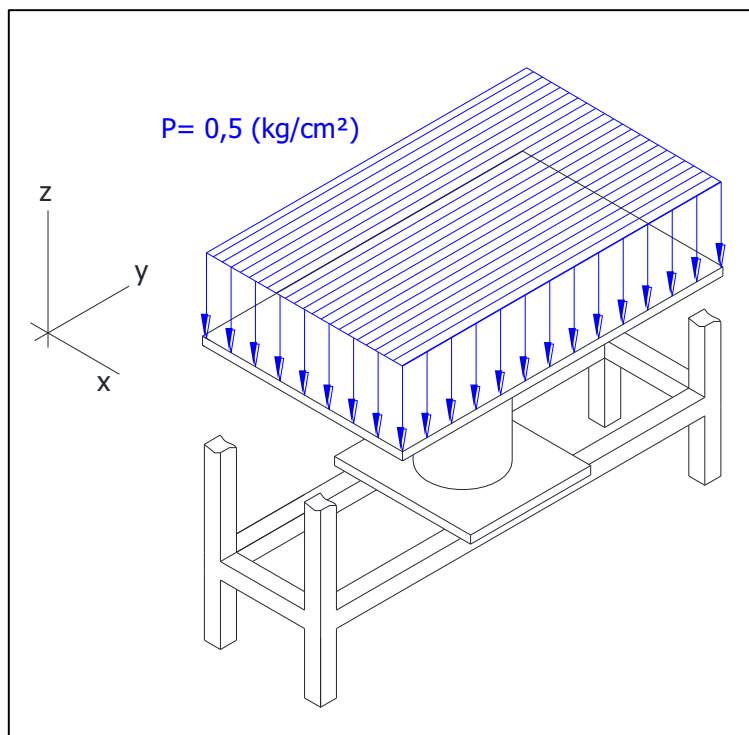


Figura 3.13. Esquema de la placa inferior.

Como se puede observar en la Figura 3.13, la presión de $0,5 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$ actúa a lo largo de toda la placa. Para empezar con el dimensionamiento de la placa inferior, se supone que esta, tenderá a flejar en torno a un eje que pase por los puntos medios del largo de la placa. De esta manera, el material ubicado en el eje de giro, será el encargado de soportar el esfuerzo máximo de flexión.

La Figura 3.14, indica la condición de carga asumida para el análisis y dimensionamiento de la placa.

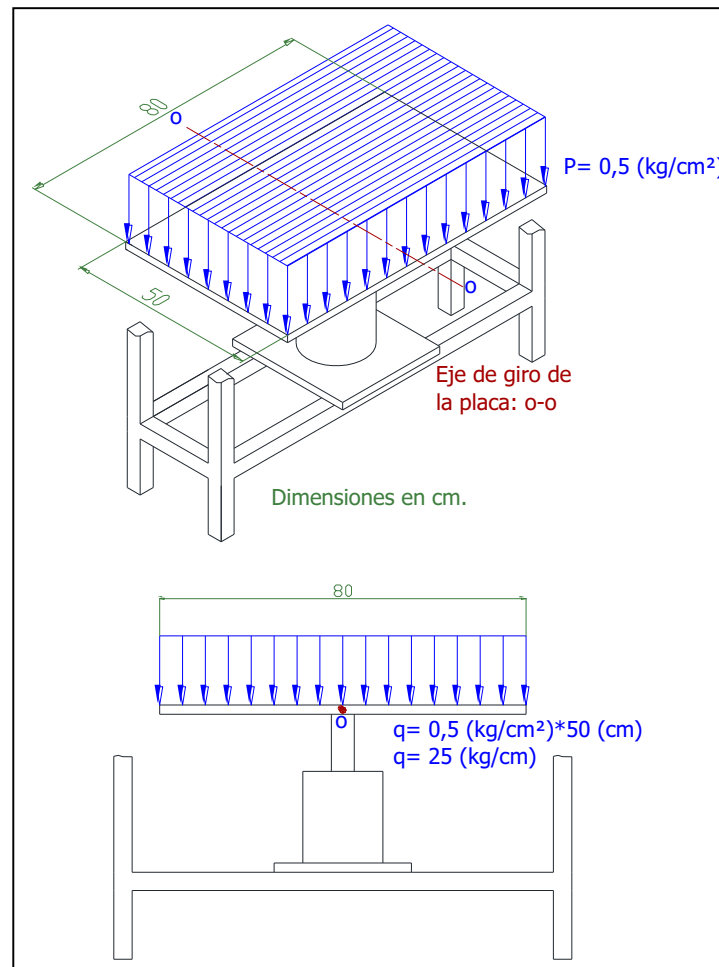


Figura 3.14. Condición de análisis de carga asumida para la placa inferior.

Al conocer el estado de carga al que está sometida la placa, la misma puede ser tratada como una viga en cantiliver. En la Figura 3.15, se indica el estado de carga asumido para la placa y su correspondiente diagrama de momento flector.

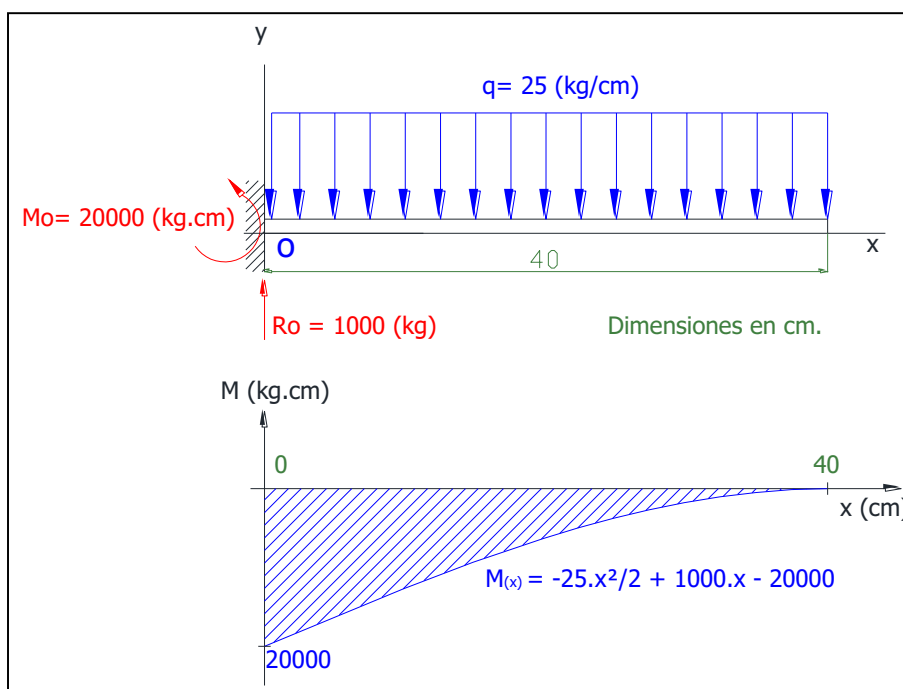


Figura 3.15. Estado de carga asumida y momento flector.

En la Figura 3.15, se puede apreciar que el máximo momento flector sobre la placa se encuentra en su empotramiento y su valor es de 20 000 (kg.cm).

Al igual que para la placa superior, se realizarán los análisis de resistencia estática, dinámica y deflexión permisible de la placa, los resultados de estos análisis serán ratificados o corregidos en base a los datos obtenidos por la simulación de la placa en un programa informático.

3.1.3.1 Diseño en base a la deflexión

Para empezar con el dimensionamiento de la placa se ha elegido utilizar el criterio de deformación máxima permisible, para este análisis es necesario conocer la distribución del momento flector a lo largo de toda la placa en función de la distancia x , ver Figura 3.15.

De la Figura 3.15, se puede observar que la función que describe la distribución del momento flector a lo largo del segmento de análisis de la placa es:

$$M_{(x)} = -20000 + 1000.X - 12,5.X^2$$

Ec.[3.27]

En donde:

$M_{(x)}$ = Momento flector en el segmento de análisis de la placa (kg.cm).

X = Posición donde se evalúa el momento flector (cm).

Para determinar la deflexión máxima de la placa, se utiliza la ecuación general de momentos, que para nuestro caso se expresará de la siguiente manera:

$$EI \frac{\delta^2 y}{\delta x^2} = M_{(x)} = -20000 + 1000.X - 12,5.X^2$$

Ec.[3.28]

Resolviendo la ecuación general de momentos, se tiene que las expresiones para el ángulo de giro y la deflexión de la placa son:

$$EI \theta_{(x)} = -20000.X + 500.X^2 - \frac{12,5}{3} X^3$$

Ec.[3.29]

En donde:

$\theta_{(x)}$ = Ángulo de giro de la placa (Rad).

E = Módulo de elasticidad del acero A-36. E= 1,9736*10⁶ (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa el giro (cm).

$$EI Y_{(x)} = -10000.X^2 + \frac{500}{3} X^3 - \frac{12,5}{12} X^4$$

Ec.[3.30]

En donde:

$Y_{(x)}$ = Deflexión de la placa (cm).

E = Módulo de elasticidad del acero A36. E= 1,9736*10⁶ (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa la deflexión (cm).

Para el caso de la placa, la deflexión máxima se dará en sus extremo, es decir, cuando $X = 40$ cm.

Para cuando $X = 40$ cm, la deflexión máxima quedará expresada de la siguiente manera:

$$Y_{(Máx)} = -\frac{8 * 10^6}{EI}$$

Ec.[3.31]

La Ec.[3.31], nos indica que la deflexión máxima sobre la placa depende únicamente de su inercia, ya que el valor del módulo de elasticidad es una constante.

En base a las recomendaciones dadas para el dimensionamiento de una máquina de alta precisión, la deflexión máxima permitida se calcula con la Ec.[3.3], como se indica a continuación:

$$Y_{(Máx.p)} = \frac{L_f}{1500}$$

Para nuestro caso la longitud de la flecha corresponde a la longitud del segmento de la placa en cantiliver, cuyo valor es de 40 (cm).

De esta manera la deflexión máxima permitida sobre la placa es de: $Y_{(Máx)} = 0,027$ (cm) = 0,27 (mm).

Al reemplazar valor obtenido en la Ec.[3.31], se tiene que la inercia mínima de la sección transversal de la placa para garantizar una deflexión inferior a los 0,27 mm, es de:

$$I_{min} = 150,4 \text{ (cm}^4\text{)}$$

Ec.[3.32]

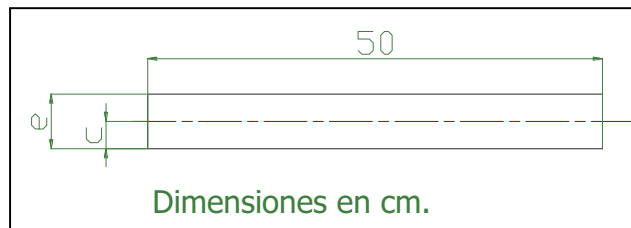


Figura 3.16. Sección transversal de la placa inferior.

Como la sección transversal de la placa, observar Figura 3.16, corresponde a un rectángulo con una base de 50 cm, la Ec.[3.4], nos sirve para determinar el espesor de la placa, ya que la inercia de la sección transversal es igual a:

$$I = 50 \cdot e^3 / 12 = 150,4 \text{ (cm}^4\text{)}$$

Ec.[3.33]

El espesor encontrado para la placa es de 3,3 (cm), es muy alto, por esta razón se hace necesaria la utilización de rigidizadores que combinados con una placa de un espesor aceptable, incrementen la inercia de la sección transversal a un valor cercano a los 150,4 (cm⁴).

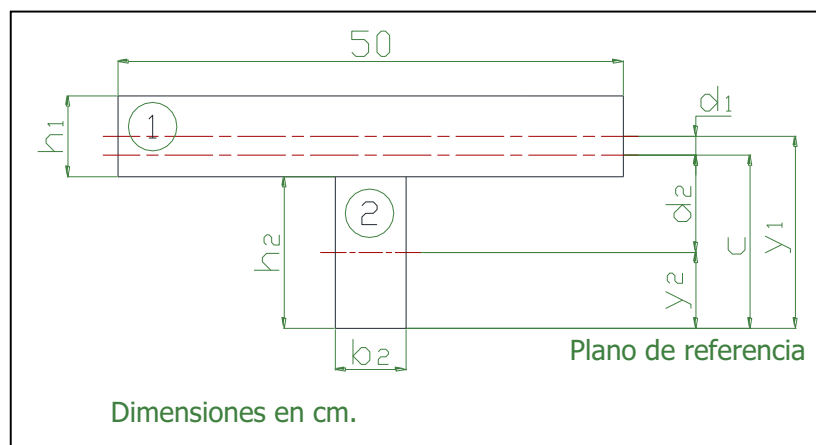


Figura 3.17. Sección transversal de la placa inferior rigidizada.

Se propone la utilización de una sección transversal, como la mostrada en la Figura 3.17. Esta sección está compuesta por dos elementos. La placa horizontal (1) y el rigidizador vertical (2).

Tomando como referencia al plano inferior de la sección compuesta, su centroide se encuentra localizado a una distancia c , cuyo valor se encuentra con la siguiente expresión.

$$c = \frac{[A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2]}{[A_1 + A_2]}$$

Ec.[3.34]

En donde:

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

A_1 = Área de la placa base (cm²).

A_2 = Área del rigidizador (cm²).

Y_1 = Distancia entre el plano de referencia al centroide de la placa base (cm).

Y_2 = Distancia entre el plano de referencia al centroide del rigidizador (cm).

Con la ayuda de la Figura 3.17, se reemplazan los valores correspondientes en la Ec.[3.34], y se puede obtener la siguiente relación:

$$c = \frac{[50 \cdot h_1 \cdot h_2 + 25 \cdot h_1^2 + 0,5 \cdot b_2 \cdot h_2^2]}{[50 \cdot h_1 + b_2 \cdot h_2]}$$

Ec.[3.35]

En donde:

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

h_1 = Espesor de la placa base (cm).

b_2 = Espesor de los rigidizadores (cm).

h_2 = Altura de los rigidizadores (cm).

Como se puede apreciar, el valor de c depende de tres parámetros, el espesor de la placa, la altura y el espesor de los rigidizadores.

El siguiente paso a realizar, es la determinación de la inercia de la sección transversal compuesta, su valor se encuentra con la siguiente expresión.

$$I = I_1 + A_1 \cdot d_1^2 + I_2 + A_2 \cdot d_2^2$$

Ec.[3.36]

En donde:

I = Inercia de la sección transversal compuesta de la placa (cm^4).

I_1 = Inercia de la sección transversal de la placa base (cm^4).

I_2 = Inercia de la sección transversal del rigidizador (cm^4).

A_1 = Área de la placa base (cm^2).

A_2 = Área del rigidizador (cm^2).

d_1 = Distancia entre los centroides de la sección compuesta y la placa base (cm).

d_2 = Distancia entre los centroides de la sección compuesta y el rigidizador (cm).

Con la ayuda de la Figura 3.17, se reemplazan los valores correspondientes en la Ec.[3.36], y se puede obtener la siguiente relación:

$$I = \frac{50 \cdot h_1^3}{12} + 50 \cdot h_1 \left[\left(\frac{h_1}{2} + h_2 \right) - c \right]^2 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + h_2 \cdot b_2 \left(c - \frac{h_2}{2} \right)^2$$

Ec.[3.37]

Evaluando la Ec.[3.35] y la Ec.[3.37] con diferentes valores para el espesor de la placa, la altura y el espesor de los rigidizadores, se obtienen los siguientes resultados. (Ver Tabla 3.7).

Tabla 3.7. Distancia a la fibra neutra y momento de Inercia de la sección compuesta para varios valores de espesor de la placa, espesor y altura de los rigidizadores.

h_1 (cm)	b_2 (cm)	h_2 (cm)	c (cm)	I (cm ⁴)
1,75	2,50	4,50	5,02	138,66
1,75	1,75	5,00	5,57	131,17
1,75	2,00	5,00	5,53	145,39
1,75	2,50	5,00	5,45	172,96
2,00	1,75	4,00	4,80	101,55
2,00	2,00	4,00	4,78	110,67
2,00	2,50	4,00	4,72	129,89
2,00	1,75	4,50	5,26	123,73
2,00	2,00	4,50	5,23	135,73
2,00	2,50	4,50	5,17	159,13

Haciendo referencia a los valores mostrados en la Tabla 3.7, la configuración elegida para la placa inferior se muestra en la Figura 3.18.

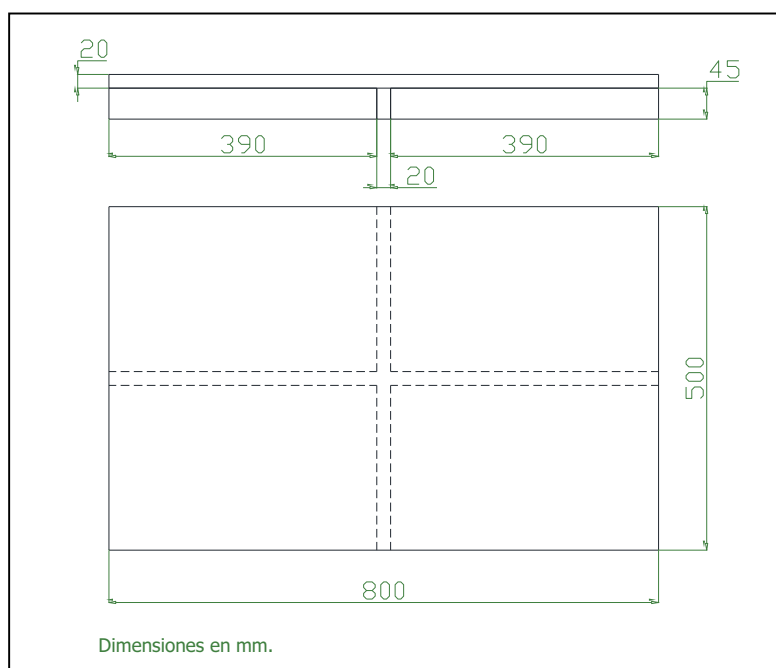


Figura 3.18. Configuración final de la placa inferior.

La configuración elegida posee un momento de inercia igual a $135,73 \text{ (cm}^4\text{)}$, este valor de inercia es ligeramente menor al establecido anteriormente (150.4 cm^4) en la Ec.[3.33], y permite una deflexión máxima de: $Y_{(\text{Máx})} = 0,029 \text{ (cm)} = 0,29 \text{ (mm)}$

Como se puede apreciar la deflexión ocasionada con esta configuración es ligeramente mayor a la deflexión máxima permisible establecida anteriormente de $0,027 \text{ (cm)}$. Pero brinda la posibilidad de construir los rigidizadores con la misma plancha con la que será construida la placa.

3.1.3.2 Diseño estático

Al conocer la configuración de la placa inferior y el valor de momento crítico sobre ella, es posible evaluar si la placa cumple con el criterio de resistencia admisible del material.

Al igual que para la placa superior, el esfuerzo máximo ocasionado por la flexión de la placa se calcula en base a la Ec.[3.11] indicada a continuación:

$$\sigma_b = M \cdot c / I$$

En donde:

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Kg/cm^2).

M = Momento máximo de flexión en la placa ($20\,000 \text{ Kg.cm}$).

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa (cm).

I = Inercia de la sección transversal (cm^4).

Para la configuración de la sección transversal de la placa elegida mediante el criterio de deformación máxima, se determinó que la sección posee un momento de inercia igual a $135,73 \text{ (cm}^4\text{)}$ y la distancia del eje neutro a la fibra más lejana es de $5,23 \text{ (cm)}$. Reemplazando estos valores en la Ec.[3.11], se tiene que el esfuerzo máximo de flexión sobre la placa es de: $\sigma_b = 770,87 \text{ (kg/cm}^2\text{)} = 75,55 \text{ (MPa)} = 10,96 \text{ (Ksi)}$.

El acero a utilizar para la fabricación de la placa inferior es el acero estructural A-36, su resistencia a la fluencia es de 36 (Ksi). Si se reemplaza este valor en la Ec.[3.16] como se indica a continuación, se puede hallar el factor de seguridad a la flexión.

$$\eta_b = S_y / \sigma_b$$

En donde:

n_b = Factor de seguridad a la flexión.

S_y = Límite de fluencia del material a la flexión (Ksi).

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Ksi).

$$\eta_b = 36 / 10,96$$

$$n_b = 3,3$$

El factor de seguridad obtenido, indica que la configuración elegida para la placa inferior es apta para soportar los esfuerzos bajo la condición de carga estática.

3.1.3.3 Diseño dinámico

Se debe realizar una verificación de la resistencia dinámica de la placa, ya que esta va a estar sometida a una carga variable que es máxima cuando se efectúa el proceso de prensado y mínima cuando la máquina no está en operación.

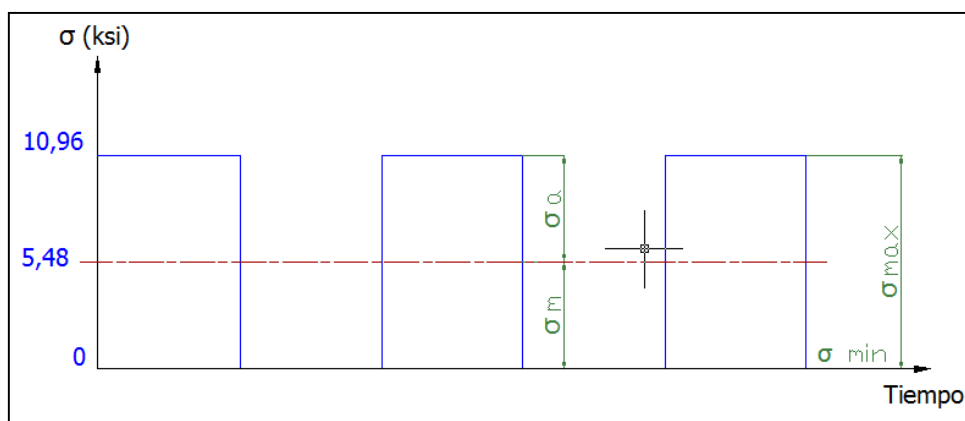


Figura 3.19. Esfuerzo de flexión generado durante el proceso de prensado.

En la Figura 3.19, muestra que la variación del esfuerzo en función del tiempo se da en forma de pulsos, pero para el análisis de fatiga, se puede considerar como una senoide, de esta manera, de la gráfica indicada se pueden obtener los siguientes datos:

$$\sigma_{\text{máx}} = 10,96 \text{ (Ksi)} \quad \text{y} \quad \sigma_{\text{min}} = 0 \text{ (Ksi)}$$

Para el análisis de la resistencia a la fatiga de la placa, se utilizará el criterio de Goodman modificado, para continuar con el análisis es necesario conocer la amplitud de los esfuerzos y el esfuerzo medio sobre la placa, sus valores se determinan con las siguientes expresiones [3.18] y [3.19] respectivamente:

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}})/2$$

En donde:

σ_m = Esfuerzo medio (Ksi).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (Ksi).

σ_{min} = Esfuerzo mínimo (Ksi).

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que: $\sigma_m = 5,48$ (Ksi).

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}})/2$$

En donde:

σ_a = Amplitud de los esfuerzos (Ksi).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (Ksi).

σ_{min} = Esfuerzo mínimo (Ksi).

Reemplazando valores correspondientes se tiene que: $\sigma_a = 5,48$ (Ksi).

Ahora resta por determinar la resistencia a la fatiga del elemento, el límite de resistencia a la fatiga del elemento se calcula con la expresión [3.20] indicada a continuación:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

En donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento (Ksi).

S_e = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta (Ksi).

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f = Factor de efectos diversos.

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta se determina en base a las siguientes expresiones:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}, \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 \text{ (Ksi)} \quad \text{Ec.[3.38]}$$

$$S'_e = 100 \text{ (Ksi)}, \quad \text{si } S_{ut} > 200 \text{ (ksi)} \quad \text{Ec.[3.39]}$$

El material utilizado es el acero estructural A-36 cuyo S_{ut} es igual a 58 Ksi, Para hallar el límite de resistencia a fatiga de la probeta de este material se utiliza la expresión [3.38] y es de: $S'_e = 29 \text{ (Ksi)}$

Cada uno de los factores para el cálculo del S_e , se obtienen de acuerdo a las siguientes relaciones, tomadas de la octava edición del manual de diseño mecánico de Shigley:

Factor de superficie:

$$K_a = 0,85. \text{ (Superficie maquinada, } S_{ut} = 58 \text{ Ksi)}$$

Factor de tamaño: Para poder hallar el factor de corrección por el tamaño del elemento, se hace necesario encontrar el diámetro efectivo de la placa, que corresponde al volumen de material sometido a un esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo. La Figura 3.20, muestra los volúmenes equivalentes de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo.

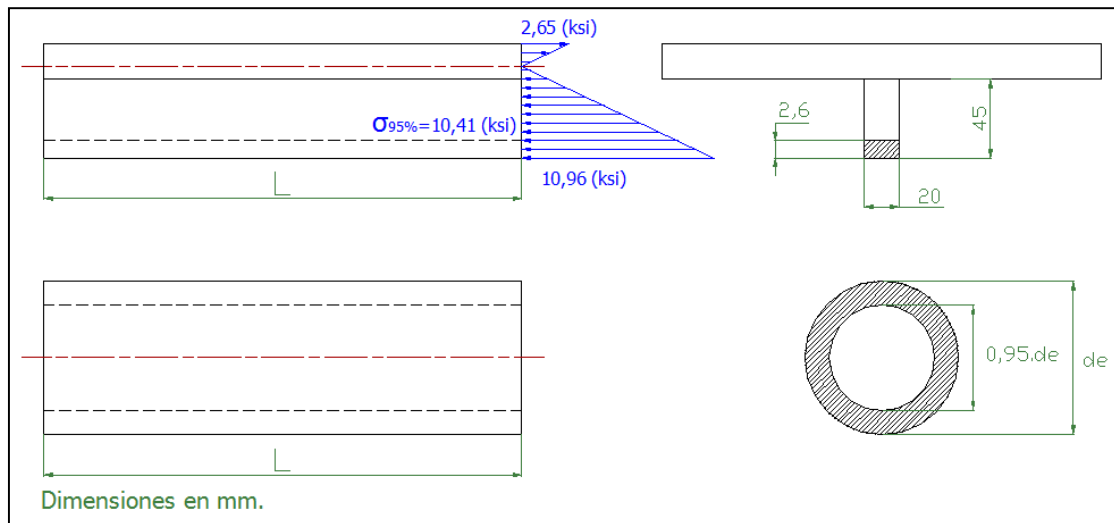


Figura 3.20. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más del esfuerzo máximo.

De acuerdo a la Figura 3.20, el volumen de la placa sometido al 95% o más del esfuerzo máximo es: $V_{95\% \text{ placa}} = 54 * L \text{ (mm}^3\text{)}$

Este volumen debe ser igual al volumen de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo del eje equivalente.

$$54 * L = \pi (d_e^2 - (0,95 * d_e)^2) * L/4$$

Ec.[3.40]

Despejado el valor del diámetro efectivo de la expresión [3.40], se tiene que su valor es de 26,6 (mm).

Para el valor del diámetro efectivo encontrado, la expresión correspondiente para hallar el factor de corrección por tamaño es la siguiente:

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

Ec.[3.41]

Por lo cual el factor de corrección por tamaño es $K_b = 0,865$.

Factor de confiabilidad:

$$K_c = 0,897 \text{ (Confiabilidad del 90\%)}$$

Factor de temperatura:

$$K_d = 1 \text{ (Temperatura de operación menor a } 450 \text{ °C)}$$

Factor de modificación por concentración de esfuerzos:

$$K_e = 1 \text{ (No existen concentradores de esfuerzos en la sección analizada)}$$

Factor de efectos diversos:

$$K_f = 1$$

Al conocer todos los parámetros de la ecuación [3.20], el límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$S_e = 29 \text{ (Ksi)} * 0,85 * 0,865 * 0,897 * 1 * 1 * 1$$

$$S_e = 19,15 \text{ (Ksi)}$$

Como ya se conocen el esfuerzo medio, la amplitud de los esfuerzos, y el límite de resistencia a la fatiga del elemento, se puede construir el diagrama de Goodman modificado (Ver Figura 3.21) para obtener el factor de seguridad del elemento a fatiga.

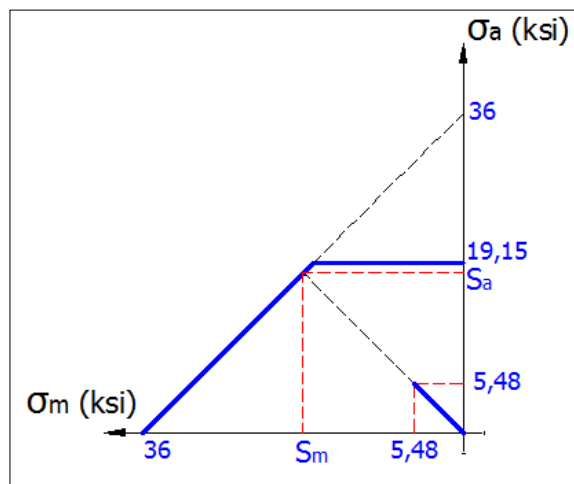


Figura 3.21. Diagrama de Goodman modificado a la compresión.

Valores obtenidos:

$$\sigma_m = 5,48 \text{ (Ksi)}$$

$$\sigma_a = 5,48 \text{ (Ksi)}$$

$$S_e = 19,15 \text{ (Ksi)}$$

$$S_{ut} = 58 \text{ (Ksi)}$$

$$S_y = 36 \text{ (Ksi)}$$

El factor de seguridad para vida infinita se expresa según la ecuación [3.25]:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

En donde:

n = Factor de seguridad a la fatiga del elemento.

S_m = Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio (MPa).

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

Falta por determinar el valor de S_m , este valor se lo puede hallar al trabajar con la ayuda de la Figura 3.21, el valor hallado es: $S_m = 18 \text{ (Ksi)}$.

Finalmente, el factor de diseño dinámico es:

$$n = \frac{18}{5,48} = 3,3$$

El factor dinámico de seguridad hallado, nos indica que la placa inferior esta apta para soportar las cargas dinámicas a desarrollarse por la máquina, a pesar de que se ha asumido que el límite de fluencia a la compresión es igual al límite de fluencia a la tracción.

3.1.4 BASTIDOR

El diseño del bastidor se basa en tres partes principales, las placas laterales o de soporte, juntas de unión y las vigas transversales, las mismas que se las utilizan como apoyos para las placas superior e inferior, donde las placas laterales sirven de sujeción para las vigas transversales.

3.1.4.1 Montantes

Para nuestro diseño, los montantes deben cumplir las funciones de: soportar la carga desarrollada por la máquina y de brindar la superficie de apoyo para el montaje de los diferentes sistemas que conforman la máquina.

El estado de carga que actúa sobre los montantes depende del tipo de junta entre los soportes laterales y las vigas que contienen las placas de prensado. Para evitar la utilización de montantes muy robustos, se ha optado por la utilización de una junta de corte que como su nombre lo indica, sólo permite la transferencia de una carga de corte. En base a esta suposición, los montantes únicamente trabajarán a tracción.

3.1.4.1.1 Diseño estático

Al conocer el estado de carga bajo el cual estarán trabajando los montantes, ya es posible determinar las dimensiones, para las cuales podrán soportar la carga desarrollada por la máquina.

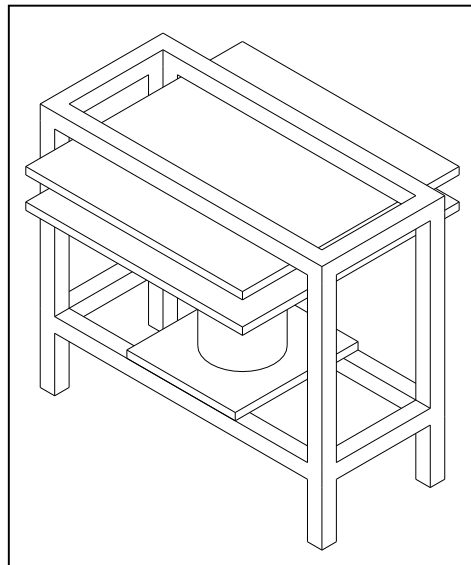


Figura 3.22. Distribución de los montantes.

La carga máxima a ser desarrollada por la máquina es de 2000 (kg), si se opta por la utilización de cuatro montantes, ver Figura 3.22, cada montante soportará una carga de:

$$F_{\text{Montante}} = \frac{2000(\text{Kg})}{4} = 500(\text{Kg})$$

Ec.[3.42]

Para miembros sometidos a tracción, la AISC recomienda:¹⁸

$$\sigma_b = 0,6 \cdot S_y$$

Ec.[3.43]

El material que se utilizará para la construcción del bastidor es el acero estructural A-36 cuyo límite de fluencia es de 36 (ksi). De esta manera utilizando la ecuación [3.43], el esfuerzo sobre los montantes no debe ser mayor a:

$$[\sigma_b] = 0,6 * 36 \text{ (ksi)} = 21,6 \text{ (ksi)} = 770,56 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Los montantes estarán trabajando a tracción pura, bajo este estado de carga el esfuerzo sobre cada montante se calcula con la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{Montate}} = F_{\text{Montate}} / A$$

Ec.[3.44]

En donde:

σ_{Montante} = Esfuerzo sobre cada montante (Kg/cm²).

F_{Montante} = Fuerza sobre cada montante (500 Kg).

A = Sección transversal del montante (cm²).

Despejando la ecuación [3.44], se obtiene el área mínima para cada montante, la cual es de:

$$A_{\text{Mín.}} = F_{\text{Montate}} / [\sigma_b] = 500 / 770,56$$

¹⁸ AISC, (1980), "Manual of steel construction"; 8va Edición; Estados Unidos; Sección 5, pág. 18 - 20.

$$A_{\text{Min.}} = 0,65 \text{ (cm}^2\text{)} = 0,1 \text{ (pulg}^2\text{)}$$

Como se puede observar, el valor obtenido para el área mínima requerida por cada montante, es muy pequeño, de hecho no existe ningún perfil estructural comercial que tenga un área de sección transversal que se acerque a este valor. Por esta razón se ha decidido utilizar solamente dos montantes, los cuales serán fabricados de una plancha de acero estructural A-36, como se indica en la Figura 3.23.

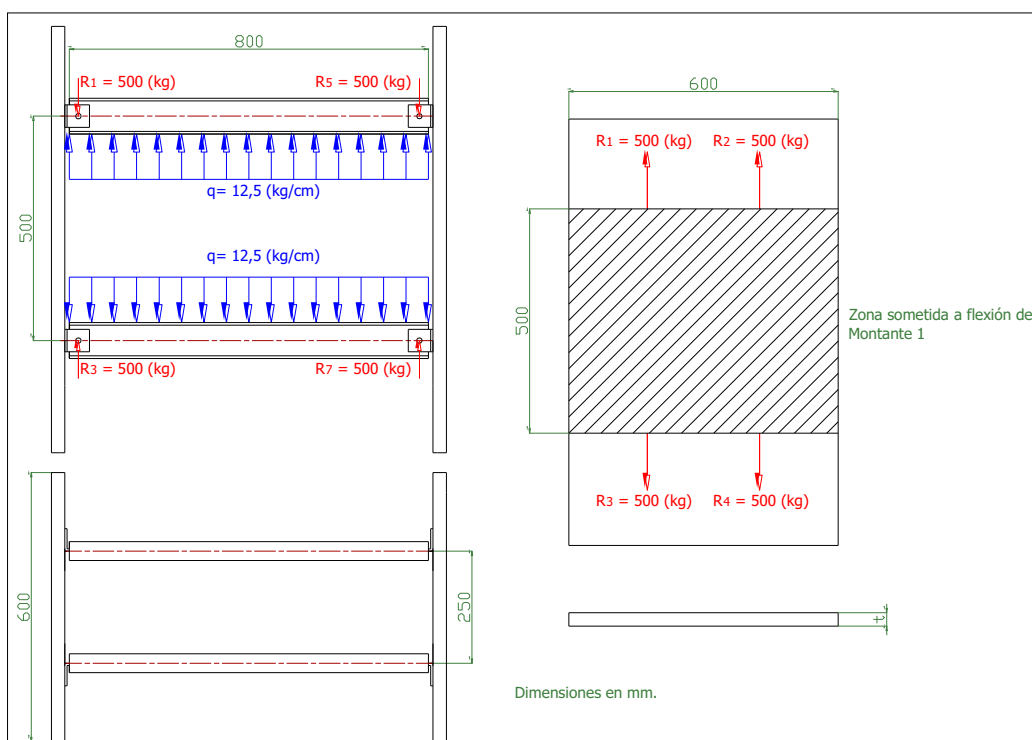


Figura 3.23. Cargas distribuidas en los montantes seleccionados.

La configuración elegida, tiene la ventaja de brindar amplias superficies de apoyo que facilitan el montaje de los diversos elementos que conforman la máquina.

Del análisis efectuado anteriormente, se puede concluir que un criterio limitante para el diseño de los montantes no es necesariamente el área de su sección transversal. El criterio que se utilizará para el diseño de los montantes será el de su estabilidad bajo la acción de las carga de tracción, la esbeltez de los miembros sometidos a tracción es el parámetro utilizado para evaluar su estabilidad.

La AISC recomienda que la esbeltez permisible recomendada para miembros principales sometidos a tracción es de:¹⁹

$$L/r \leq 240$$

Ec.[3.45]

En donde:

L = Longitud del montante sometido a tensión (cm).

r = Radio de giro de la sección transversal del montante (cm).

Como se observa en la Figura 3.23, la longitud del montante que está trabajando a tensión es de 50 (cm). El radio de giro de la sección transversal se calcula con la siguiente expresión:

$$r = t / \sqrt{12}$$

Ec.[3.46]

En donde:

r = Radio de giro de la sección transversal del montante (cm).

t = Espesor de la plancha del montante (cm).

Si se utilizan las expresiones [3.45] y [3.46], el espesor mínimo que debe tener la plancha de cada montante es de:

$$L/r = 50 \cdot \sqrt{12} / t \leq 240$$

$$t_{\text{Mín.}} \geq 0,72 \text{ (cm)}$$

En base al valor obtenido, se ha elegido utilizar una plancha de 8 (mm), de esta manera utilizando la ecuación [3.45], la esbeltez de cada montante es de:

$$L/r = 50 \cdot \sqrt{12} / 0,8 = 216,5$$

¹⁹ AISC, (1980), "Manual of steel construction", 8va Edición, Estados Unidos, Sección 5, pág. 28 - 30.

El valor de esbeltez obtenida garantiza la estabilidad de los dos montantes. Ahora utilizando la expresión [3.44] queda por verificar la resistencia de cada montante.

$$\sigma_{\text{Montate}} = F_{\text{Montate}} / A$$

En donde:

σ_{Montate} = Esfuerzo sobre cada montante (Kg/cm²).

F_{Montate} = Fuerza sobre cada montante (Kg).

A = Sección transversal del montante (cm²).

Como se utilizarán solamente dos montantes, la carga que actúa sobre cada uno es de 1000 (kg). La sección transversal de cada montante es de 60 x 0,8 (cm²). De esta manera el esfuerzo de tensión en cada montante es de:

$$\sigma_{\text{Montate}} = F_{\text{Montate}} / A = 1000 / 60 * 0,8$$

$$\sigma_{\text{Montate}} = 20,83 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = 2,04 \text{ (MPa)} = 0,30 \text{ (Ksi)}$$

Utilizando la expresión [3.16] el factor de seguridad a la tensión de cada montante será de:

$$\eta_b = S_y / \sigma_b$$

En donde:

η_b = Factor de seguridad a la flexión.

S_y = Límite de fluencia del material a la tensión (Ksi).

σ_b = Esfuerzo de tensión en cada montante (Ksi).

$$\eta_b = 36 / 0,30$$

$$\eta_b = 120$$

El factor de seguridad obtenido, indica que la configuración elegida para cada montante garantiza su resistencia a las cargas a desarrollarse por la máquina, de

hecho debido al gran valor de factor de seguridad estático obtenido, se garantiza su resistencia bajo la acción de las cargas dinámicas y se opta por omitir su análisis.

3.1.4.1.2 Diseño en base a la deformación²⁰

Para culminar con el diseño de los montantes, resta por verificar su deformación longitudinal o elongación unitaria, para ello se aplica la siguiente expresión.

$$\varepsilon = F_{\text{Montante}} / E \cdot A$$

Ec.[3.47]

En donde:

ε = Deformación longitudinal.

F_{Montante} = Fuerza sobre cada montante (Kg).

A = Sección transversal del montante (cm²).

E = Módulo de elasticidad del acero A-36. E= 1,9736*10⁶ (kg/cm²).

Reemplazando los valores disponibles, se tiene que:

$$\varepsilon = F_{\text{Montante}} / E \cdot A = 1000 / 1,9736 * 10^6 \cdot (60 * 0,8)$$

$$\varepsilon = 1,05 * 10^{-7}.$$

La deformación obtenida garantiza la rigidez de los montantes, si se toma en cuenta el criterio de que para máquinas de gran precisión la deformación máxima permisible es de 1/1500.

²⁰ BUDYNAS, NISBETT, (2008), "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", 8va Edición, Mc Graw Hill, México, pág. 82 - 84.

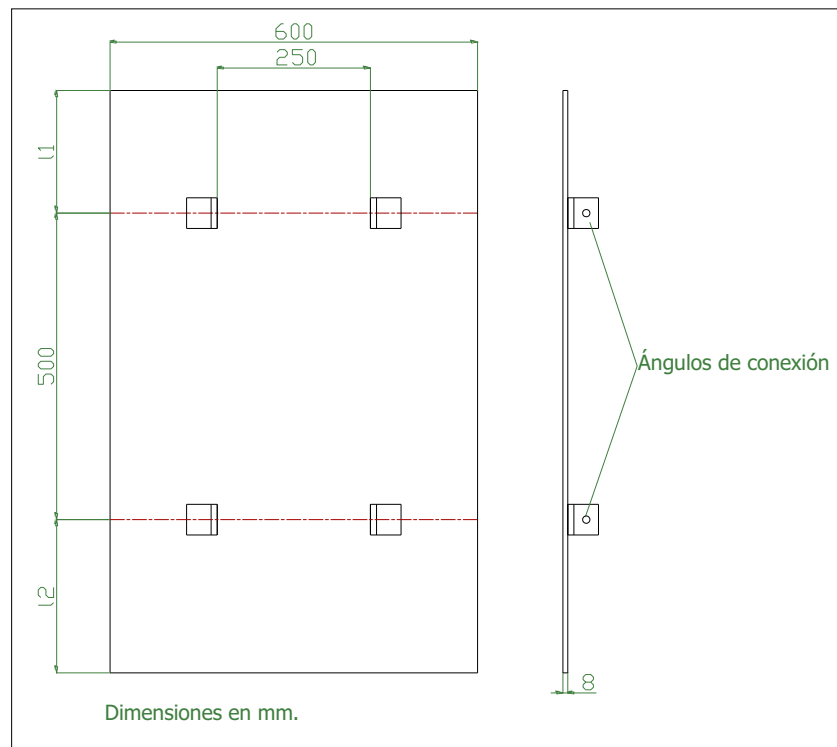


Figura 3.24. Dimensiones establecidas para los montantes.

3.1.4.2 Vigas transversales

El diseño propuesto para la maquina consta de cuatro vigas transversales, las mismas que se encuentran distribuidas de la siguiente manera: dos en la parte superior y dos en la parte inferior, con una separación entre ellas de 28 cm como se puede observar en la Figura 3.25

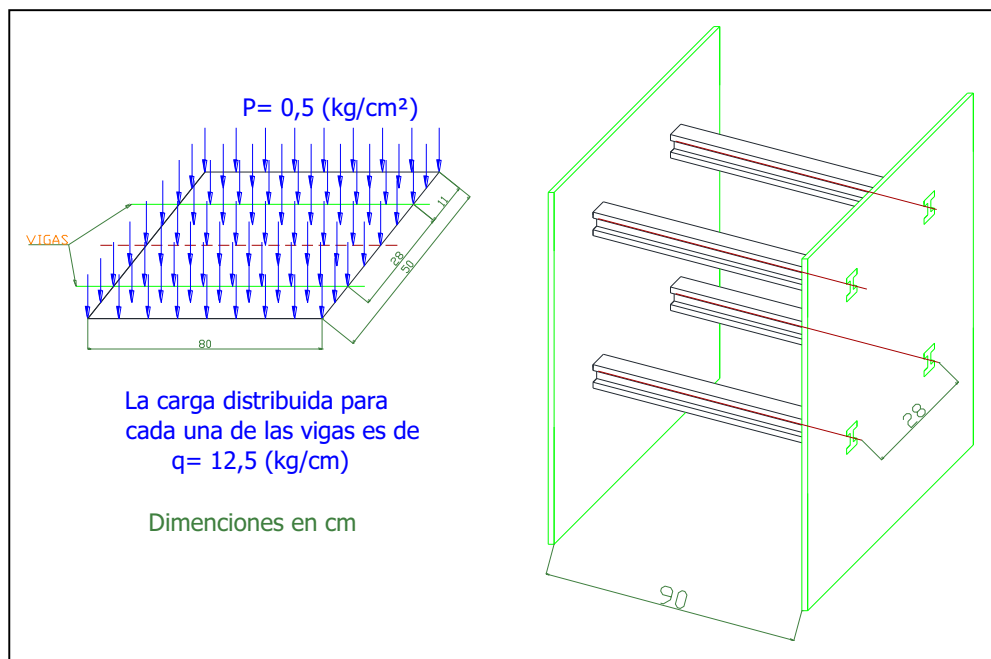


Figura 3.25. Configuración de vigas transversales y distribución de cargas.

En la Figura 3.25 también se puede apreciar la carga distribuida de 12,5 kg/cm para cada una de las vigas en una longitud de 80 cm, los 10 cm restantes de la viga no se encuentra sometida a carga alguna.

3.1.4.2.1 Diseño en base a la deflexión

La maquina a diseñar debe constar con elementos que tengan una deflexión pequeña, ya que los objetos a procesar con la maquina requieren de una buena exactitud por ser de espesores pequeños.

La deflexión producida por elementos contruidos de acero tiene un límite máximo permisible para los casos donde se soporta maquinaria delicada o precisa, las deformaciones máximas pueden quedar limitadas a 1/1500 o 1/2000 de la longitud del claro, en este caso la longitud del claro es de 90 cm.

Con la ayuda de la ecuación [3.3] se puede calcular la deflexión máxima permisible para las vigas.

$$y_{\text{máx.p}} = \frac{L_f}{1500}$$

Para la longitud de una viga de 90 cm, la deflexión máxima permisible es de:

$$y_{\text{máx.p}} = 0,06 \text{ cm}$$

Los perfiles más comunes utilizados en la industria para vigas son los de tipo IPN, para este caso se eligió una viga tipo IPN100x50 ya que son los perfiles más pequeños que se pueden encontrar en nuestro mercado y nos facilitan al momento de realizar el montaje. Las propiedades del perfil se encuentran especificadas en la Tabla 3.8. El material del perfil elegido es un ASTM A-36 ²¹

Tabla 3.8. Especificaciones de la viga tipo IPN100x50.

DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION PESOS		PROPIEDADES			
	h	s	g	T	R	R1			Ix	Iy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	Mm	mm	mm	cm ²	Kg/m	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.80
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00

Fuente: Catalogo de perfilería estructural DIPAC, página 12

Para el diseño en base a la deflexión se toma en cuenta la inercia establecida en la Tabla 3.8 que es de 171 cm⁴ para una viga de tipo IPN100x50.

²¹ DIPAC, "Catálogo de perfilería estructural", pág. 12.

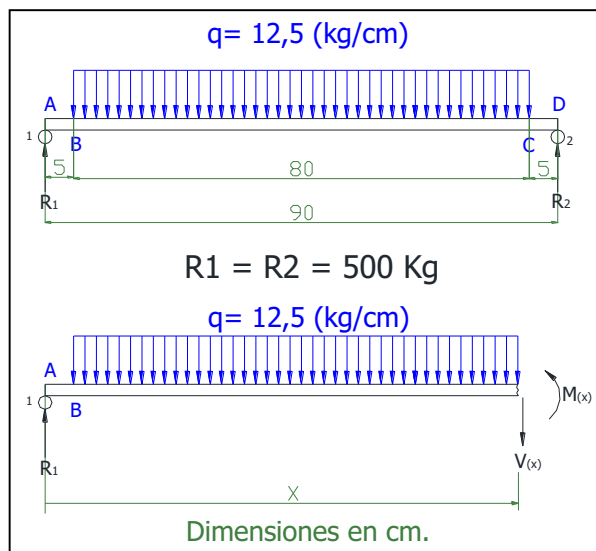


Figura 3.26. Estado de cargas para el corte de la viga transversal.

En la Figura 3.26 se observa el corte de la viga, lo que nos permite realizar un análisis para determinar el momento flector $M(x)$, por medio del método de integración y el uso de las funciones de singularidad se puede obtener la deflexión máxima en la viga.

$$M_{(x)} = 500 \cdot X - 12,5 \langle X - 5 \rangle^2 / 2$$

Ec.[3.48]

En donde:

$M_{(x)}$ = Momento flector (kg.cm)

X = Posición donde se evalúa el momento flector (cm).

Para determinar la deflexión máxima de la viga se utiliza la ecuación general de momentos:

$$EI \frac{\delta^2 y}{\delta x^2} = M_{(x)} = 500 \cdot X - 12,5 \langle X - 5 \rangle^2 / 2$$

Ec.[3.49]

Resolviendo la ecuación general de momentos se obtiene las ecuaciones para el ángulo de giro y la deflexión máxima en la viga.

$$EI\theta_{(x)} = 500 \cdot X^2/2 - 12,5 < X - 5 >^3/6 - 372916,667$$

Ec.[3.50]

En donde:

$\theta_{(x)}$ = Ángulo de giro de la viga (Rad).

E = Módulo de elasticidad para el acero A-36. E= 2040816,33 (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa el giro (cm).

$$EIY_{(x)} = 500 \cdot X^3/6 - 12,5 < X - 5 >^4/24 - 372916,667 \cdot X$$

Ec.[3.51]

En donde:

$Y_{(x)}$ = Deflexión de la viga (cm).

E = Módulo de elasticidad para el acero A-36. E= 2040816,33 (kg/cm²).

I = Momento de inercia de la sección transversal (cm⁴).

X = Posición donde se evalúa la deflexión (cm).

Tabla 3.9. Distribución de los momentos en la viga

X(cm)	M(N-m)	M(Kg-cm)
0	0	0
5	245,00	2500
15	673,75	6875
25	980,00	10000
35	1163,75	11875
45	1225,00	12500
55	1163,75	11875
65	980,00	10000
75	673,75	6875
85	245,00	2500
90	0	0

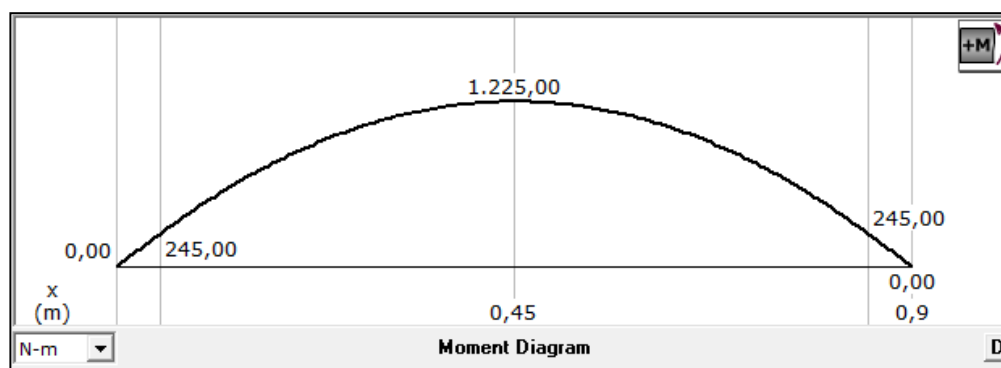


Figura 3.27. Distribución del momento de la viga.

Fuente: MDSolids 3.5

Gracias a la ecuación [3.48] se puede realizar un análisis a lo largo de toda la viga, en la Figura 3.27 y en la Tabla 3.9 se observa la distribución de los momentos, además se verifica que en el centro de la viga se tiene el mayor momento, razón por la cual se procede a calcular la deflexión en el centro de la viga a una distancia de 45 cm. Utilizando la ecuación [3.51], el modulo de elasticidad para el acero A-36 que es de 200 GPa y una inercia de 171 cm^4 establecida en la Tabla 3.8, la deflexión máxima es de:

$$y_{\text{máx}}(45) = \frac{-10520833,33 \text{ kg. cm}^3}{171 \text{ cm}^4 \cdot 2040816,33 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = -0,030 \text{ cm}$$

Los cálculos realizados en base a la teoría de deflexión de vigas se proceden a comparar con los cálculos arrojados por el programa MDSolids 3.5.

La Figura 3.28 nos indica la geometría aproximada del perfil a utilizar para la viga transversal en el programa MDSolids 3.5.

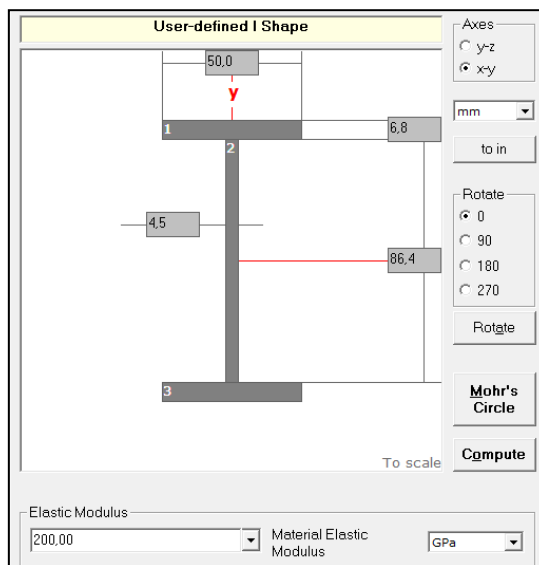


Figura 3.28. Geometría de la viga transversal.

Fuente: MDSolids 3.5

En la Figura 3.29 se puede observar las propiedades para la viga transversal, los momentos de inercia arrojados por el programa MDSolids 3.5 no son iguales a los seleccionados en la Tabla 3.8, ya que la geometría ingresada en el programa es una aproximación a la del perfil seleccionado IPN100x50.

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	200.0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	50.0000	mm
From centroid to top	y (top)	50.0000	mm
Area of shape	A	1.068.8000	mm ²
Moment of Inertia	Ix	1.7211E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sx	34.422.9154	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	34.422.9154	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	34.422.9154	mm ³
Radius of Gyration	rx	40.1292	mm
Plastic Modulus	Zx	40.086.0800	mm ³
Shape Factor		1.1645	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	50.0000	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	50.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	1.8635E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	1.7211E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	I _{min}	142.322.7667	mm ⁴
Angle from x axis to I _{max} axis	B	0.0000	degrees
			Clockwise

Figura 3.29. Propiedades de la viga transversal.

Fuente: MDSolids 3.5

Se puede verificar claramente que la deflexión obtenida por el programa MDSolids 3.5 observada en la Figura 3.30 ($Y_{\max} = -0,0299$) no existe gran diferencia de la deflexión obtenida analíticamente por la teoría de deflexión de vigas ($Y_{\max} = -0,030$), con lo cual podemos concluir que la deflexión obtenida tanto analíticamente y por medio del programa MDSolids 3.5 es mucho menor que la deflexión máxima permisible, razón por la cual el diseño en base a la deflexión es aceptable.

$$y_{\max}(45) = 0,03 \ll y_{\max,p} = 0,06 \text{ cm}$$

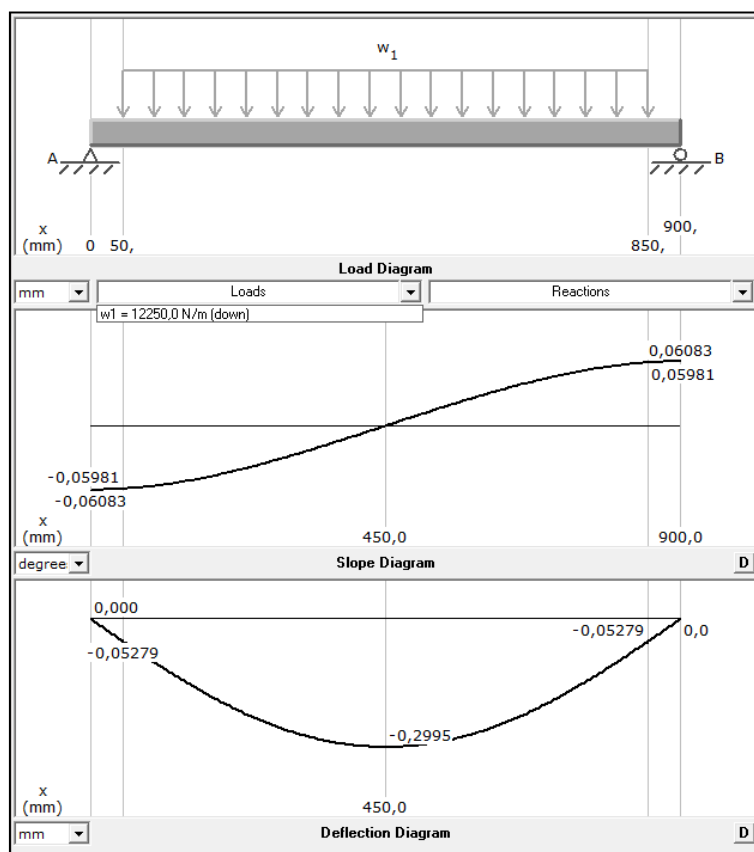


Figura 3.30. Diagrama de cargas, pendientes y deflexiones de la viga.

Fuente: MDSolids 3.5

3.1.4.2.2 Diseño Estático

Conociendo el valor del momento máximo aplicado en la viga, ver Tabla 3.9 y utilizando los criterios de resistencia admisible del material se determina si el perfil seleccionado para la viga trabaja con un coeficiente de seguridad estático permisible.

El esfuerzo máximo ocasionado por la flexión de la placa se calcula en base a la ecuación [3.11]:

$$\sigma_b = M \cdot c / I$$

En donde:

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Pa).

M = Momento máximo de flexión en la placa (Kg.cm).

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa (cm).

I = Inercia de la sección transversal de la placa (cm⁴).

El momento máximo de la viga es de 12500 kg-cm, ver Tabla 3.9, la distancia del eje neutro a la fibra más lejana es de 5 cm, y la inercia es de 171 cm⁴, ver Tabla 3.8. Con los valores y la ecuación [3.11] se encuentra el esfuerzo de flexión máximo que tiene un valor de 365,5 kg/cm² o 35819000 Pa.

El factor de seguridad estático a la flexión se determina con la ecuación [3.16] como se la indica a continuación:

$$\eta_b = S_y / \sigma_b$$

En donde:

η_b = Factor de seguridad a la flexión.

S_y = Límite de fluencia del material a la flexión (Pa).

σ_b = Esfuerzo máximo de flexión en la placa (Pa).

El material a utilizar es un acero estructural A-36, su resistencia a la fluencia es de 36 Kpsi o 248564133,49 Pa. Reemplazando este valor en la ecuación [3.16] y utilizando

los valores obtenidos del esfuerzo máximo de flexión, se puede hallar el factor de seguridad estático a la flexión.

$$\eta_b = \frac{248564133,49}{35819000} = 6,9$$

El factor de seguridad estático es de 6,9 lo que nos garantiza un buen diseño cuando la viga transversal trabaja estáticamente.

3.1.4.2.3 Diseño Dinámico

De igual manera que se realizó un análisis dinámico para las placas superior e inferior se realiza un análisis dinámico para las vigas transversales, ya que estas van a estar sometidas a cargas variables en el transcurso del tiempo.

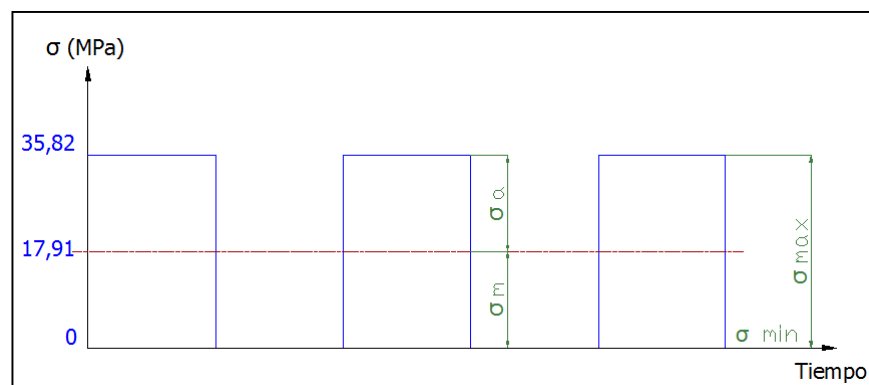


Figura 3.31. Esfuerzo de flexión máximo generado durante el proceso de prensado en la viga.

La Figura 3.31, muestra que la variación del esfuerzo en función del tiempo se da en forma de pulsos, pero para el análisis de fatiga, se puede considerar como una senoide, de esta manera, de la gráfica indicada se pueden obtener los siguientes datos:

$$\sigma_{\text{máx}} = 35,82(\text{MPa}) \quad \text{y} \quad \sigma_{\text{mín}} = 0 (\text{Mpa})$$

Para el análisis de la resistencia a la fatiga de la viga, se utilizará la ecuación [3.25], para continuar con el análisis es necesario conocer la amplitud de los esfuerzos y el

esfuerzo medio sobre la viga, sus valores se determinan con las siguientes expresiones [3.18] y [3.19] que se encuentran a continuación.

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}})/2$$

En donde:

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (MPa).

$\sigma_{\text{mín}}$ = Esfuerzo mínimo (MPa).

Reemplazando valores correspondientes se tiene que: $\sigma_m = 17,91$ (MPa).

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}})/2$$

En donde:

σ_a = Amplitud de los esfuerzos (MPa).

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (MPa).

$\sigma_{\text{mín}}$ = Esfuerzo mínimo (MPa).

Reemplazando valores correspondientes se tiene que: $\sigma_a = 17,91$ (MPa).

Se determina la resistencia a la fatiga del elemento con la ayuda de la expresión [3.20], los factores para el cálculo del S_e se obtienen de acuerdo a las siguientes relaciones, tomadas de la octava edición del manual de diseño mecánico de Shigley para el acero.

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

En donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento (MPa).

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta (MPa).

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f = Factor de efectos diversos.

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta se determina en base a las siguientes expresiones [3.38] y [3.39] respectivamente.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}, \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 \text{ Ksi}(1400 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 100 \text{ Ksi}(700 \text{ MPa}), \quad \text{si } S_{ut} > 200 \text{ ksi}(1400 \text{ MPa})$$

El material utilizado es el acero estructural A-36 cuyo S_{ut} es igual a 58 Kpsi, el límite de resistencia a fatiga de la probeta de este material es de:

$$S'_e = 0,5 \cdot 58 = 29 \text{ Ksi} = 200 \text{ MPa}$$

Factor de superficie: El factor de superficie se encuentra con la ayuda de la siguiente expresión:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Ec.[3.52]

Donde:

S_{ut} = esfuerzo ultimo a la tensión

a,b = constantes establecidas en la Tabla 3.10

Tabla 3.10. Parámetros para el cálculo del factor de superficie.

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	Sut, Kpsi	Sut, Mpa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-firget	39.9	272	-0.995

Fuente: Shigley, Octava Edición.

$K_a = 0,78$. (Superficie laminada, $S_{ut} = 58 \text{ Kpsi}$)

Factor de tamaño: Para poder hallar el factor de corrección por el tamaño del elemento, se hace necesario encontrar el diámetro efectivo de la placa, que corresponde al volumen de material sometido a un esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo. La Figura 3.32, muestra los volúmenes equivalentes de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo.

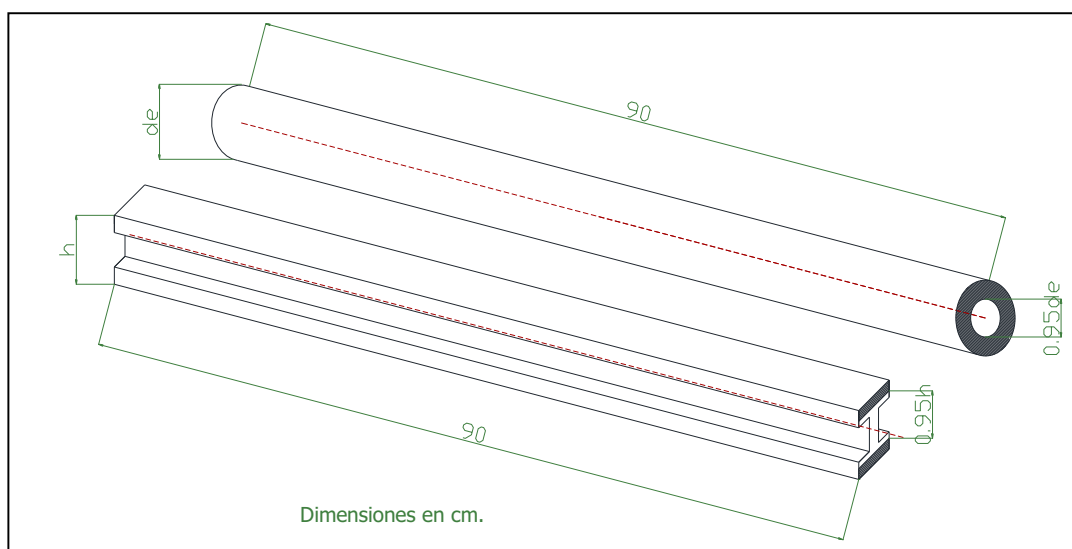


Figura 3.32. Volúmenes equivalentes sometidos al 95% o más de esfuerzo máximo.

De acuerdo a la Figura 3.32, el volumen de la placa sometido al 95% o más del esfuerzo máximo es: $V_{95\% \text{ viga}} = 34,11 \text{ (cm}^3\text{)}$.

Este volumen debe ser igual al volumen de material sometido al 95% o más del esfuerzo máximo del eje equivalente.

$$34,11 = \pi (d_e^2 - (0,95 \cdot d_e)^2) \cdot 22,5$$

Ec.[3.53]

Despejado el valor del diámetro efectivo, se tiene que su valor es de:

$$d_e = 2,225 \text{ (cm)} = 22,25 \text{ (mm)}$$

Para el valor del diámetro efectivo encontrado, la expresión correspondiente para hallar el factor de corrección por tamaño es la ecuación [3.53].

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 * (22,25)^{-0,107} = 0,89$$

Ec.[3.54]

Factor de carga:

$$K_c = 1 \text{ (Para flexión)}$$

Factor de temperatura: La temperatura de trabajo aproximada para las vigas se asume que es de 25 °C o 77 °F. El factor de temperatura se calcula de acuerdo a la ecuación [3.23]

$$k_d = 0,975 + 0,432 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\circ F} - 0,115 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\circ F}^2 + 0,104 \cdot 10^{-8} \cdot T_{\circ F}^3 - 0,595 \cdot 10^{-12} \cdot T_{\circ F}^4$$

Para: $70 \leq T^{\circ F} \leq 1000$

$20 \leq T^{\circ C} \leq 540$

$$K_d = 1$$

Factor de modificación por concentración de esfuerzos:

$$K_e = 1 \text{ (No existen concentradores de esfuerzos en la sección analizada)}$$

Factor de efectos diversos:

$$K_f = 1$$

Al conocer todos los parámetros de la ecuación [3.20], el límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$S_e = 200 \text{ (MPa)} * 0,78 * 0,89 * 1 * 1 * 1 * 1$$

$$\mathbf{S_e = 138,84 \text{ (MPa).}}$$

Como ya se conocen el esfuerzo medio, la amplitud de los esfuerzos, y el límite de resistencia a la fatiga del elemento, se puede construir el diagrama de Goodman Modificado para obtener el factor de seguridad del elemento a fatiga.

Valores obtenidos:

$$\sigma_m = 17,91 \text{ (MPa)}.$$

$$\sigma_a = 17,91 \text{ (MPa)}.$$

$$S_e = 138,84 \text{ (MPa)}.$$

$$S_{ut} = 400 \text{ (MPa)}.$$

$$S_y = 248,56 \text{ (MPa)}.$$

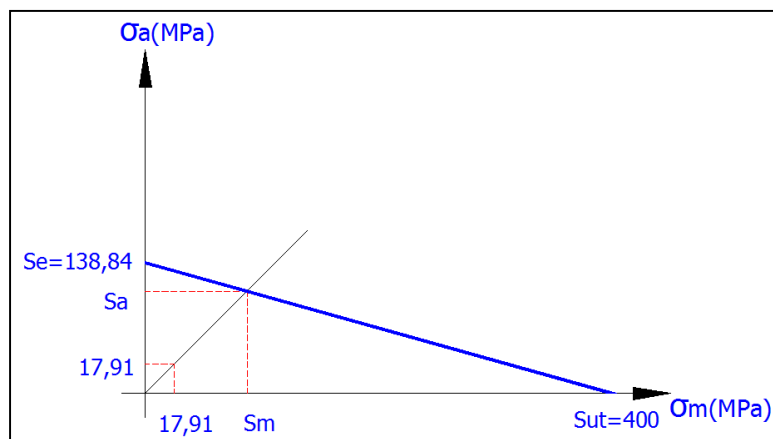


Figura 3.33. Diagrama de Goodman modificado.

El factor de seguridad para vida infinita se expresa según la Ec.[3.25]

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

En donde:

n = Factor de seguridad a la fatiga del elemento.

S_m = Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio (MPa).

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

Falta por determinar el valor de S_m , este valor se lo puede hallar con la expresión [3.26] citada a continuación.

$$S_m = S_e / \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}} \right)$$

En donde:

S_m = Límite de resistencia a la fatiga del elemento medio (MPa).

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento (MPa).

S_{ut} = Límite de fluencia del material (MPa).

σ_m = Esfuerzo medio (MPa).

σ_a = Amplitud de los esfuerzos (MPa).

Con los valores disponibles, se tiene que el valor de S_m es:

$$S_m = 138,84 / \left(1 + \frac{138,84}{400}\right)$$

$$S_m = 103 \text{ (MPa).}$$

Finalmente, utilizando la ecuación [3.25] el factor de diseño dinámico sería de:

$$n = \frac{103,1}{17,91}$$

$$\mathbf{n = 5,76}$$

El factor de seguridad de diseño dinámico con un valor aproximado de 6, nos garantiza que es un diseño aceptable.

3.1.4.3 Diseño de la junta²²

En nuestro diseño, se estableció que las juntas entre los montantes y las vigas de apoyo de las placas de prensado, deben permitir solamente la transmisión de cargas de corte. Para nuestra máquina, se ha optado por la utilización de una junta de ángulo simple, como la indicada en la Figura 3.34.

²² AISC, (1980), "Manual of steel construction", 8va Edición, Estados Unidos, Sección 4, pág.54 -60.

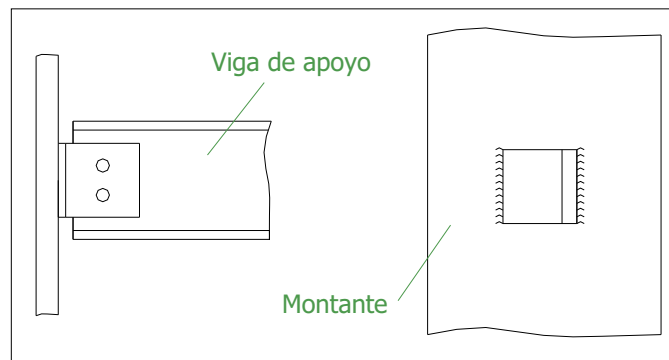


Figura 3.34. Junta de ángulo simple.

La junta utilizará un ángulo de conexión, un lado del ángulo irá soldado a los montantes y el otro lado irá empernado a la viga de apoyo.

El estado de carga de los elementos de la junta, se indica en la Figura 3.35. Estado de carga de la junta. Como se puede observar, debido a que la carga a soportar por cada junta no es elevada, se ha decidido utilizar dos pernos por cada junta.

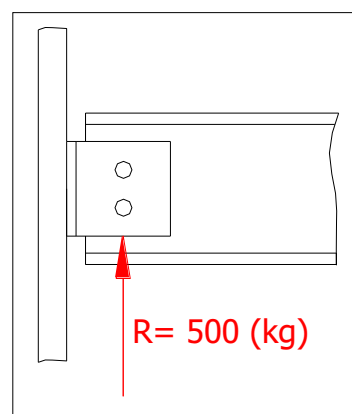


Figura 3.35. Estado de carga de la junta.

Los pernos pueden ser dimensionados en base a los siguientes criterios:

- a) El rozamiento entre los lados del ángulo de conexión y la viga de apoyo, soporta la carga de corte.
- b) El perno actúa como pasador y soporta la carga de corte.

Para nuestro diseño, conviene utilizar el segundo criterio, ya que para el dimensionamiento de los montantes y las vigas de apoyo, se consideró que las conexiones no generaban ningún momento flector. Sin embargo, para mayor seguridad, se verificará ambos criterios.

Si se considera a los lados del ángulo de conexión y la viga de apoyo como superficies laminadas en bruto, puede tomarse con seguridad, un valor para el coeficiente de rozamiento de 0,25.

La fuerza de rozamiento entre las superficies de unión se calcula con la siguiente expresión:

$$F_R = \mu \cdot F_i$$

Ec.[3.55]

En donde:

F_R = Fuerza de rozamiento (Kg).

F_i = Fuerza de pretensado de los pernos (Kg).

μ = Coeficiente de rozamiento entre las superficies en contacto.

En la Figura 3.35, se indica que la carga de corte que tiene que soportar cada perno es de 250 kg. Por lo tanto la fuerza de pretensado mínima para cada perno debe ser de:

$$F_i = 250/0,25$$

$$F_i = 1000(\text{Kg})$$

El pretensado recomendado para los pernos se encuentra dentro del siguiente intervalo:

$$0,6 \cdot F_p \leq F_i \leq 0,9 \cdot F_p$$

Ec.[3.56]

Para nuestro diseño, se ha elegido una fuerza de pretensado que corresponda al 60% de la carga de prueba. La fuerza de pretensado para pernos se determina con la siguiente expresión:

$$F_i = 0,6 \cdot \sigma_p (\pi \cdot d^2 / 4)$$

Ec.[3.57]

En donde:

F_i = Fuerza de pretensado del perno (Kg).

σ_p = Resistencia a la prueba del perno (Kg/ cm²).

d = Diámetro de la sección a tensión del perno (cm).

Al ser los pernos elementos primordiales para el correcto funcionamiento de la máquina, se ha optado por la utilización de pernos grado SAE 5, cuya resistencia a la carga de prueba es de 65 (Ksi) equivalente a 4579,55 (Kg/ cm²).

Despejando la Ec.[3.57], y reemplazando valores, se tiene que el diámetro mínimo de la sección a tensión del perno es de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_i}{0,6 \cdot \pi \cdot \sigma_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1000}{0,6 \cdot \pi \cdot 4579,55}}$$

$$d = 0,68 \text{ (cm)}$$

Se ha optado por la utilización de pernos SAE grado 5 con un diámetro nominal de 12 (mm) ó 1/2 (pulg), para satisfacer el requerimiento de resistencia al pretensado del perno y las tareas de montaje de las vigas de apoyo al ángulo de conexión.

El torque requerido para conseguir el pretensado está dado por la siguiente expresión:

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

Ec.[3.58]

En donde:

T = Torque requerido para el pretensado del perno (kg.cm).

K = Coeficiente del par de torsión.

F_i = Fuerza de pretensado del perno (Kg).

d = Diámetro de nominal del perno (cm).

El coeficiente de par de torsión para un perno con un diámetro de 1/2" NF es de 0,189, entonces el torque requerido para el pretensado será de:

$$T = K \cdot F_i \cdot d = 0,189 \cdot 1000 \cdot 1,25$$

$$T = 236,25 \text{ (kg.cm)} = 2,36 \text{ (kg.m)} = 2,31 \text{ (KN.cm)}.$$

Ahora se procede a verificar la resistencia del perno al corte, el esfuerzo de corte sobre el perno es de:

$$\tau = F / A$$

Ec.[3.59]

En donde:

τ = Esfuerzo de corte sobre el perno (kg/ cm²).

F = Fuerza de corte sobre el perno (Kg).

A = Sección transversal del núcleo del perno (cm²).

Considerando que el área del núcleo del perno es igual a 0,713 (cm²), entonces, el esfuerzo de corte sobre cada perno será de:

$$\tau = F / A = 250 / 0,713$$

$$\tau = 350,84 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 4,98 \text{ (ksi)}$$

Tomando en cuenta que el límite de fluencia a la tensión del perno es de 100 ksi, el límite de fluencia a la cortadura del perno puede ser tomado como un 60%, entonces se tendrá un valor de resistencia al corte de 60 Ksi.

El factor de seguridad al corte bajo el cual estará trabajando el perno se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta_c = S_c / \tau$$

Ec.[3.60]

En donde:

η_c = Factor de seguridad al corte.

S_c = Límite de fluencia del material al corte (Ksi).

τ = Esfuerzo de corte sobre el perno (Ksi).

$$\eta_b = 60 / 4,98$$

$$\eta_b = 12$$

El factor de seguridad hallado, garantiza la resistencia del perno al corte, en vista de que el valor calculado es alto, se omite el análisis a fatiga.

Ahora se procede a verificar la resistencia de los lados del ángulo de unión y de la viga de apoyo al aplastamiento ejercido por los pernos.

El efecto del aplastamiento sobre los lados del ángulo de conexión y la viga de apoyo se muestra en la

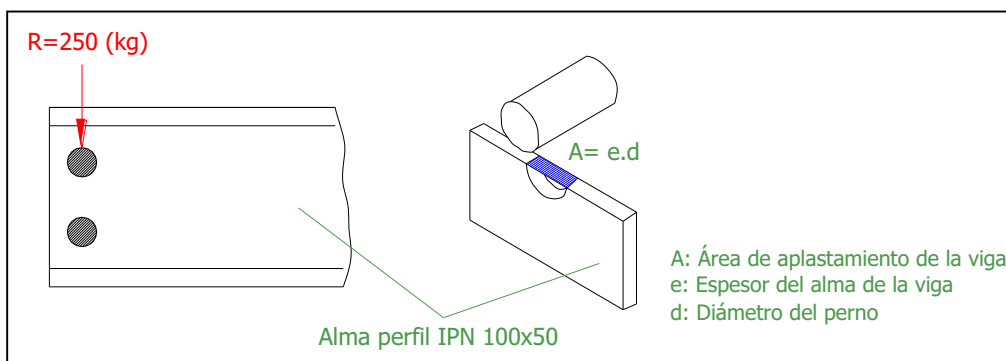


Figura 3.36.

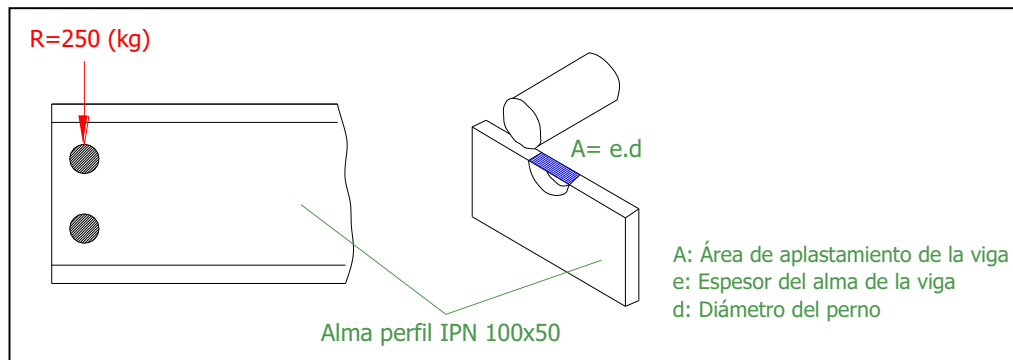


Figura 3.36. Análisis de aplastamiento.

El valor del esfuerzo de aplastamiento se calcula con la siguiente expresión:

$$\sigma_a = F / A$$

Ec.[3.61]

En donde:

σ_a = Esfuerzo de aplastamiento (Kg/cm^2).

F = Fuerza sobre cada perno (Kg).

A = Área proyectada del agujero sobre los lados de conexión (cm^2).

De esta manera, el esfuerzo de aplastamiento sobre el alma del perfil IPN 100x50 seleccionado para la viga de apoyo será de:

$$\sigma_a = 250 / 0,45 * 1,0$$

$$\sigma_a = 555,56 (\text{Kg}/\text{cm}^2) = 7,89 (\text{Ksi})$$

El factor de seguridad al aplastamiento con el que estaría trabajando la viga de apoyo se determina con la siguiente expresión:

$$\eta_a = S_a / \sigma_a$$

Ec.[3.62]

En donde:

n_a = Factor de seguridad al aplastamiento.

S_a = Límite de resistencia al aplastamiento (Ksi).

σ_a = Esfuerzo de aplastamiento (Ksi).

Si se toma como valor de resistencia al aplastamiento, del perfil de la viga de apoyo y del ángulo de conexión, un valor igual al límite de fluencia del material que para nuestro caso es de 36 Ksi, el factor de seguridad al aplastamiento del alma del perfil seleccionado será el siguiente

$$\eta_a = 36 / 7,89 = 4,56$$

El factor de seguridad hallado, garantiza la resistencia del perfil seleccionado al aplastamiento, por tal razón se recomienda utilizar un ángulo de conexión con un espesor similar al del alma del perfil utilizado, el ángulo a utilizar es un AL 65x6.

Se omite el análisis del aplastamiento sobre los pernos, ya que su resistencia es mayor que la de los perfiles de la viga de unión y el ángulo de conexión.

Ahora se procederá a dimensionar la soldadura que conectará a los montantes con el ángulo de unión.

La soldadura a utilizar para unir los montantes al ángulo de conexión, se utilizará una soldadura a filete con electrodo E6011, para el dimensionamiento del tamaño de la soldadura se utilizará la siguiente expresión dada por la AISC:

$$0,4 \cdot F_y \cdot t = 0,3 \cdot F_u \cdot D$$

Ec.[3.63]

En donde:

F_y = Límite de fluencia del material base (Ksi).

t = Espesor de la parte conectada (mm).

F_u = Resistencia a la rotura por tensión del material base (Ksi).

D = Espesor de la garganta de la soldadura (mm).

Tomando en cuenta que el material del ángulo de conexión es el acero A-36, y se utilizará un electrodo E6011 para la soldadura, reemplazando los valores correspondientes en la Ec.[3.63]:

$$0,4 * 36 * 4 = 0,3 * 60 * D$$

$$D = 3,2 \text{ (mm)}$$

En base al valor obtenido, se propone utilizar una soldadura de 4 (mm) de lado, de esta manera el espesor efectivo de la garganta, se calcula en base a la siguiente expresión:

$$D = 0,7071 \cdot L \text{ (mm)} = 0,7071 * 4 = 2,83 \text{ (mm)}$$

Ec.[3.64]

El estado de carga de los filetes de soldadura es el indicado en la Figura 3.37.

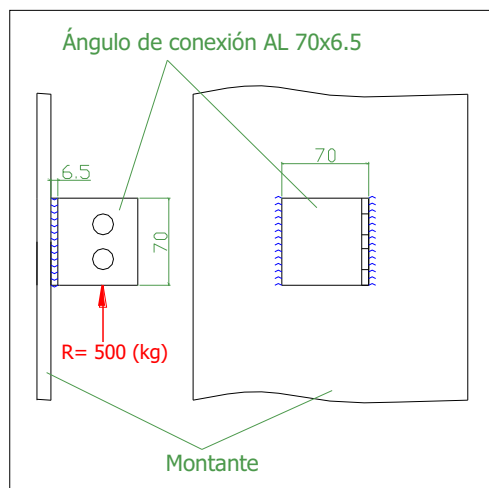


Figura 3.37. Estado de carga para el análisis de soldadura.

Para el análisis de los esfuerzos sobre el cordón de soldadura, se tomará únicamente en cuenta las cargas que generan corte sobre la garganta del cordón de soldadura, ya que estas son las más críticas. El diagrama del cuerpo libre de las cargas de análisis para el cordón de soldadura se indica en la Figura 3.38.

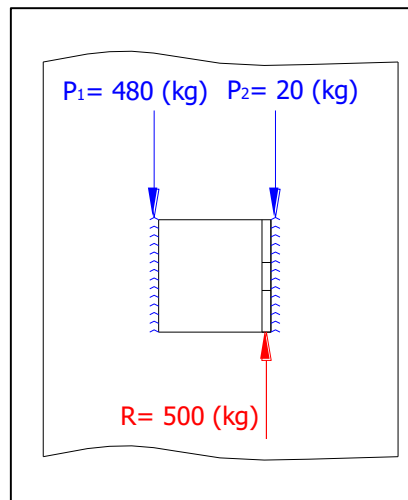


Figura 3.38. Diagrama de cuerpo libre en el perfil de AL 65x6.

Del diagrama de cuerpo libre, se observa que el cordón más crítico es el que está soportando la carga de 480 (kg). El esfuerzo de corte sobre el cordón se determina con la Ec.[3.59] como se la indica a continuación:

$$\tau = F/A$$

En donde:

τ = Esfuerzo de corte sobre el filete de soldadura (kg/cm^2).

F = Fuerza de corte sobre el filete de soldadura (Kg).

A = Sección transversal de la garganta del filete de soldadura (cm^2).

Reemplazando los valores disponibles, se tiene que el esfuerzo de corte sobre el cordón de soldadura es:

$$\tau = F/A = 480/0,283 * 5$$

$$\tau = 339,33 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 4,81 \text{ (Ksi)}$$

El esfuerzo de corte permisible recomendado por la AISC se indica en la siguiente Ec.[3.65]:

$$[\tau] = 0,3 \cdot F_u$$

Ec.[3.65]

En donde:

τ = Esfuerzo de corte permisible sobre el filete de soldadura (ksi).

F_u = Resistencia a la rotura por tensión del material base (Ksi).

De esta manera el esfuerzo de corte permisible del filete de soldadura es de:

$$[\tau] = 0,3 \cdot F_u = 0,3 * 60$$

$$[\tau] = 18 \text{ (ksi)}$$

Como se puede observar el esfuerzo de corte sobre el cordón de soldadura es muy inferior al valor del esfuerzo permisible recomendado por la AISC, esto nos indica que el tamaño elegido para el cordón de soldadura presta una gran seguridad a la máquina, a pesar de que no fue considerado el efecto generado por la flexión del ángulo de conexión, efecto que se ve disminuido por las deformaciones que se darán en el cordón de soldadura y en el ángulo de conexión.

3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El análisis de calentamiento se lo realiza para determinar la energía necesaria que se necesita para calentar la placa superior de la maquina con dimensiones 80x50x2 cm³, desde una temperatura ambiente de 20 °C hasta una temperatura máxima de trabajo de 200 °C. Además nos ayuda a conocer el tiempo que se toma la placa superior de calentamiento en llegar a la temperatura requerida.

El material elegido para la fabricación de la placa superior de calentamiento es el aluminio, el cual nos permite garantizar una buena conductividad térmica, las dimensiones de esta placa dependen de los esfuerzos que se encuentra soportando y también de las procesos que se van a realizar con la maquina.

La placa elegida según el diseño en base a la resistencia y a la deflexión se establece en la Figura 3.8, por motivo de facilitar el cálculo de los parámetros de transferencia de calor se asume una placa sin rigidizadores, ver la Figura 3.42.

Realizando una verificación en las hojas técnicas de las entretelas, ver Anexo N° 1, se observa que cada una de ellas tiene un rango específico de temperatura dentro del cual deben ser procesadas. Al observar los distintos rangos de temperatura de procesamiento de las entretelas, se determina que existe un intervalo alrededor de los 10 (°C), entre los valores mínimos y máximos de procesamiento.

En base a lo enunciado en el párrafo anterior, se concluye que no es necesaria la utilización de un control de temperatura de alta precisión, por esta razón, se ha optado por la utilización de un control tipo ON-OFF; al trabajar con este tipo de control, el análisis de transferencia de calor para la placa superior debe ser realizado dentro del estado transitorio.

3.2.1 ANÁLISIS DE CALENTAMIENTO²³

El análisis de calentamiento se lo realiza desde una temperatura ambiente de 20 °C hasta una temperatura de 200 °C. Se realiza el balance de energía en el volumen de control establecido en la Figura 3.39, tomando en cuenta la energía generada por las resistencias eléctricas, las pérdidas de energía por convección y radiación que existe en la placa calefactora hacia el medio ambiente.

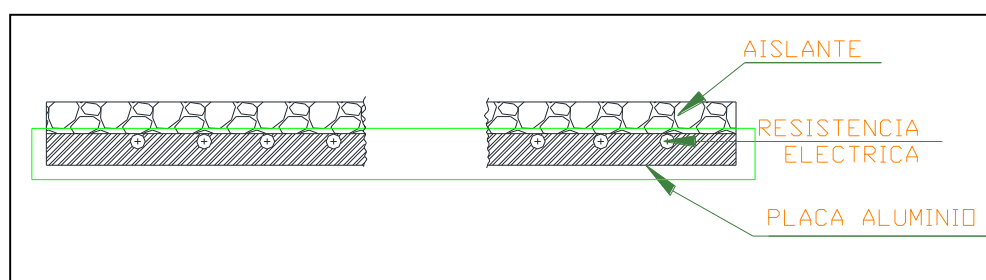


Figura 3.39. Volumen de control para la placa de calentamiento.

²³ INCROPERA, DE WITT, (1999), "Fundamentos de Transferencia de Calor", Prentice Hall, 4ta Edición, México, pág. 212 - 225.

Para los cálculos del volumen de control se asume primeramente que no existe un aislante térmico en la parte superior. Planteamos la ecuación del balance de energías:

$$E_g = E_{sal} + E_{alm}$$

Ec.[3.66]

Donde:

E_g = energía generada (W)

E_{sal} = energía perdida (W)

E_{alm} = energía almacenada en la placa (W)

3.2.1.1.1 Energía generada

Es la energía que se necesita para calentar la placa a la temperatura requerida, esta energía es provista por resistencias eléctricas tubulares.

3.2.1.1.2 Pérdidas de energía

$$E_{sal} = q_{conv} + q_{rad}$$

Ec.[3.67]

Donde:

E_{sal} = energía perdida (W)

q_{conv} = calor total perdido por convección.

q_{rad} = calor total perdido por radiación.

Calor perdido por convección

$$q_{conv} = q_{conv(I)} + q_{conv(S)} + q_{conv(L)}$$

Ec.[3.68]

Donde:

q_{conv} = calor total perdido por convección.

$q_{conv(I)}$ = calor perdido por convección parte inferior de la placa.

$q_{\text{conv}(S)}$ = calor perdido por convección parte superior de la placa.

$q_{\text{conv}(L)}$ = calor perdido por convección parte lateral de la placa.

- La pérdida de calor por convección en la parte inferior de la placa se lo realiza de la siguiente forma:

$$q_{\text{conv}(I)} = h_I \cdot A_I \cdot (T_S - T_\infty)$$

Ec.[3.69]

Donde:

h_I = coeficiente de convección de la pared horizontal inferior (W/m^2K)

A_I = área inferior de la placa (m^2)

T_S = temperatura superficial de la placa (K)

T_∞ = temperatura del aire en (K)

- La pérdida de calor por convección en la parte superior de la placa se lo realiza de la siguiente forma:

$$q_{\text{conv}(S)} = h_S \cdot A_S \cdot (T_S - T_\infty)$$

Ec.[3.70]

Donde:

h_S = coeficiente de convección de la pared horizontal superior (W/m^2K)

A_S = área superior de la placa (m^2)

- La pérdida de calor por convección en la parte lateral de la placa se lo realiza de la siguiente forma:

$$q_{\text{conv}(L)} = h_L \cdot A_L \cdot (T_S - T_\infty)$$

Ec.[3.71]

Donde:

h_L = coeficiente de convección de la pared vertical (W/m^2K)

A_L = área lateral de la placa (m^2)

Calor perdido por radiación

$$q_{\text{rad}} = q_{\text{rad(I)}} + q_{\text{rad(S)}} + q_{\text{rad(L)}}$$

Ec.[3.72]

Donde:

q_{rad} = calor total perdido por radiación.

$q_{\text{rad(I)}}$ = calor perdido por radiación parte inferior de la placa.

$q_{\text{rad(S)}}$ = calor perdido por radiación parte superior de la placa.

$q_{\text{rad(L)}}$ = calor perdido por radiación parte lateral de la placa.

$$q_{\text{rad}} = A_T \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4)$$

Ec.[3.73]

Donde:

ε = emisividad del aluminio a temperatura ambiente.

σ = constante de Stefan – Boltzmann

T_s = Temperatura superficial

T_a = Temperatura de los alrededores

A_T = área superficial total de la placa de aluminio

$$A_T = A_I + A_L + A_S$$

Ec.[3.74]

El coeficiente de radiación se determina de la siguiente forma:

$$q_{\text{rad}} = h_{\text{rad}} \cdot A_T (T_s - T_a)$$

Ec.[3.75]

Igualando las Ec.[3.73], Ec.[3.75] y operando se obtiene la siguiente ecuación para determinar el coeficiente de radiación:

$$h_{\text{rad}} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4)}{(T_s - T_a)}$$

Ec.[3.76]

3.2.1.1.3 Energía almacenada en la placa

$$E_{\text{alm}} = m \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ec.[3.77]

Donde:

m= masa de la placa de aluminio (Kg)

C_p = calor específico de la placa de aluminio (W/Kg.°C)

$\frac{\partial T}{\partial t}$ = variación de la temperatura respecto al tiempo (°C/h)

Se determina la masa de la placa de aluminio:

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = \rho \cdot \left(a \cdot l \cdot e - \pi \cdot a \cdot n \cdot \frac{d^2}{2} \right)$$

Ec.[3.78]

Donde:

V = volumen de la placa (m³)

ρ = densidad del aluminio (Kg/m³)

a = ancho de la superficie de la placa (m)

l = largo de la superficie de la placa (m)

e = espesor de la placa (m)

n = numero de resistencias

d = diámetro del agujero (m)

Con la ecuación general del balance de energías se obtiene la Ec.[3.79], la misma que nos facilita determinar el tiempo y la energía necesaria para el calentamiento. La

Ec.[3.79] no es posible de integrar para obtener una solución exacta por lo cual se procede a obtener una solución aproximada haciendo avanzar la solución en intervalos tiempo.

$$\int_{T_1}^{T_2} dT = \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{E_g - q_{\text{rad}} - q_{\text{conv}}}{m \cdot c_p} \right) dt$$

$$\int_{T_1}^{T_2} dT = \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{E_g - A_T \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4) - (h_I \cdot A_I + h_S \cdot A_S + 2h_L \cdot A_L)(T_s - T_\infty)}{m \cdot c_p} \right) dt$$

Ec.[3.79]

Los parámetros de Ec.[3.80] se evaluarán para intervalos de tiempos de 30 segundos, en cada intervalo de tiempo se asume que los parámetros inmersos en la ecuación como el calor perdido por radiación y el calor perdido por convección son constantes. Esta es una solución aproximada ya que se lo realiza por medio de iteraciones.

$$T_2 = \left(\frac{E_g - q_{\text{rad}} - q_{\text{conv}}}{m \cdot c_p} \right) \Delta t + T_1$$

Ec.[3.80]

3.2.1.1.4 Ejemplos de cálculo

Cálculo del área superficial inferior de la placa: $A_I = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4 \text{ m}^2$

Cálculo del área superficial superior de la placa: $A_S = 0,72 \cdot 0,5 = 0,36 \text{ m}^2$

Cálculo del área lateral de la placa: $A_L = 2(0,8 \cdot 0,02 + 0,5 \cdot 0,02) = 0,052 \text{ m}^2$

Todas las propiedades se evalúan a la temperatura de la película, la cual se la calcula con la temperatura superficial máxima que es de 473,15 K.

$$T_p = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Ec.[3.81]

$$T_p = 383,2 \text{ K}$$

Propiedades del aire @ 383,2 K.

Conductividad térmica 0,03261 (W/m.K)

Numero de Prant 0,69277

Gravedad es 9,8 (m/s²)

El β es 0,0026 (K⁻¹)

Coefficiente de difusividad térmica 0,000036 (m²/s)

Viscosidad cinemática 0,000025 (m²/s)

El coeficiente de convección para una pared horizontal o vertical se determina con la siguiente ecuación:

$$h = \frac{K_{\text{aire}}}{L_c} \cdot \bar{Nu}_L$$

Ec.[3.82]

Donde:

K_{aire} = conductividad térmica del aire (W/m.K)

L_c = longitud característica (m)

Nu_L = número de Nusselt

Se determina el número de Rayleigh:

$$Ra_{L(I)} = \frac{g \cdot B \cdot L_c^3 \cdot (T_s - T_\infty)}{\alpha \cdot \nu}$$

Ec.[3.83]

Donde:

g = gravedad (m/s²)

$$\beta = 1/T_P \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

α = coeficiente de difusividad térmica (m²/s)

ν = viscosidad cinemática (m²/s)

Calculo del coeficiente de convección pared horizontal inferior

La longitud característica se determina de la siguiente manera:

$$L_{CI} = \frac{A_I}{P}$$

Ec.[3.84]

Donde:

L_{CI} = longitud característica inferior (m)

P = perímetro de la placa (m)

$$L_{CI} = 0,1538 \text{ m}$$

$$Ra_{L(I)} = 1,8 \cdot 10^7$$

El número de Nusselt se calcula con la siguiente ecuación para una pared horizontal de superficie inferior de placa caliente.

$$\bar{Nu}_{L(I)} = 0,27 Ra_{L(I)}^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_{L(I)} \leq 10^{10})$$

Ec.[3.85]

$$\bar{Nu}_{L(I)} = 17,63$$

Con la ayuda de la Ec.[3.82] se determina el coeficiente de convección inferior:

$$h_I = 3,75 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Calculo del coeficiente de convección pared horizontal superior

La longitud característica se determina de la siguiente manera:

$$L_{CS} = \frac{A_S}{P}$$

Ec.[3.86]

Donde:

L_{CS} = longitud característica superior (m)

P = perímetro de la placa (m)

$$L_{CS} = 0.1475 \text{ (m)}$$

Se determina el número de Rayleigh:

$$Ra_{L(S)} = 1,65 \cdot 10^7$$

El número de Nusselt se calcula con la siguiente ecuación para una pared horizontal de superficie superior de placa caliente.

$$\bar{Nu}_{L(S)} = 0,15 Ra_{L(S)}^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_{L(S)} \leq 10^{11})$$

Ec.[3.87]

$$\bar{Nu}_{L(S)} = 38,19$$

Con la ayuda de la Ec.[3.82] se determina el coeficiente de convección superior:

$$h_S = 8,47 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Calculo del coeficiente de convección pared vertical

El coeficiente de convección para una pared vertical se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_L = \frac{K_{\text{aire}}}{L_{CL}} \cdot \bar{Nu}_{L(L)}$$

Ec.[3.88]

Donde:

K_{aire} = conductividad térmica del aire (W/m.K)

L_{CL} = longitud característica lateral (m)

Nu_L = número de Nusselt

La longitud característica se determina de la siguiente manera:

$$L_{CL} = e$$

Ec.[3.89]

Donde:

L_{CL} = longitud característica lateral (m)

e = espesor de la placa (m)

$$L_{CL} = 0.02 \text{ (m)}$$

Se determina el número de Rayleigh:

$$Ra_{L(I)} = 3,99 \cdot 10^4$$

El número de Nusselt se calcula con la siguiente ecuación para una pared vertical.

$$\bar{Nu}_{L(L)} = 0,68 + \frac{0,670 Ra_{L(L)}^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad Ra_{L(L)} \leq 10^9$$

Ec.[3.90]

$$\bar{Nu}_{L(I)} = 7,93$$

Con la ayuda de la Ec.[3.88] se determina el coeficiente de convección vertical:

$$h_L = 12,97 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Calor perdido por radiación

Para este caso se asume que la temperatura de los alrededores es aproximadamente igual a la temperatura ambiente.

$$T_a = T_\infty = 298,15 \text{ K}$$

$$T_s = 473,15 \text{ K}$$

$$\varepsilon = 0,05$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ (W/m}^2\cdot\text{K}^4\text{)}$$

El coeficiente de radiación se determina de la siguiente forma:

$$h_{\text{rad}} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4)}{(T_s - T_a)}$$

Ec.[3.91]

$$h_{\text{rad}} = 0,68 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

Determinación de la masa de la placa de aluminio:

La densidad asumida para la placa es de 2770 (Kg/m³)

$$m = \rho \cdot \left(a \cdot l \cdot e - \pi \cdot a \cdot n \cdot \frac{d^2}{2} \right)$$

Ec.[3.92]

$$m = 2770 \cdot \left(0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,02 - \pi \cdot 0,5 \cdot 9 \cdot \frac{0,00953^2}{2} \right) = 20,38 \text{ Kg}$$

3.2.2 PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Con la ayuda de la Ec.[3.79] y la hoja de cálculo EXCEL se determino todos los parámetros de la ecuación para los diferentes intervalos de tiempo.

Tabla 3.11. Constantes utilizadas en el cálculo de transferencia de calor.

Emisividad	Cte	0,039315
Boltzman	W/(m²*K⁴)	5,67E-08
Area L	m²	0,052
Area I	m²	0,4
Area S	m²	0,36
Masa	Kg	20,38

E generada	W	8100
----------------------	----------	------

En la Figura 3.40, se observa como varia la temperatura superficial en función del tiempo.

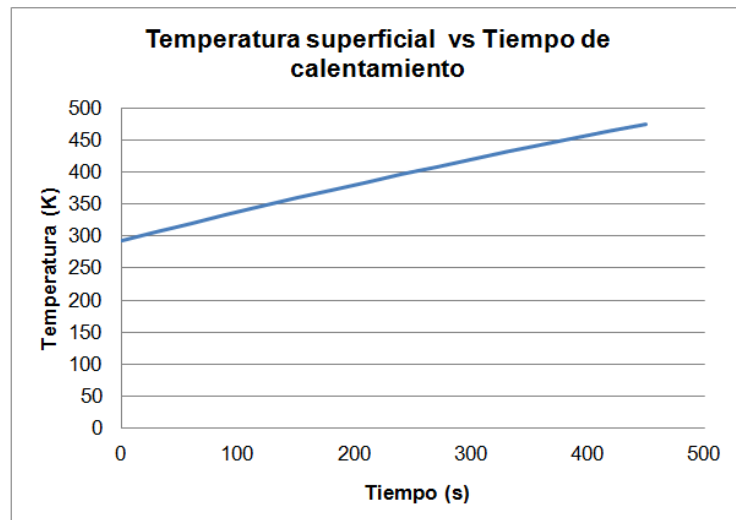


Figura 3.40. Temperatura superficial en función del tiempo de calentamiento

Tabla 3.12. Cálculos de la placa de calentamiento

	Unidades	Tiempo (seg)																
		0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	390	420	450	
T super	K	293	307	320	334	347	360	372	384	397	408	420	432	443	454	465	475	
Talred	K	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293	
NuL I		0	12,49	14,41	15,49	16,20	16,69	17,03	17,29	17,47	17,61	17,70	17,77	17,81	17,83	17,99	17,95	
NuL S		0	24,21	27,93	31,84	33,78	35,15	36,13	36,85	37,37	37,75	38,03	38,22	38,34	38,41	38,85	38,73	
NuL L		0,68	5,83	6,62	7,06	7,35	7,55	7,70	7,80	7,87	7,93	7,97	7,99	8,01	8,02	8,08	8,06	
hconv L	W/(m ² *K)	0,88	7,67	8,87	9,65	10,22	10,68	11,06	11,39	11,68	11,93	12,17	12,38	12,57	12,75	13,06	13,18	
h conv I	W/(m ² *K)	0	2,14	2,51	2,75	2,93	3,07	3,18	3,28	3,37	3,45	3,52	3,58	3,64	3,69	3,78	3,82	
h conv S	W/(m ² *K)	0	4,32	5,08	5,89	6,37	6,74	7,04	7,30	7,52	7,71	7,88	8,03	8,16	8,28	8,52	8,59	
Cp	W.s/(kg.K)	851	861	870	879	888	897	906	916	923	930	937	943	950	957	963	969	
QrL	W	0	0,17	0,38	0,62	0,91	1,23	1,60	2,01	2,52	3,00	3,53	4,11	4,73	5,39	6,10	6,86	
QrI	W	0	1,33	2,92	4,79	6,97	9,46	12,30	15,49	19,36	23,10	27,17	31,59	36,35	41,46	46,93	52,77	
QrS	W	0	1,20	2,63	4,31	6,27	8,52	11,07	13,94	17,43	20,79	24,46	28,43	32,71	37,32	42,24	47,50	
Qconv L	W	0	5,49	12,61	20,37	28,52	36,91	45,46	54,09	62,80	71,55	80,32	89,10	97,86	106,61	116,57	124,96	
Qconv I	W	0	11,77	27,45	44,69	62,83	81,55	100,64	119,93	139,38	158,93	178,53	198,13	217,70	237,22	259,70	278,35	
Qconv S	W	0	21,42	49,93	86,18	122,99	161,21	200,32	239,89	279,79	319,85	359,94	399,95	439,81	479,46	526,40	563,78	
E alm	W	8100	8059	8004	7939	7872	7801	7729	7655	7579	7503	7426	7349	7271	7193	7102	7026	
Temp f	K	293	307	320	334	347	360	372	384	397	408	420	432	443	454	465	475	

En la Tabla 3.12 se puede observar los parámetros para el cálculo de transferencia de calor en intervalos de tiempo de 30 segundos, para cada instante de tiempo se asumen que los parámetros son constantes, también se observa que la placa alcanza la temperatura requerida para el proceso de prensado en un tiempo aproximado de 450 segundos.

Para realizar el calentamiento de una manera más eficiente se decide colocar un aislante térmico en la parte superior de la placa para evitar las pérdidas de calor, esto también se lo realiza para brindar mayor seguridad al operario.

Además se observa en la Tabla 3.11 que la energía necesaria para alcanzar la temperatura requerida por medio de las resistencias eléctricas es de 8100 wattios.

3.3 SISTEMA HIDRÁULICO

3.3.1 CONSIDERACIONES GENERALES

El sistema hidráulico a utilizar en la máquina, debe ser diseñado de la manera más simple posible, tratando de utilizar el menor número de elementos, pero sin afectar a los requerimientos que debe cumplir la máquina.

Se debe establecer un sistema hidráulico que permita cumplir con las siguientes características:

- Presión de trabajo precisa y regulable.
- Alta productividad del la máquina.
- Seguridad y confort al operario durante la operación de la máquina.

En la Figura 3.41, se representa de manera esquemática el circuito hidráulico a utilizarse en la máquina.

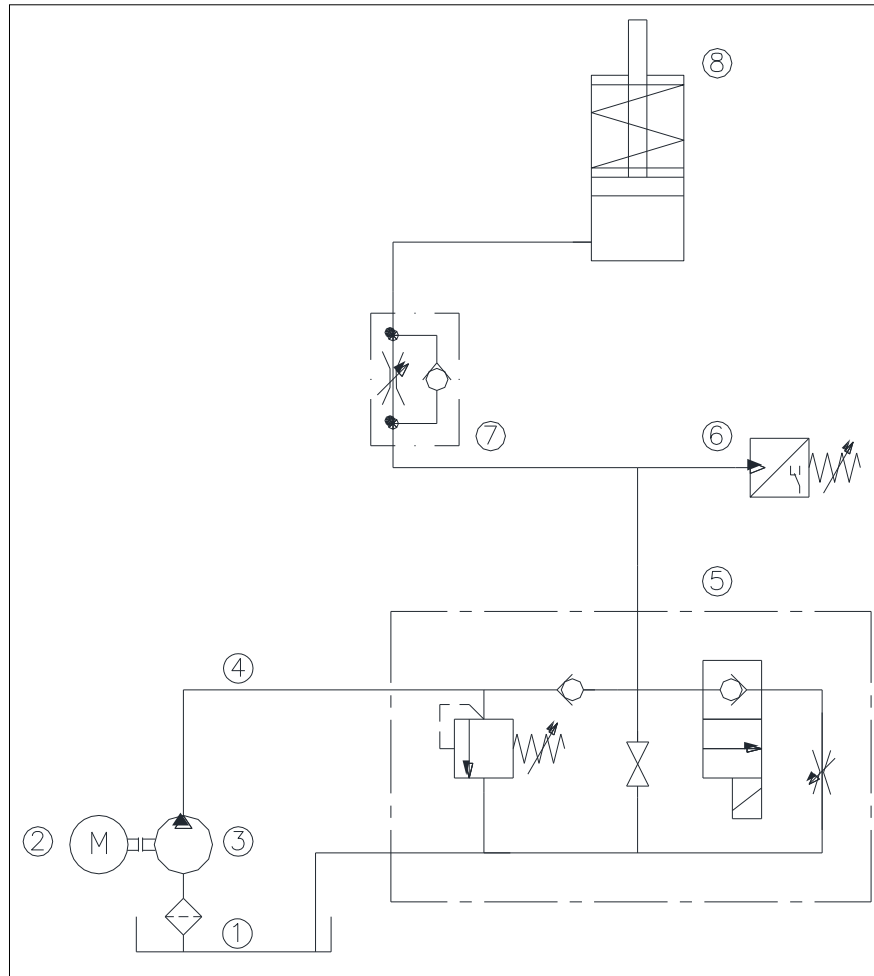


Figura 3.41. Esquema general del sistema hidráulico.

Los componentes del sistema hidráulico son los siguientes:

1. Depósito del fluido.
2. Motor eléctrico.
3. Bomba hidráulica.
4. Cañerías.
5. Válvula modular de elevación.
6. Presostato.
7. Válvula reguladora de caudal unidireccional.
8. Cilindro hidráulico de simple efecto.

3.3.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

La operación de los elementos del sistema hidráulico, va a estar directamente relacionada con el funcionamiento del sistema de control automático.

El trabajo de la máquina se dará inicio cuando el carro que contiene el conjunto tela-entretela ingrese totalmente a la prensa, accionando un fin de carrera, que indicará que el carro está en la posición adecuada para iniciar el proceso de prensado, entonces, el sistema de control da la orden para encender el motor eléctrico acoplado a la bomba hidráulica.

Al entrar la bomba en funcionamiento, el aceite hidráulico empieza a circular por las cañerías del sistema, e ingresa a la válvula modular de elevación.

En la válvula modular, se evalúa si la presión del sistema no supera a la presión máxima de operación de la máquina (100 bares), mediante la válvula limitadora de presión que posee en su interior.

Si la presión del sistema es la adecuada, el aceite continúa su camino hacia el cilindro hidráulico pasando a través de la válvula reguladora de caudal unidireccional, esta válvula será utilizada para regular la velocidad de desplazamiento del cilindro en la carrera de trabajo.

Cuando el cilindro hidráulico llegue a su punto muerto superior, la presión del sistema se incrementará progresivamente hasta alcanzar la presión de conmutación del presostato (presión de trabajo establecida en base a las características técnicas de la entretela utilizada).

En el instante, en el que la presión del sistema hidráulico se iguale a la presión de conmutación del presostato, cambiarán la posición de sus contactos, enviando una señal al módulo de control, indicándole que se ha alcanzado la presión de trabajo del sistema, para que envíe la orden de apagado del motor eléctrico e inicio del conteo del tiempo de prensado.

Cuando culmine el conteo del tiempo de prensado, el módulo de control dará una orden para energizar la bobina de la válvula modular, esta bobina es utilizada para el accionamiento de la válvula 2/2 contenida en la válvula modular. Al

cambiarse la posición de la válvula, se permite el retorno del aceite hacia el depósito.

El aceite hidráulico antes de retornar al depósito, pasa a través de una válvula reguladora de caudal, esta válvula permite regular la velocidad de retroceso del cilindro hidráulico. Cabe recalcar que la fuerza que origina el retorno del cilindro hidráulico es originada por el peso de la placa inferior de prensado.

Para iniciar nuevamente el proceso de prensado, se debe desconectar la bobina de la válvula modular, para esta acción se tienen dos opciones, utilizar un fin de carrera que indique que la placa inferior de presando está en su posición original, ó utilizar un tiempo de desconexión luego del cual la bobina deberá ser desconectada, volviendo la válvula 2/2 a su posición original.

3.3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

3.3.3.1 Capacidad

La fuerza máxima que debe desarrollar la máquina es de 2000 (kg) ó 2 (Toneladas), con una máquina de esta capacidad, se puede realizar el proceso de prensado en caliente para todas las entretelas utilizadas en el mercado de la camisería local, según las hojas técnicas de cada tipo de entretela (ver Anexo N° 1).

3.3.3.2 Carrera del pistón

Para el caso de la máquina a diseñar, se requiere de un pistón con una carrera corta, ya que no se requiere de un gran espacio para el conjunto tela-entretela, cuyo espesor está entre los 0,5 (mm).

Se ha seleccionado un pistón con una carrera de 5 (cm), este valor fue seleccionado principalmente para facilitar las tareas de montaje y calibración de la máquina, así como también para poder controlar la velocidad de desplazamiento del pistón, ya que sí se utiliza un pistón con carrera demasiado corta, se pueden obtener velocidades de desplazamiento muy altas que pueden ocasionar impactos fuertes en el instante en que entren en contacto las placas de prensado.

3.3.3.3 Número de cilindros

Se ha decidido utilizar un cilindro hidráulico ya que la carga máxima a ser desarrollada por la prensa es de 2 (Toneladas), valor que puede ser alcanzado por un solo cilindro con un diámetro y presión adecuados.

3.3.4 PRESIÓN DE TRABAJO, CAUDAL Y POTENCIA

3.3.4.1 Presión de trabajo²⁴

La presión de trabajo puede definirse como la fuerza máxima que debe desarrollar la máquina dividida para el área interior del cilindro:

$$p = F/A$$

Ec.[3.93]

En donde:

p = Presión del fluido hidráulico (kg/cm²).

F = Fuerza de trabajo, 2000 (kg).

A = Área interna del cilindro hidráulico (cm²).

Para los circuitos hidráulicos, se considera que una presión normal de trabajo, bajo la cual se utilizan óptimamente sus componentes, sin comprometer a la seguridad de operación de la máquina es de 100 (bares) ó 100 (kg/ cm²).

Si se utiliza la Ec.[3.93], es posible determinar la sección transversal del cilindro hidráulico que se vería utilizar en el sistema.

$$100 = 2000/A$$

$$A = 20 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Un cilindro con un diámetro de 2 (pulg), posee una sección transversal muy cercana a los 20 (cm²), por lo tanto se decide utilizarlo.

²⁴ INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), "Hidráulica", Alemania, pág. 11-15.

3.3.4.2 Caudal de trabajo²⁵

El caudal se define como el volumen de fluido entregado por la bomba en la unidad de tiempo, que aplicado al cilindro puede expresarse como la velocidad de desplazamiento del pistón por el área del mismo:

$$Q = v \cdot A$$

Ec.[3.94]

En donde:

Q = Caudal de operación de la bomba (cm³/seg).

v = Velocidad de desplazamiento del cilindro (cm/seg).

A = Área interna del cilindro hidráulico, 20 (cm²).

Para utilizar la Ec.[3.94], es necesario establecer la velocidad de desplazamiento del cilindro, un tiempo adecuado para que el cilindro avance sus 5 (cm) de carrera es de 5 (seg), un tiempo mayor implica una reducción en la productividad de la máquina, en cambio, un tiempo inferior al elegido ocasionará velocidades elevadas del cilindro que pueden originar impactos fuertes cuando entren en contacto las placas de prensado. Por lo tanto la velocidad de desplazamiento será igual a:

$$v = 5 \text{ (cm)}/5 \text{ (seg)} = 1 \text{ (cm/seg)}$$

Al utilizar la Ec.[3.94], se establece que el caudal que debe manejar la bomba es igual a:

$$Q = 1 * 20$$

$$Q = 20 \text{ (cm}^3\text{/seg)} = 1200 \text{ (cm}^3\text{/min)} = 1,2 \text{ (litros/min)}$$

Las bombas pueden ser seleccionadas en base al volumen de fluido que manejan por cada revolución. Si se supone la utilización de un motor que gire a unas 1800 (rpm). El volumen mínimo de aceite manejado por cada revolución es de:

$$TN = 1200 \text{ (cm}^3\text{/min)}/ 1800 \text{ (rpm)}$$

²⁵ INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), "Hidráulica", Alemania, pág.15-17.

$$TN = 0,67 \text{ (cm}^3\text{/rev)}$$

En el mercado local no existen bombas que manejen caudales tan pequeños, por lo tanto se ha optado por la elección de una bomba con un TN de 2 (cm³/rev).

3.3.4.3 Potencia nominal requerida

La potencia es el trabajo efectuado por unidad de tiempo, equivalente a la fuerza por la velocidad de desplazamiento del pistón:

$$P = F \cdot v$$

Ec.[3.95]

En donde:

P = Potencia nominal requerida (W).

F= Fuerza de trabajo, 19600 (N)

v = Velocidad de desplazamiento del cilindro, 0.01 (m/seg).

Teniendo como datos la fuerza máxima necesaria y la velocidad de trabajo, ver Tabla 3.13, se puede obtener la potencia nominal requerida:

Tabla 3.13. Requerimientos del sistema hidráulico.

Requerimientos del sistema hidráulico		
Fuerza	2000 (kg)	19600 (N)
Velocidad del pistón	10 (mm/seg)	0,01 (m/seg)

Utilizando la Ec.[3.95], se tiene que la potencia nominal requerida por el sistema hidráulico es:

$$P = 196 \text{ (W)} = 0,26 \text{ (HP)}$$

En base a la hoja técnica de la bomba hidráulica (Ver Anexo N° 7), esta indica que para una presión de 100 (bares) y 1800 (rpm), se debe utilizar un motor eléctrico con una potencia de 1 (hp).

3.3.5 COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRÁULICO

A continuación se detalla cada uno de los componentes del sistema hidráulico:

3.3.5.1 Depósito del fluido²⁶

A pesar de que la función primordial del depósito es el almacenamiento del fluido del sistema, este debe cumplir con otras funciones como el de proveer el espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido, ó para permitir la sedimentación de los contaminantes.

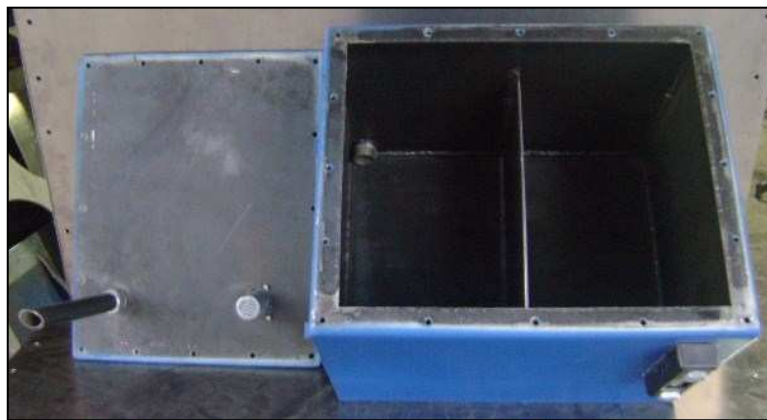


Figura 3.42. Tanque de almacenamiento hidráulico

En la Figura 3.42, se muestra la estructura de un depósito con sus principales elementos.

El tanque está construido con placas de acero soldadas a fin de impedir fugas del fluido, además de tener los correspondientes soportes para su montaje en el sistema estructural, el depósito debe disponer de una placa desviadora que se extienda a lo largo de la parte central del tanque, dividiéndolo. Esta placa tiene generalmente $2/3$ de la altura del nivel de fluido y se utiliza para separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno con el fin de evitar recirculaciones del mismo fluido hidráulico. La placa desviadora impide también que se originen turbulencias en el tanque, permite que las materias extrañas se sedimenten en el

²⁶ INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), "Hidráulica"; Alemania, 1973, pág. 22-24.

fondo del mismo, ayuda a separar el aire del fluido, y ayuda a disipar el calor a través de las paredes del tanque.

Otros de los elementos del depósito son: un tapón de llenado con filtro de aire incorporado, un visor de nivel y temperatura es necesario para comprobar el estado del fluido. El depósito debe tener también una línea de drenaje, un orificio de vaciado y una tapa de acceso para la limpieza interior.

Eventualmente, el depósito debe contener adicionalmente de la bancada para el grupo motobomba, la cual de tener la resistencia necesaria para cumplir su objetivo.

Es práctica común también, que las líneas que terminan cerca del fondo del tanque, y que no lleven filtros, estén cortadas con un ángulo de 45° como se muestra en la Figura 3.42.

La capacidad del depósito debe ser por lo menos dos a tres veces el desplazamiento de la bomba en litros por minuto.

La bomba seleccionada tiene un desplazamiento de 3,32 (litros/minuto), por lo tanto, un depósito de 15 (litros) supera las recomendaciones mínimas anotadas.

La presión interior en el depósito es la atmosférica, por lo tanto, este no está sometido a mayores esfuerzos y no requiere de un diseño minucioso. El único aspecto que cabe tomarse en cuenta es su rigidez y su estética. Para el presente caso, se utilizará plancha de 2 (mm) de espesor para su construcción.

3.3.5.2 Cañerías²⁷

Los sistemas hidráulicos utilizan principalmente tres tipos de líneas de conducción: tubos gas, tubos milimétricos y mangueras flexibles.

Para presiones elevadas la única opción que existe en el mercado local es la de utilizar mangueras flexibles.

²⁷ SPERRY, VICKERS, (1979), "*Manual de oleohidraulica industrial*", Blume, Barcelona, pág. 24-26.

La velocidad a la que circula el fluido hidráulico a través de las líneas es una consideración de diseño importante. Generalmente, las velocidades recomendadas son:

Tabla 3.14. Velocidades recomendadas

Tipo de línea de operación	Velocidades recomendadas
Línea de aspiración de la bomba	0,6 – 1,2 (m/seg)
Línea de trabajo a presión	2,0 – 5,0 (m/seg)

En base a las recomendaciones dadas en la Tabla 3.14, se pueden obtener los diámetros adecuados para el presente diseño, para ello:

$$V = \frac{Q}{A}$$

Ec.[3.96]

En donde:

A = Área interior de la manguera (m²).

Q = Caudal de la bomba (m³/seg).

V = Velocidad en la cañería (m/seg).

Como se conoce que el caudal de la bomba es de 3,32 (litros/minuto) que es equivalente a 0,0000553 (m³/seg). Por lo tanto se determina que los diámetros aconsejables para la línea de aspiración y presión del sistema, son los indicados en la Tabla 3.15.

Para la línea de succión y trabajo a presión, se selecciona una manguera SAE 100 R2A de 9,5 (mm) o 3/8 (pulg) de diámetro interior, cuya presión máxima de trabajo es de 344,8 (bares) ó 5000 (psi), y con la cual se obtiene una velocidad del fluido adecuada. Los accesorios adicionales tales como codos, acoplamientos, reductores y neplos son seleccionados para la presión máxima de trabajo.

Tabla 3.15. Diámetros recomendados.

Tipo de línea de operación	Áreas recomendadas (cm ²)		Diámetros recomendados (cm)		Diámetros recomendados (pulg)	
Línea de aspiración de la bomba	0,83	0,42	1,03	0,73	0,41	0,29
Línea de trabajo a presión	0,25	0,10	0,56	0,36	0,22	0,14

3.3.5.3 Fluido hidráulico²⁸

El fluido hidráulico de un sistema es de suma importancia dentro del mismo. El cuidado que se tenga con la selección del fluido de trabajo de una máquina, tiene un importante efecto sobre el funcionamiento y duración de sus componentes.

Debido a que se requiere de una buena lubricación de los elementos móviles del sistema, el fluido de trabajo por lo general es un aceite mineral.

La selección del fluido de trabajo está determinada por la recomendación dada por el fabricante de la bomba, y que para el elemento seleccionado se recomienda utilizar un aceite hidráulico SAE 10 o su equivalente. Ver Anexo N° 3.

3.3.5.4 Válvulas²⁹

El objeto de las válvulas es controlar el fluido de trabajo. Estas pueden ser accionadas mecánica, eléctrica o hidráulicamente. Frecuentemente se incorporan válvulas en un sistema con el fin de lograr un adecuado control.

Para el sistema hidráulico de la máquina se ha decidido utilizar una válvula modular de elevación y una válvula reguladora de caudal unidireccional.

²⁸ POMPER V., "Mandos Hidráulicos en las máquinas-herramientas", 2da Edición, Blume, Barcelona, pág. 22-23.

²⁹ INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), "Hidráulica", Alemania, pág. 43-44, 70-71, 108-110.

3.3.5.4.1 *Válvula modular de elevación*

La válvula modular de elevación, ver Figura 3.43, dispone de cuatro funciones las cuales son:

- Sistema de alivio: Mediante la válvula limitadora de presión, se puede controlar la presión máxima de operación del sistema hidráulico.
- Sistema verificación: La válvula de cierre, es utilizada para verificar la presencia de aceite hidráulico en la línea de presión del sistema, facilitando su drenaje para aplicaciones como por ejemplo tareas de mantenimiento.
- Sistema de control de flujo: Las válvulas anti retorno, controlan el flujo del fluido en el sistema evitando su retorno, cuando no es necesario.
- Sistema de retorno: La función del solenoide de la válvula 2/2 es la de direccionar el fluido hacia el depósito cuando se requiere que el cilindro de simple efecto retorne a su posición original, también se cuenta con una válvula reguladora de caudal que permite controlar la velocidad de retorno del cilindro hidráulico.



Figura 3.43. Válvula modular.

La válvula modular a utilizar tiene la siguiente denominación KLV-T03-A120-NC-N, cuyas características técnicas se pueden observar en el Anexo N° 4.

3.3.5.4.2 *Válvula reguladora de caudal unidireccional*

Esta válvula será utilizada para la regulación de la velocidad de avance del cilindro hidráulico, es necesaria, ya que la máquina debe ser calibrada de manera que el impacto producido por el contacto de las placas de prensado sea el menor posible. Esta válvula solamente actúa en la carrera de avance del cilindro. La válvula reguladora de caudal a utilizar es la Rexroth DRV 08-1-1X/V, ver Figura 3.44, cuyas características técnicas se indican en el Anexo N° 5.



Figura 3.44. Válvula reguladora de caudal unidireccional

3.3.5.5 Presostato

El presostato también es conocido como interruptor de presión. Ver Figura 3.45. Es un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido.



Figura 3.45. Presostato.

Fuente: <http://www.enerpac.com>

El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan. Un tornillo permite ajustar la sensibilidad de disparo del presostato al aplicar más o menos fuerza sobre el pistón a través del resorte. Usualmente tienen dos ajustes independientes: la presión de encendido y la presión de apagado.

No deben ser confundidos con los transductores de presión (medidores de presión), mientras estos últimos entregan una señal variable en base al rango de presión, los presostatos entregan una señal apagado/encendido únicamente.

El presostato a utilizar tiene una denominación Rexroth HED 8 0A-20/350K 14, cuyas características técnicas se indican en el Anexo N° 6.

3.3.5.6 Cilindro hidráulico³⁰

Un cilindro actuador es un dispositivo que convierte la potencia fluida a lineal. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

El cilindro consiste en un émbolo o pistón operando dentro de un tubo cilíndrico. Los cilindros actuadores pueden ser instalados de manera que el cilindro esté anclado a una estructura inmóvil y el émbolo o pistón se fija al mecanismo que se accionará, o el pistón o émbolo se puede anclar a la estructura inmóvil y el cilindro fijado al mecanismo que se accionará.

3.3.5.7 Bomba hidráulica³¹

Una bomba hidráulica es un dispositivo que recibe la energía mecánica de una fuente exterior y la transforma en una energía de presión transmisible de un lugar a otro de un sistema hidráulico, a través de un líquido cuyas moléculas estén

³⁰ POMPER V., *"Mandos Hidráulicos en las máquinas-herramientas"*, 2da Edición, Blume, Barcelona, pág. 80-84.

³¹ INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), *"Hidráulica"*, Alemania, pág. 30-32.

sometidas precisamente a esa presión. Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica. Ver Figura 3.46.



Figura 3.46. Bomba hidráulica.

El propósito de una bomba hidráulica es suministrar un flujo de líquido a un sistema hidráulico. La bomba no crea la presión de sistema, puesto que la presión se puede crear solamente por una resistencia al flujo. Mientras que la bomba proporciona flujo, transmite una fuerza al líquido. Dado que el flujo de líquido encuentra resistencia, esta fuerza se vuelve una presión.

La resistencia al flujo es el resultado de una restricción o de una obstrucción en la trayectoria del mismo. Esta restricción es normalmente el trabajo logrado por el sistema hidráulico, pero puede ser también debido a restricciones de líneas, de guarniciones, y de válvulas dentro del sistema. Así, la presión es controlada por la carga impuesta sobre el sistema o la acción de un dispositivo regulador de presión. La bomba seleccionada es la Rexroth tipo G2 serie 4X, cuyas características técnicas se indican en el Anexo N° 7.

3.4 SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

3.4.1 GENERALIDADES

Para el sistema de control y automatización del proceso de prensado en caliente a ser realizado por la máquina se ha optado por la utilización de dos módulos:

- Módulo de control de la temperatura de prensado.
- Módulo de control del ciclo de prensado.

La razón por la cual los procesos de control del ciclo de prensado y temperatura, son realizados por módulos diferentes, es porque para nuestra máquina, resulta más sencillo y económico controlar en forma separada procesos sencillos, que controlar un solo proceso global que requiera de elementos costosos y de un conexionado más complicado.

3.4.1.1 Módulo de control de la temperatura de prensado

En nuestro mercado existen dispositivos diseñados específicamente para el control de temperatura de procesos industriales. Esta es la razón por la cual se ha decidido separar el control de la temperatura, del control del ciclo de prensado. Cabe recalcar que a pesar de que el control de la temperatura y el control del ciclo de prensado, serán realizados por elementos diferentes, se puede establecer una interface entre ambos módulos; de esta manera el módulo de control de temperatura (ver Figura 3.47) se convertiría en una entrada más para el módulo del control del ciclo de prensado.



Figura 3.47. Control de temperatura

El módulo de control de temperatura establecerá los tiempos de encendido y apagado de las resistencias eléctricas en función de los valores de temperatura que recibe, pero quien accionará los contactores que energizan a las resistencias eléctricas será el módulo de control del proceso de prensado (PLC LOGO!). Por lo tanto se requiere una salida adicional para el accionamiento de los contactores de las resistencias eléctricas.

3.4.1.2 Módulo de control del ciclo de prensado

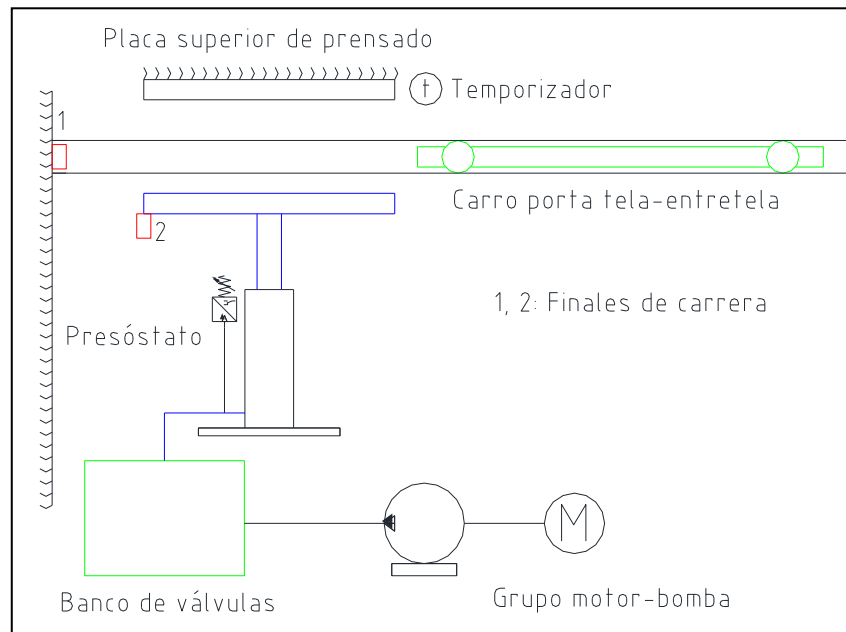


Figura 3.48. Elementos que intervienen en el módulo de control de prensado.

Este módulo es el encargado de controlar las actividades que se deben llevar a cabo para realizar el proceso de prensado. En la Figura 3.48, se indican los elementos que intervienen en el control del proceso de prensado.

3.4.1.2.1 Funcionamiento

El proceso de prensado inicia cuando el carro porta tela-entretela, se encuentra afuera de las placas de prensado. Como se puede observar en la Figura 3.49, en esta posición, el fin de carrera 2 está accionado y el fin de carrera 1 sin accionar, las señales enviadas por los finales de carrera le indican al módulo de control que la placa inferior de prensado y el coche están en la posición adecuada para ubicar el material a procesar.

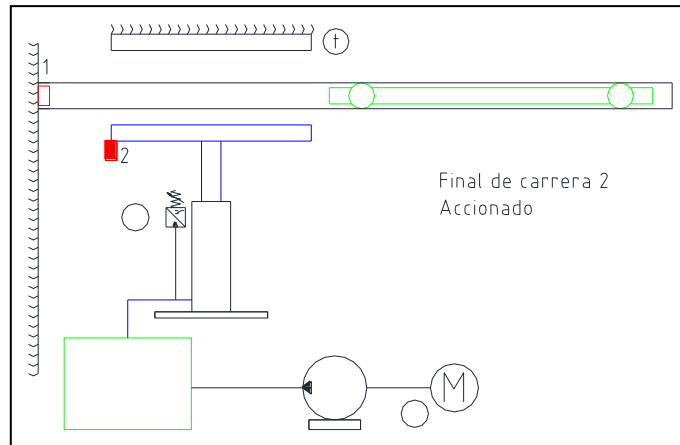


Figura 3.49. Inicio del ciclo de prensado.

Cuando ya se ha ubicado todo el material a procesar, el carro es empujado hacia el interior de la máquina, quedando entre las placas de prensado, Ver Figura 3.49.

Al estar el carro en el interior de la prensa, acciona el final de carrera 1, enviando una señal al módulo de control para que encienda el motor eléctrico, ocasionando de esta manera, el flujo de aceite en el sistema hidráulico y por consiguiente el ascenso de la placa inferior de prensado.

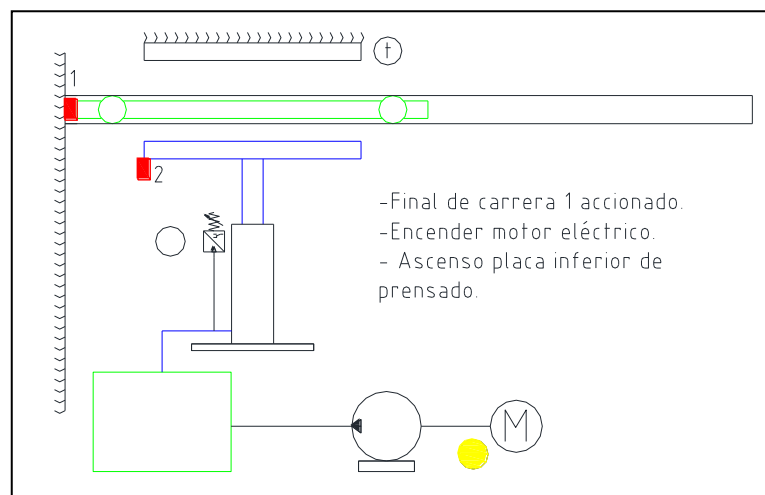


Figura 3.50. Segunda actividad para el ciclo de prensado.

Al elevarse la placa inferior, se lleva consigo el material a procesar, y lo presiona en contra de la placa superior; como el motor eléctrico sigue en funcionamiento, el aceite hidráulico seguirá siendo impulsado por la bomba, ocasionando un incremento de la presión en el sistema, ver Figura 3.51.

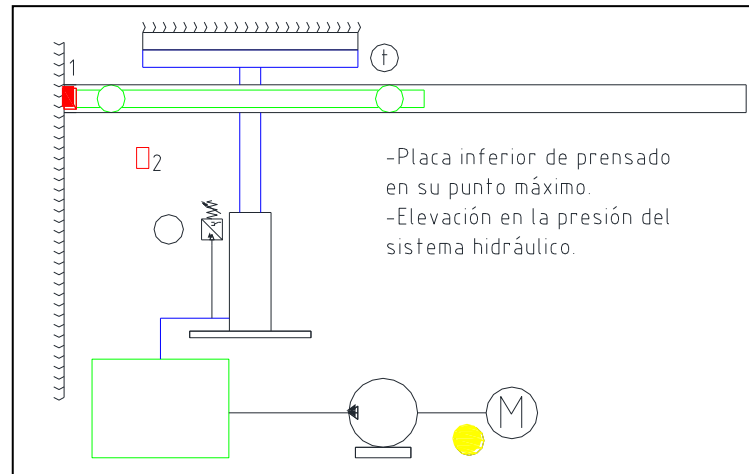


Figura 3.51. Tercera actividad para el ciclo de prensado.

Cuando la presión del sistema hidráulico alcance el valor de conmutación del presóstato, este envía una señal al módulo de control, indicando que se ha alcanzado la presión de trabajo exigida por el material, por lo tanto, se apaga el motor eléctrico y se inicia el conteo del tiempo de prensado, ver Figura 3.52.

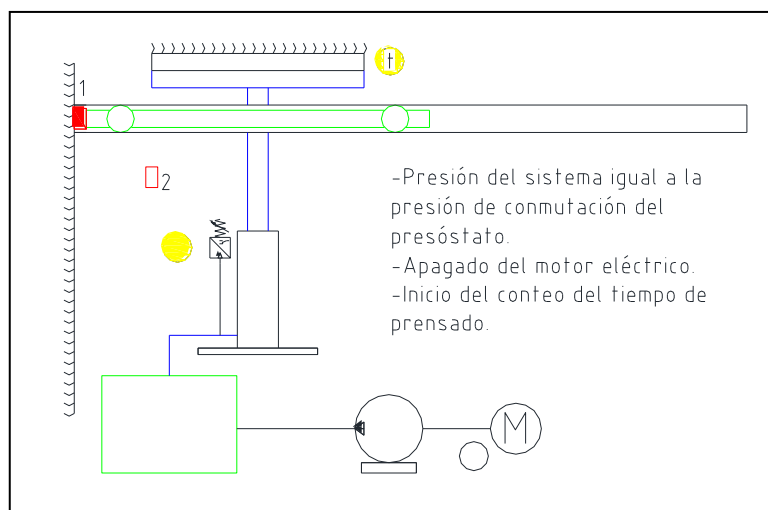


Figura 3.52. Cuarta actividad para el ciclo de prensado.

Al finalizar el conteo del tiempo de prensado, el módulo de control envía una orden para accionar el solenoide de la válvula modular del sistema hidráulico, ocasionando el retorno del aceite hidráulico al depósito y por consiguiente el descenso de la placa inferior.

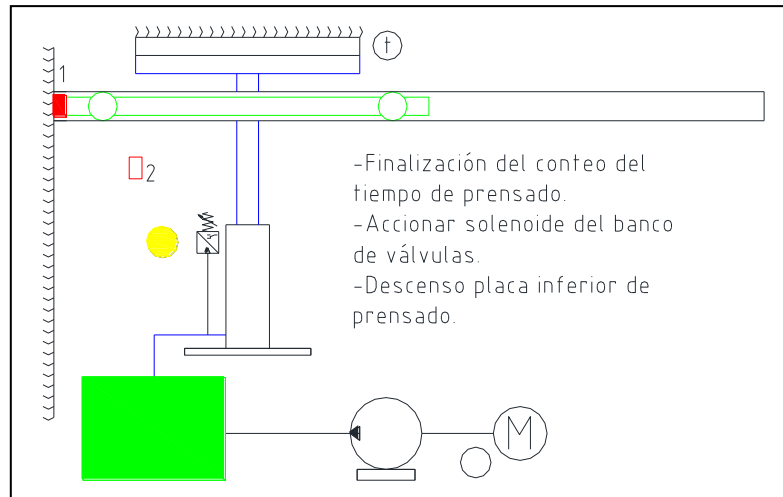


Figura 3.53. Quinta actividad para el ciclo de prensado.

Al llegar la placa inferior a su posición original, acciona nuevamente el final de carrera 2, el módulo de control envía una orden para desconectar el solenoide de la válvula modular. En esta posición, ya es posible retirar el carro porta tela-entretela para posicionar el nuevo material y reiniciar el ciclo de prensado.

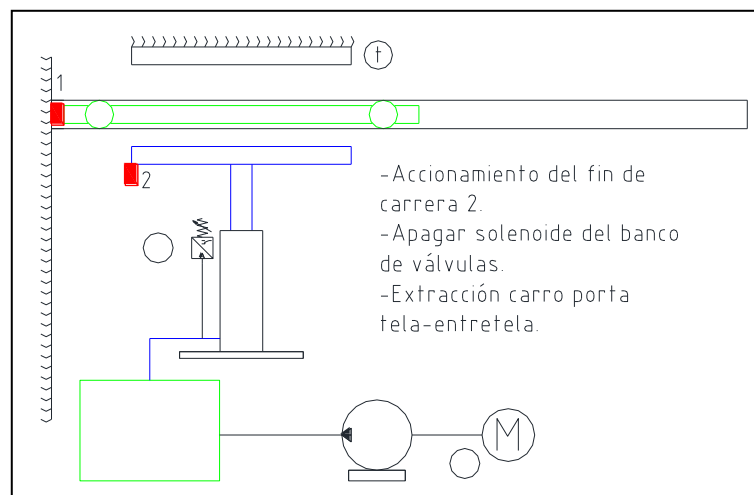


Figura 3.54. Última actividad para el ciclo de prensado.

El módulo de control del proceso de prensado, además de organizar las acciones a realizar para llevar a cabo el proceso de prensado, debe poseer controles e indicadores adicionales para tener un control total de la máquina, por ejemplo se hace necesaria la utilización de: mandos de control de la máquina, luces que

indiquen el estado de la máquina, indicadores de los parámetros de trabajo de la máquina (presión, tiempo y temperatura), etc.

3.4.1.2.2 Selección de elementos

En base a lo descrito en el apartado 3.4.1.2.1 (Funcionamiento del sistema de automatización), se llega a la conclusión de que se requiere de un módulo de control que maneje únicamente señales digitales, ya que sus entradas y salidas son de este tipo.

Las señales de entrada para el módulo de control se indican en la Tabla 3.16, como se puede apreciar, se debe utilizar un módulo con 7 entradas digitales.

Tabla 3.16 Señales de entrada para el módulo de control del proceso de prensado.

Emisor	Número de señales
Finales de carrera 1, 2	2
Presóstato	1
Módulo de control de temperatura	1
Pulsadores	2
Paro de emergencia	1
TOTAL	7

Las señales de salida para el módulo de control, están indicadas en la Tabla 3.17, en ella se establece que se requieren 3 salidas digitales. Por lo tanto se requiere de un módulo de control con 7 entradas y 3 salidas digitales.

Tabla 3.17. Señales de salida para el módulo de control del proceso de prensado.

Receptor	Número de señales
Motor eléctrico	1
Solenoides válvula modular	1
Resistencias eléctricas	1
TOTAL	3

Un procesador lógico programable que cumple con las condiciones establecidas, es el PLC LOGO 230 RC de Siemens, ver Figura 3.55.


Símbolo	Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
	LOGO! 12/24RC	12/24 V CC	8 digitales (1)	4 relés de 10A	
	LOGO! 24	24 V c.c.	8 digitales (1)	4 transistores 24V / 0,3A	Sin reloj
	LOGO! 24RC (3)	24 V AC / 24 V DC	8 digitales	4 relés de 10A	
	LOGO! 230RC (2)	115...240 V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10A	

Figura 3.55. Características de las versiones del PLC LOGO de Siemens.

Fuente: Manual Siemens Logo

Se ha optado por la utilización del LOGO 230 RC, porque este brinda un número adecuado de entradas y salidas, además puede trabajar dentro de un rango de 115 a 240 VAC, esta característica evita la utilización de una fuente de 24 VDC para la alimentación del PLC.

3.4.2 PROGRAMACIÓN DEL PLC³²

Para que el PLC pueda controlar el proceso de prensado en caliente a ser desarrollado por la máquina, es necesario realizar el programa que deberá ser cargado al controlador.

Para realizar el programa de control, se utiliza el software LOGO!Soft Comfort el cual contiene las herramientas necesarias para programar el PLC LOGO.

El programa LOGO!Soft Comfort está disponible como paquete de programación para el PC. Con el software se dispone, entre otras, de las siguientes funciones:

- Elaboración offline gráfica del programa de control como diagrama de escalones (esquema de contacto/esquema de corriente) o como diagrama de bloque de funciones (esquema de funciones).
- Simulación del programa de control en el ordenador.
- Generación e impresión de un esquema general del programa.
- Almacenamiento de datos del programa en el disco duro o en otro soporte.
- Comparación de programas.

³² SIEMENS SIMATIC, (2006), Manual LOGO!, PDF, pág. 18, 99, 111-114 .

- Parametrización cómoda de los bloques.
- Transferencia del programa.
 - desde LOGO! al PC.
 - del PC a LOGO!.
- Lectura del contador de horas de funcionamiento.
- Ajuste de la hora.
- Ajuste de horario de verano e invierno.
- Test Online: indicación de estados y valores actuales de LOGO! en modo RUN:
 - estados de todas las entradas, salidas digitales, marcas, bits de registro de desplazamiento y teclas de cursor.
 - Valores de todas las entradas y salidas analógicas y marcas.
 - Resultados de todos los bloques.
 - Valores actuales (incluidos tiempos) de bloques seleccionados.
- Iniciar y detener la ejecución del programa desde el PC (RUN, STOP).

A continuación se dará un breve explicación del entorno de trabajo que presenta el software LOGO!Soft Comfort.

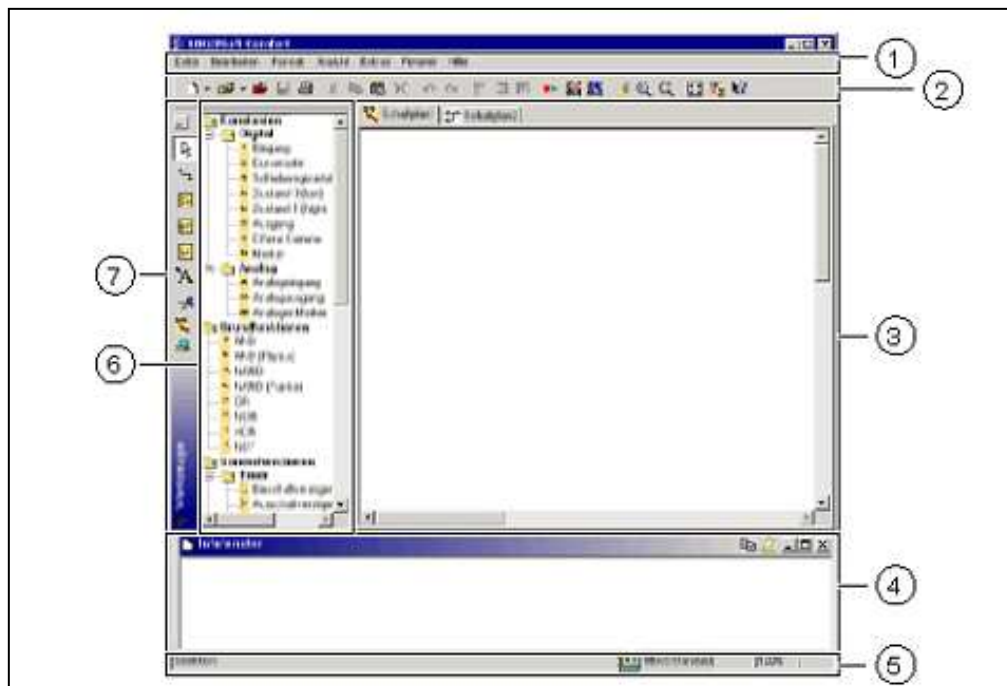


Figura 3.56. Interfaz del LOGO!Soft Comfort.

Fuente: Manual Siemens Logo

1. Barra de menús
2. Barra de herramientas "Estándar"
3. Interfaz de programación
4. Ventana de información
5. Barra de estado
6. Constantes y conectores, funciones básicas (sólo editor FUP), funciones especiales
7. Barra de herramientas "Herramientas"

3.4.2.1 Barra de menús

En la parte superior de la ventana de LOGO!Soft Comfort se encuentra la barra de menús. Ésta contiene los distintos comandos para editar y gestionar los programas, incluyendo también ajustes predeterminados y funciones para transferir el programa del y al LOGO!.

3.4.2.2 Barras de herramientas

LOGO!Soft Comfort provee tres barras de herramientas, a saber:

- Barra de herramientas "Estándar"
- Barra de herramientas "Herramientas"
- Barra de herramientas "Simulación"

3.4.2.3 Ventana de información

La ventana de información muestra información e indicaciones. Los dispositivos LOGO! propuestos por la función Herramientas -> Determinar LOGO! como dispositivos posibles para el programa se visualizan asimismo en la ventana de información.

3.4.2.4 Barra de estado

La barra de estado se encuentra en el borde inferior de la ventana de programa. Aquí se proporciona información acerca de la herramienta activa, el estado del

programa, el factor de zoom ajustado, la página del esquema de conexiones y el dispositivo LOGO! seleccionado.

3.4.2.5 Interfaz de programación

Es el espacio de trabajo, en el cual se desarrolla el programa a ser cargado en el controlador LOGO!, en este espacio se ubican los diferentes elementos del programa como son: Las constantes y conectores, funciones básicas (sólo editor FUP), y las funciones especiales.

3.4.3 PROGRAMACIÓN DEL PLC EN EL LOGO!SOFT COMFORT

En la Figura 3.57, se indica el programa que controlará el ciclo de prensado en caliente.

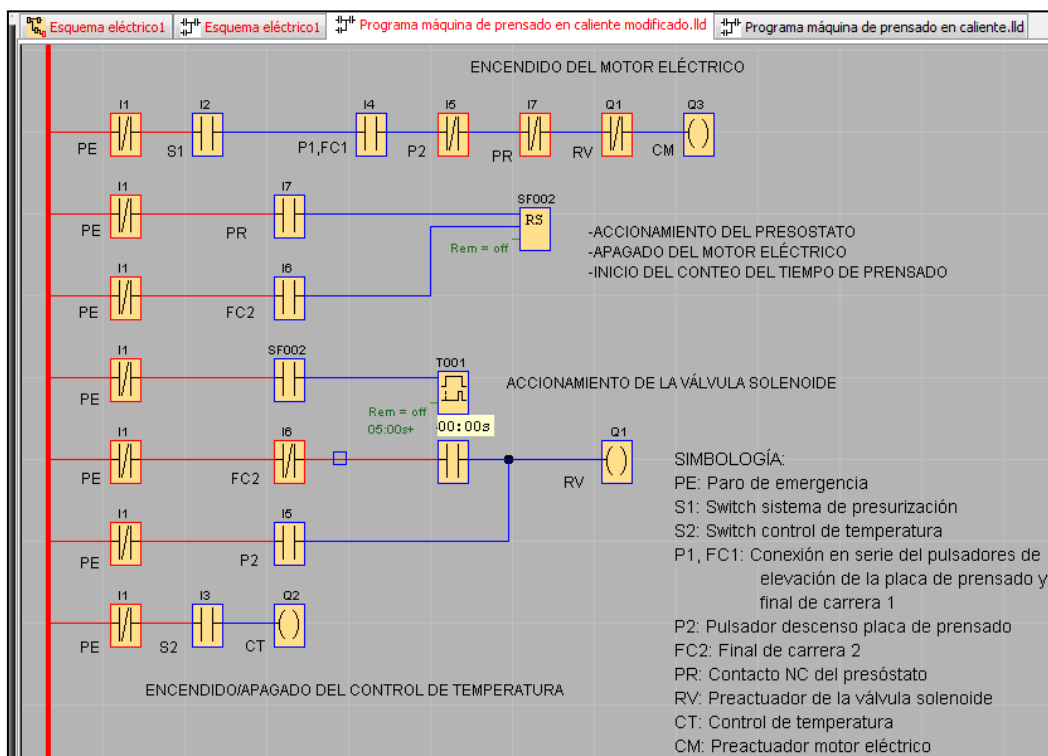




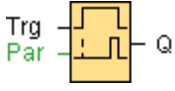


Figura 3.57. Programa que controla el proceso de prensado en caliente.

3.4.3.1 Interpretación del programa

Para la interpretación del programa, se hace referencia a la codificación mostrada en la Tabla 3.18:

Tabla 3.18. Interpretación de la simbología utilizada en el programa de control.

Descripción	Símbolo
Contacto normalmente abierto (NA)	
Contacto normalmente cerrado (NC)	
Asignación de salida (Bobina de relé)	
Relé autoenclavador	
Temporizador de retardo a la conexión	

3.4.3.1.1 Primer segmento

Para encender el motor eléctrico (Q3), el contacto NA formado por la conexión en serie del final de carrera 1 y los pulsadores de elevación de la placa de prensado ubicados en la mesa de trabajo debe estar cerrado y los contactos NC del par de emergencia, presóstato, y la válvula solenoide deben estar en su posición natural (cerrados).

Este segmento garantiza que la única forma, para que se encienda el motor eléctrico, es que la presión del sistema sea inferior a la de trabajo y que la válvula solenoide no esté accionada.

3.4.3.1.2 Segundo segmento

Para accionar el relé autoenclavador SF002, el presóstato debe entrar en conmutación (la presión del sistema es igual a la presión de trabajo). En este instante se desconecta el motor eléctrico.

3.4.3.1.3 Tercer segmento

Para desconectar al relé autoenclavador el contacto NA del final de carrera 2 debe ser cerrado.

3.4.3.1.4 Cuarto segmento

El temporizador con retardo a la conexión es accionado por el contacto NA del relé autoenclavador, que a la vez es accionado cuando se ha alcanzado la presión de trabajo. Al ser accionado el temporizador se inicia el conteo del tiempo de prensado.

3.4.3.1.5 Quinto segmento

La válvula solenoide es accionada cuando ha culminado el conteo del tiempo de prensado, al accionarse la válvula solenoide el aceite a presión retorna al depósito, volviendo el sistema a su estado inicial.

Otra forma de accionar la válvula solenoide para ocasionar el descenso de la placa de prensado es presionar el pulsador de descenso ubicado en la mesa de trabajo.

3.4.3.1.6 Sexto segmento

Este segmento trabaja independientemente, en relación con el ciclo de prensado de la máquina, e indica que cuando el selector del panel de control cierra sus contactos, el módulo de control de temperatura es energizado y por lo tanto puede realizar su trabajo.

3.4.4 CONEXIONADO DEL PLC LOGO! SOFT COMFORT

En el Anexo N° 9, se indica el conexionado del circuito de control (entradas y salidas del PLC) y potencia (conexionado del motor, resistencias eléctricas y válvula solenoide).

CAPITULO 4

4. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y CALIBRACIÓN

4.1 GENERALIDADES

En el presente capitulo se especifica los diferentes procesos utilizados en la construcción, montaje y calibración de los diferentes sistemas que conforman la máquina.

4.2 ELABORACIÓN DE PLANOS

Los planos que son utilizados para la construcción y montaje de los sistemas de la máquina se presentan en el Anexo N° 10.

4.3 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

En este ítem se indican las operaciones realizadas para el ensamblaje de la máquina. En el Anexo N° 11 se muestran las fotografías de la construcción y ensamblaje de la máquina.

De los cuatro sistemas que conforman la maquina, el sistema estructural es el único que requiere operaciones de construcción, los otros sistemas requieren únicamente operaciones de ensamblaje.

4.3.1 SISTEMA ESTRUCTURAL

Para la construcción de los distintos elementos que constituyen el sistema estructural, es necesaria la utilización de una serie de instrumentos de medida, máquinas y herramientas, las cuales se describen a continuación:

En la

Tabla 4.1 se detalla el listado de las herramientas necesarias para la construcción y ensamblaje de los elementos del sistema estructural.

Tabla 4.1. Lista de herramientas

Designación	Descripción
H1	Prensa Manual
H2	Sierra de arco
H3	Entenalla
H4	Machuelos
H5	Brocas
H6	Destornilladores
H7	Rachas
H8	Martillo
H9	Rayador
H10	Limas

En la Tabla 4.2 se detalla el listado de las máquinas necesarias para la construcción de los elementos del sistema estructural.

Tabla 4.2. Lista de máquinas

Designación	Descripción
MH1	Torno
MH2	Fresadora
MH3	Taladro de banco
MH4	Amoladora
MH5	Esmeril
MH6	Caladora Eléctrica
MH7	Taladro manual
MH8	Equipo de solda
MH9	Equipo de pintura
MH10	Equipo de corte 1 (Plasma)
MH11	Equipo de corte 2 (Oxicorte)

En la Tabla 4.3 se detalla el listado de instrumentos de medida necesarios para la fabricación de los elementos del sistema estructural.

Tabla 4.3. Lista de instrumentos de medida

Designación	Descripción
IM1	Flexómetro
IM2	Calibrador
IM3	Escuadra metálica
IM4	Regla metálica
IM5	Nivel

Para la fabricación de los diferentes elementos que constituyen el sistema estructural, se requiere una serie de operaciones que siguen una determinada secuencia, estas operaciones se detallan en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Tabla de operaciones para la fabricación

Designación	Descripción
O1	Corte de material
O2	Fresado
O3	Esmerilado
O4	Torneado
O5	Taladrado
O6	Machuelado
O7	Soldado
O8	Pintado
O9	Doblado

En la

Tabla 4.5 se muestra la materia prima, necesaria para la construcción del sistema estructural.

Tabla 4.5. Lista de materiales.

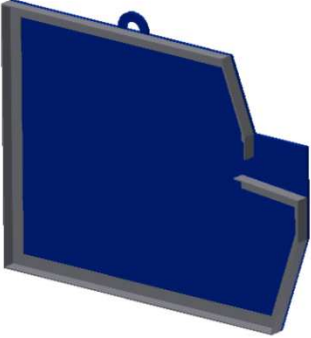




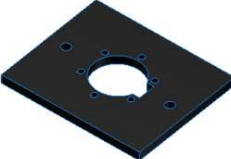

Piezas / Elementos	Material	Descripción		
Estructura inferior	Tubo cuadrado- Acero	Tubo estructural		
	40x2 - ASTM A 500	L	6000	mm
Vigas de apoyo	Viga estructural – Acero	Viga estructural		
	100X50 - ASTM A 36	L	6000	mm
Marco de los montantes	Angulo estructural – Acero	Angulo estructural		
	30x3 - ASTM A36	L	6000	mm
Carro Porta entretelas	Platina-Acero	Platina rectangular		
	20x2 - ASTM A 36	L	6000	mm
Placa inferior de prensado	Plancha Acero A-36	(900x600x20)mm		
		P	86,4	Kg
Placas de asiento, cilindro y guías	Plancha Acero A-36	(500x220x15)mm		
		P	13,2	Kg
Montantes Laterales	Plancha Acero A-36	(800x600x8)mm		
		P	30,72	Kg
Tapas de la estructura	Plancha laminada al frio	(122x244x1,4)mm		
Deposito de Aceite	Plancha Acero A-36	(122x61x4)mm		

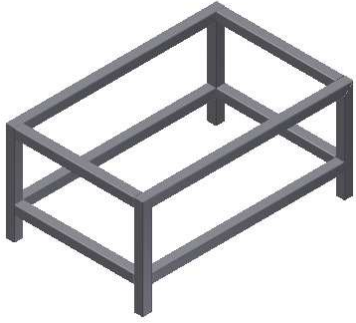
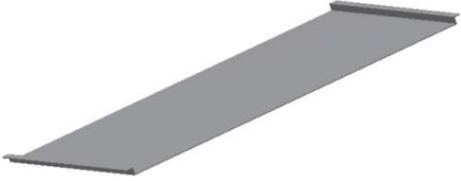

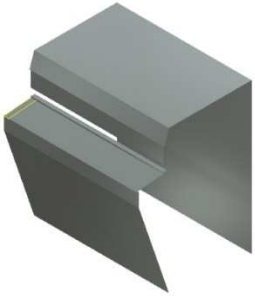
En la

Tabla 4.6 se indican los elementos que se deben construir para el ensamblaje del sistema estructural de la máquina.

Tabla 4.6. Lista de elementos a construir.

Descripción	Cantidad	Gráfico
-------------	----------	---------



Montante lateral	2	
Vigas de apoyo	4	
Placa superior de prensado	1	
Placa inferior de prensado	1	
Ángulos de conexión Viga-Montante	8	
Placa de asiento del cilindro	1	
Placa de asiento de las guías	2	

Estructura inferior	1	
Placa porta tela-entretela	1	
Carro de alimentación	1	
Tapas de la máquina	1	

4.3.1.1 Diagrama de flujo de la construcción y montaje del sistema estructural.

Los diagramas de flujo, ver Figura 4.1, indican la secuencia de fabricación del sistema estructural y el ensamblaje de la máquina, para lo cual se hace uso de la simbología indicada en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7. Simbología utilizada en el diagrama de flujo

Símbolo	Definición
	Operación
	Inspección



	Proceso terminado
	Ensamble final



Figura 4.1. Diagrama de flujo de la construcción y ensamblaje del sistema estructural.

En la Figura 4.2, se observa el resultado obtenido mediante las operaciones de construcción y montaje del sistema estructural.



Figura 4.2. Esquema final del sistema estructural.

4.3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El sistema de calentamiento está compuesto por nueve resistencias eléctricas tubulares, que al entrar en funcionamiento permiten la elevación de la temperatura de la placa. En la Tabla 4.8 se indican los elementos que se deben adquirir para el ensamblaje del sistema de calentamiento de la máquina:

Tabla 4.8. Lista de elementos que constituyen el sistema de calentamiento

Descripción	Cantidad
Resistencias eléctricas	9
Aislante térmico	1
Placas de montaje	3

En la Figura 4.3 se detallan las actividades necesarias para el proceso de ensamblaje del sistema de calentamiento.

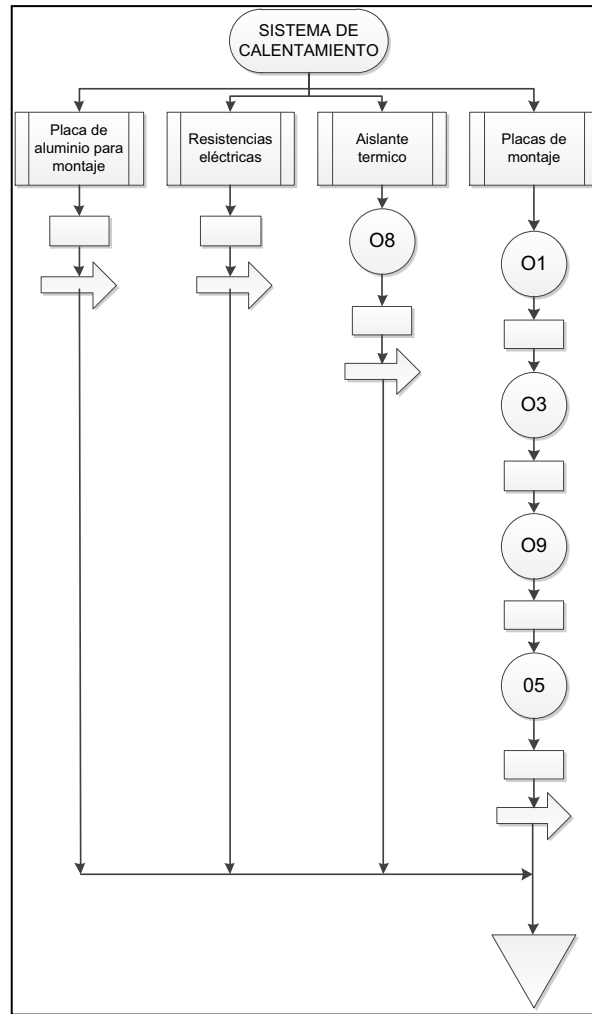


Figura 4.3. Diagrama de flujo del ensamblaje del sistema de calentamiento

Al finalizar el ensamblaje del sistema de calentamiento se obtiene el resultado mostrado en la Figura 4.4.

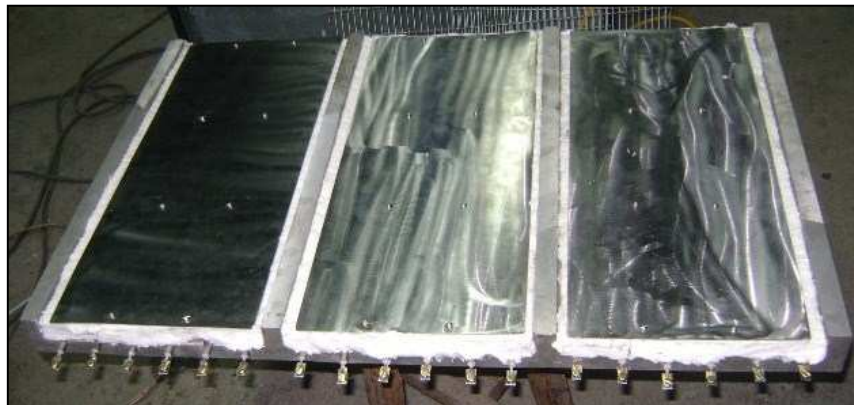


Figura 4.4. Esquema del montaje del sistema de calentamiento

4.3.3 SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

El sistema de automatización, es el que permite un adecuado control de los parámetros de trabajo (presión, temperatura y tiempo), mediante el encendido y apagado de una serie de elementos. En la Tabla 4.9 se indican los elementos necesarios para el ensamblaje del sistema de control y automatización.

Tabla 4.9. Lista de elementos del sistema de control

Elementos	Referencia / Denominación	Cantidad
LOGO 230 RC	MOD.LOG C/RELE 8E/4S 115/230 VAC	1
Relé Térmico	7.0-10 A 3RU2126-1JB0	1
Breaker 3 Polos	10A 240V RIEL 10KA SIEMENS	1
Breaker 3 Polos	20A 240V RIEL SIEMENS	1
Contactador	12A 220V 1NO+1NC 3RT2024-1AN10	1
Contactador	32A AC3 15KW 1NO+1NC 220V	1
Micro switch Miniatura	Palanca corta y rodillo	1
Relay	8 Pines MK2P 220VAC 7A	1
Base Relay	8 Huecos P/Riel DIN 35	1
Selector	0-1 C/ENCLAV.1NA	2
Pulsador Emergencia	1NC Metálico SIEMENS	1
Luz piloto verde	Eléctrica 220V	2
Luz piloto roja	Eléctrica 220V	2
Pulsador Verde	1NA Telemecanique	3
Pulsador Rojo	1NC Telemecanique	1
Fusible	10x38 2 ^a	4
Base Portafusible	10x38 Unipolar CSC	4
Cable flexible	#16 AWG Negro (mts)	55
Cable flexible	#18 AWG Rojo (mts)	45
Gabinete	Metálico 40x40x20 Pesado	1
Riel	DIN (mts)	3
Canaleta ranurada	25x40 (6 mts)	2
Bornera 2,5 mm	12 AWG 20 ^a	20
Bornera 4mm	10 AWG 30 ^a	6
Terminales U	10-12 3/16 VF-5,5-5Y	20

Terminales PIN	18-22 Rojo PIN-1.25	40
Cinta Espiral	6mm/10mts	1
Libretin Marcador	Dexson 0-9	1

En la Figura 4.5 se puede apreciar el ensamble concluido del sistema de control de la maquina.



Figura 4.5. Sistema de control de la maquina

4.3.4 SISTEMA DE PRENSADO-HIDRÁULICO

Este sistema es el que permite la obtención de la presión necesaria para que la resina solida disponible en la entretela se adhiera a la tela de la camisa, generando de esta manera el cuello y puño de la camisa. En la Tabla 4.10, se indican los elementos que conforman el sistema de prensado.

Tabla 4.10. Lista de elementos del sistema de prensado

Elementos	Referencia / Denominación	Cantidad
Motor Trifásico	1.0HP 1660 RPM 220/440 SIEMENS	1
Bomba	Engranos 2CC/REV	1
Válvula Modular	KLV-T03-A120-NC-N	1
Cilindro Hidráulico	D50-C50MM	1
Válvula reguladora	DRV 08-1-1X/V	1

de caudal		
Filtro de aire	FEFO PIO-FOO	1
Indicador de nivel	FSA 127-1 X/12	1
Silenciador	Polietileno Poroso SI 1 G038	1
Presostato	Rexroth HED 8 0A-20/350K 14	1
Manómetro	Stauff Pmax 3000 PSI	1
Accesorios	Mangueras y acoples	1

En la Figura 4.6 se indica el ensamble concluido del sistema hidráulico.

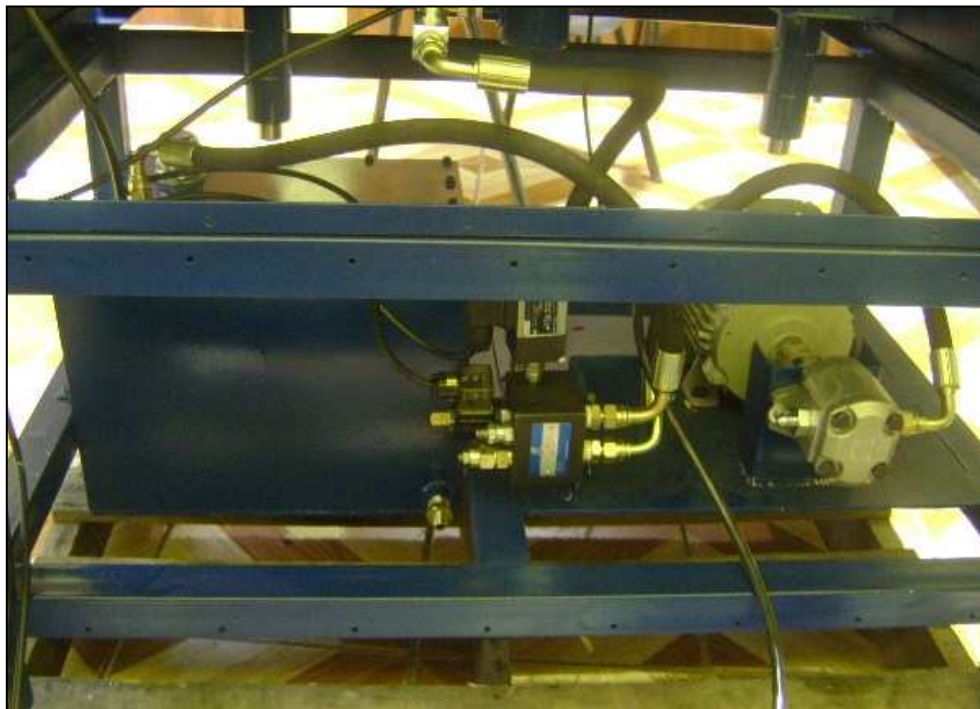


Figura 4.6. Sistema hidráulico de la máquina

Una vez contruidos y ensamblados los diferentes sistemas de la maquina, se procede a inspeccionar cada uno de ellos, para constatar su correcto funcionamiento y finalmente culminar con el ensamble de la máquina de prensado en caliente.

En la Figura 4.7 se detallan las actividades necesarias para el proceso de ensamblaje de la maquina.

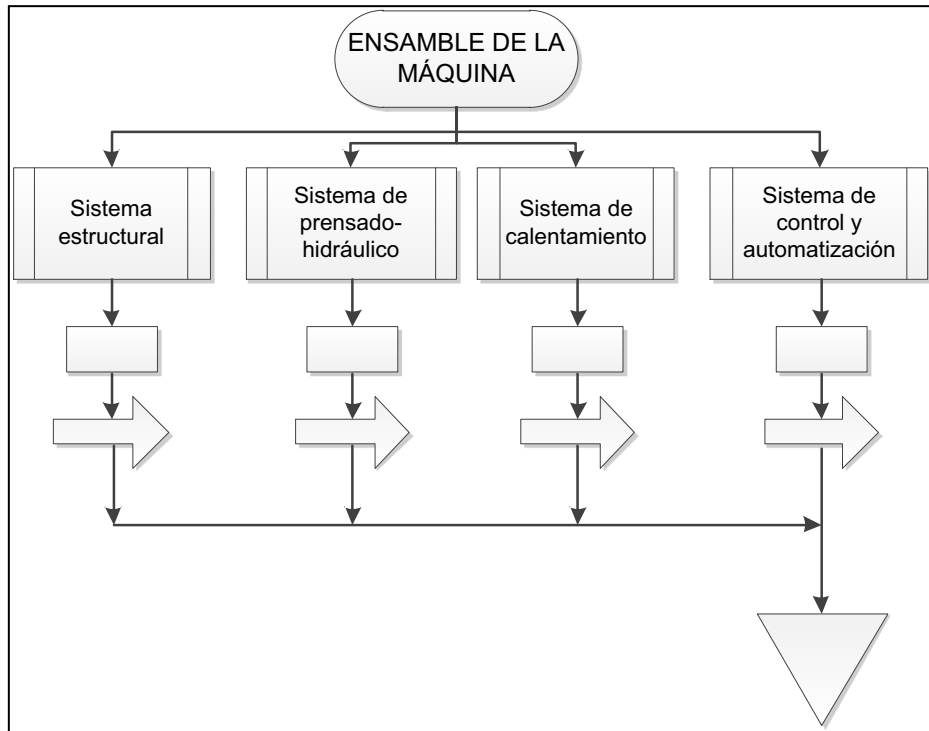


Figura 4.7. Diagrama de flujo de ensamblaje de la máquina.

En la Figura 4.8, se muestra el ensamblaje culminado de la máquina formadora de los cuellos y puños de camisa.



Figura 4.8. Resultado final del montaje y construcción de la formadora de cuellos y puños de camisas

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este capítulo se realiza un análisis económico correspondiente a todos los costos involucrados en el desarrollo proyecto, cuyos rubros son los siguientes:

- Costos de materiales
- Costos de fabricación
- Costos de elementos normalizados / estandarizados
- Costos del sistema automático
- Costos del sistema hidráulico
- Costos del sistema de calentamiento
- Costos de ensamblaje e instalación
- Costos indirectos

5.1 COSTOS DE MATERIALES

Los materiales constituyen el primer elemento de los costos, son considerados costos de materiales a todos aquellos que ayudan a obtener productos terminados por medio de procesos mecánicos (manufactura). Los costos materiales se indican en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Costos materiales.

N°	PIEZAS / ELEMENTOS	MATERIAL	DESCRIPCION	CANT.	COSTOS		PRECIO [\$]
1	Estructura	Tubo cuadrado- Acero	Tubo estructural	2	18,40	\$/u	36,8
		40x2 - ASTM A 500	L 6000 mm				
2	Estructura	Viga estructural - Acero	Viga estructural IPN	1	82,13	\$/u	82,13
		100X50 - ASTM A 36	L 6000 mm				
3	Marco de los montantes	Angulo Estructural - Acero	Angulo Estructural	1	9,25	\$/u	9,25
		30x3 - ASTM A36	L 6000 mm				

4	Carro Porta entretelas	Platina-Acero	Platina rectangular			1	4,35	\$/u	4,35
		20x2 - ASTM A 36	L	6000	mm				
5	Placa inferior de prensado	Plancha Acero A-36	(900x600x20)mm			1	138,24	\$/u	138,24
			P	86,4	Kg		1,60	\$/kg	
6	Placas de asiento	Plancha Acero A-36	(500x220x15)mm			1	21,12	\$/u	21,12
			P	13,2	Kg		1,60	\$/kg	
7	Montantes Laterales	Plancha Acero A-36	(800x600x8)mm			2	46,08	\$/u	92,16
			P	30,72	Kg		1,50	\$/kg	
8	Montantes Laterales	Plancha laminada al frio	(122x244x1,4)mm			2	36,10	\$/kg	72,2
TOTAL									456,25
TOTAL 12%									511,00

5.2 COSTOS DE FABRICACIÓN

En los costos de fabricación dependen de cada uno de los procesos mecánicos utilizados en la fabricación de las piezas y/o elementos de la máquina construida, estos costos se indican en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Costos de fabricación.

N°	PIEZAS	PROCESO	REF. CALCULO		COSTO	CANT.	SUBTOTAL [\$]
			VALOR	[u.]	[\$/u]		
1	Estructura Inferior	Corte	180	mm	0,0204	1	3,67
		Soldadura	270	mm	0,0467	1	12,61
2	Montantes laterales	Oxicorte	2600	mm	0,0050	2	26,00
		Taladrado	30	mm	0,0204	2	1,22
		Soldadura	120	mm	0,0467	2	11,21
		Machuelado	150	mm	0,0204	2	6,12
3	Vigas transversales	Oxicorte	100	mm	0,0050	4	2,00
		Taladrado	20	mm	0,0204	4	1,63
4	Ángulos de conexión	Corte	20	mm	0,0204	4	1,63
		Taladrado	20	mm	0,0204	4	1,63
		Soldadura	20	mm	0,0467	4	3,74
5	Placa superior de prensado	Corte	30	mm	0,0204	1	0,61
		Taladrado	20	mm	0,0204	1	0,41
		Machuelado	30	mm	0,0204	1	0,61
		Fresado	240	mm	0,2500	1	60,00

6	Placa inferior de prensado	Oxicorte	5200	mm	0,0050	1	26,00
		Taladrado	30	mm	0,0204	1	0,61
		Soldadura	60	mm	0,0467	1	2,80
		Fresado	120	mm	0,2500	1	30,00
7	Soporte / fijación cilindro	Oxicorte	1150	mm	0,0050	1	5,75
		Taladrado	40	mm	0,0204	1	0,82
		Machuelado	80	mm	0,0204	1	1,63
8	Soporte / fijación eje guía	Oxicorte	750	mm	0,0050	2	7,50
		Taladrado	20	mm	0,0204	2	0,82
		Machuelado	30	mm	0,0204	2	1,22
9	Tapas de la Maquina	Corte	30	mm	0,0204	5	3,06
		Doblado	4	dobleces	0,4000	5	8,00
		Taladrado	30	mm	0,0204	5	3,06
		Soldadura	40	mm	0,0467	5	9,34
10	Tanque de almacenamiento	Corte	120	mm	0,0204	1	2,45
		Soldadura	150	mm	0,0467	1	7,01
		Taladrado	60	mm	0,0204	1	1,22
		Machuelado	60	mm	0,0204	1	1,22
11	Carro porta entretela	Corte	40	mm	0,0204	1	0,82
		Taladrado	20	mm	0,0204	1	0,41
		Soldadura	40	mm	0,0467	1	1,87
12	Ejes de mecanismo de tensado de la tela térmica	Corte	30	mm	0,0204	2	1,22
		Taladrado	20	mm	0,0204	2	0,82
		Torneado	120	mm	0,2500	2	60,00
Total							310,74
Total 12%							348,03

5.3 COSTOS DE PIEZAS Y ELEMENTOS NORMALIZADOS / ESTANDARIZADOS

Son los costos que se generan por la utilización de elementos encontrados en el mercado de acuerdo a especificaciones técnicas establecidas bajo normas. Estos costos se indican en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Costos de piezas y elementos normalizados/estandarizados.

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA/DENOMINACION	CANT.	PRECIO UNITARIO[\$]	SUBTOTAL[\$]
1	Perno-cabeza de allen	ISO 4762- M5x10	200	0.08	16
		ISO 4762- M8x60	8	0.13	1.04
		ISO 4762- M10x30	6	0.15	0.9
		ISO 4762- M10x40	12	0.16	1.92
		ISO 4762- M12x30	16	0.25	4
		ISO 4762- M20x100	4	0.75	3
2	Tuerca Hexagonal	ISO 4035 - M8	4	0.07	0.28
		ISO 4035 - M10	12	0.08	0.96
		ISO 4035 - M12	16	0.45	7.2
		ISO 4035 - M20	4	0.75	3
3	Arandela plana	ISO 7089 -8-140 HV	16	0.25	4
		ISO 7089 -10-140 HV	12	0.35	4.2
		ISO 7089 -12-140 HV	16	0.1	1.6
				TOTAL	32.1
				TOTAL 12%	35.952

5.4 COSTOS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO

El costo del sistema automático comprende el costo de los elementos de control del sistema de prensado, estos valores se muestran en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Costos del sistema automático.

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA / DENOMINACION	CANT.	PRECIO UNITARIO [\$]	SUBTOTAL [\$]
1	LOGO 230 RC	MOD.LOG C/RELE 8E/4S 115/230 VAC	1	140,00	140,00
2	Relé Térmico	7.0-10 A 3RU2126-1JB0	1	39,55	39,55
3	Breaker 3 Polos	10A 240V RIEL 10KA SIEMENS	1	24,70	24,70
4	Breaker 3 Polos	20A 240V RIEL SIEMENS	1	24,70	24,70
5	Contactador	12A 220V 1NO+1NC 3RT2024-1AN10	1	30,45	30,45
6	Contactador	32A AC3 15KW 1NO+1NC 220V	1	75,91	75,91
7	Micro switch	Palanca corta y rodillo	1	10,00	10,00

	Miniatura				
8	Relay	8 Pines MK2P 220VAC 7A	1	4,22	4,22
9	Base Relay	8 Huecos P/Riel DIN 35	1	1,32	1,32
10	Selector	0-1 C/ENCLAV.1NA	2	13,90	27,80
11	Pulsador Emergencia	1NC Metálico SIEMENS	1	23,85	23,85
12	Luz piloto verde	Eléctrica 220V	2	2,14	4,28
13	Luz piloto roja	Eléctrica 220V	2	2,14	4,28
14	Pulsador Verde	1NA Telemecanique	3	9,76	29,28
15	Pulsador Rojo	1NC Telemecanique	1	9,76	9,76
16	Fusible	10x38 2A	4	1,20	4,80
17	Base Portafusible	10x38 Unipolar CSC	4	2,50	10,00
18	Cable flexible	#16 AWG Negro (mts)	55	0,27	14,85
19	Cable flexible	#18 AWG Rojo (mts)	45	0,27	12,15
20	Gabinete	Metálico 40x40x20 Pesado	1	63,00	63,00
21	Riel	DIN (mts)	3	2,50	7,50
22	Canaleta ranurada	25x40 (6 mts)	2	5,33	10,66
23	Bornera 2,5 mm	12 AWG 20A	20	0,95	19,00
24	Bornera 4mm	10 AWG 30A	6	1,04	6,24
25	Terminales U	10-12 3/16 VF-5,5-5Y	20	0,09	1,76
26	Terminales PIN	18-22 Rojo PIN-1.25	40	0,05	2,00
27	Cinta Espiral	6mm/10mts	1	1,50	1,50
28	Libretin Marcador	Dexson 0-9	1	8,05	8,05
				TOTAL	611,61
				TOTAL 12%	685,00

5.5 COSTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El costo del sistema hidráulico, comprende el costo de los elementos hidráulicos, estos valores se presentan en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5. Costos del sistema hidráulico.

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA / DENOMINACION	CANT.	PRECIO UNITARIO [€]	SUBTOTAL [€]
1	Motor Trifásico	1.0HP 1660 RPM 220/440 SIEMENS	1	141,00	141,00
2	Bomba	Engranés 2CC/REV	1	178,50	178,50
3	Válvula Modular	KLV-T03-A120-NC-N	1	210,00	210,00

4	Cilindro Hidráulico	D50-C50MM	1	150,00	150,00
5	Válvula reguladora de caudal	DRV 08-1-1X/V	1	94,28	94,28
6	Filtro de aire	FEFO PIO-FOO	1	36,89	36,89
7	Indicador de nivel	FSA 127-1 X/12	1	18,76	18,76
8	Silenciador	Polietileno Poroso SI 1 G038	1	7,52	7,52
9	Conector eléctrico presostato	Z4/Z14 3P-T+PRETO	1	4,70	4,70
10	Presostato	Rexroth HED 8 0A-20/350K 14	1	180,00	180,00
11	Manómetro	Stauff Pmax 3000 PSI	1	30,00	30,00
12	Accesorios	Mangueras y acoples	1	150,00	150,00
TOTAL					1201,65
TOTAL 12%					1345,85

5.6 COSTOS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El costo del sistema de calentamiento, comprende el costo de los elementos que permiten el calentamiento de la placa superior de prensado, estos valores se presentan en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Costos del sistema de calentamiento.

N°	ELEMENTOS	REFERENCIA / DENOMINACION	CANT.	PRECIO UNITARIO [€]	SUBTOTAL [€]
1	Placa superior de prensado	Aluminio 800x500 mm ²	1	300,00	300,00
2	Resistencias eléctricas	Tubular 10 mm - 900 (W)	9	35,00	315,00
3	Control de temperatura	Digital 399 °C TC - 72N	1	76,84	76,84
4	Termocupla	NM2350-J 4.8*8L*2M	1	23,10	23,10
5	Cable térmico	N° 18 (mts)	3	3,50	10,50
TOTAL					725,44
TOTAL 12%					812,49

5.7 COSTOS DE ENSAMBLAJE E INSTALACIÓN

Los costos de ensamblaje e instalación, son aquellos necesarios para el montaje y la instalación de los sistemas estructura, prensado, calentamiento y control automático, estos valores se indican en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7. Costos de ensamblaje e instalación.

N°	DENOMINACION	COSTO [€]
1	Ensamblaje del sistema estructural	100,00
2	Instalación del sistema automático	80,00
3	Instalación del sistema hidráulico	50,00
4	Instalación del sistema de calentamiento	30,00
Total		260,00
Total 12%		291,20

El costo del ensamblaje del sistema estructural incluye el costo del pintado de sus diferentes elementos.

5.8 COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos, son los costos que no influyen directamente en la fabricación de la máquina, pero que son necesarios para el desarrollo del proyecto. La Tabla 5.8 presenta el resumen de los costos indirectos.

Tabla 5.8. Costos indirectos.

DENOMINACIÓN	REFERENCIA CÁLCULO	COSTO [€/HORA]	SUBTOTAL [€]
	TIEMPO [HORAS]		
Diseño	320	5,00	1600,00
Transporte	5	20,00	100,00
Calibración	20	2,50	50,00
Gastos contables	600	0,30	180,00
Software	100	1,00	100,00
TOTAL			2030,00

Para la obtención de la Tabla 5.8 se han tomado en cuenta las siguientes consideraciones:

- La jornada laboral está definida por: 1 mes/ 20 días/ 8 horas.
- La referencia de cálculo para el diseño y automatización corresponde a un mes de trabajo de dos personas.
- En el montaje y la calibración de la máquina intervienen dos operarios y la referencia de cálculo corresponde a un total de 1 semana de trabajo.
- En los gastos contables se incluyen rubros tales como: servicio de plotter, impresiones, copias, movilización, etc.
- En software se incluye el costo de la utilización de programas informáticos, el uso de internet, el consumo eléctrico del computador, etc.

5.9 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

El costo total de la máquina está dado por la sumatoria de los rubros involucrados en la construcción de la máquina así como en su diseño. Adicionalmente se considera el porcentaje de utilidad y de imprevistos. El presupuesto total se presenta en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9. Costo total del proyecto.

DENOMINACION	COSTO [\$]
Materiales	511.00
Fabricación	348.03
Elementos normalizados / estandarizados	35.95
Sistema automático	685.00
Sistema hidráulico	1345.85
Sistema de calentamiento	706.09
Ensamblaje e instalación	291.20
Costos indirectos	1685.00
SUBTOTAL	5608.13
Utilidad (15%)	841.22
Imprevistos (5%)	280.41
TOTAL	6729.75

El costo total obtenido para el diseño y fabricación de la máquina es de 6729,75 dólares, este valor es inferior a los precios de comercialización de este tipo de maquinaria en el mercado ecuatoriano, cabe recalcar que el costo total obtenido abarca el costo del diseño de la maquina y adicionalmente considera la utilidad a obtener además de los imprevistos.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- La utilización del Diseño Concurrente para el diseño de la máquina y su posterior construcción, ha sido fundamental ya que como resultado se obtuvo una máquina que cumple con las especificaciones técnicas originadas por los requerimientos del usuario. Por esta razón se concluye que se ha cumplido con el objetivo de diseñar y construir una máquina formadora de cuellos de camisas para la pequeña y mediana industria.
- El diseño conceptual de la máquina es de gran importancia, ya que brinda una directriz que indica el camino a seguir durante el proyecto, y se llegó a la conclusión que se debe construir una máquina de prensado en caliente con una capacidad de 2 (Toneladas) y una temperatura máxima de operación de 200 (°C).
- La concepción modular de la máquina permite simplificar y optimizar las tareas de construcción, montaje y mantenimiento, ya que cada módulo pueden ser fabricados e intervenidos de forma independiente.
- Para el diseño de la máquina no solo se debe tener en cuenta la resistencia de los elementos a las cargas estáticas y dinámicas, sino también su deformación, ya que si esta sobrepasa los valores permisibles puede perjudicar el funcionamiento de la máquina.
- El diseño mecánico es un proceso interactivo, que requiere de retroalimentación, utiliza una serie de criterios como la resistencia de los materiales, sus deformaciones, la seguridad y comodidad del operario, la capacidad económica de la empresa, entre otros.
- En la actualidad existen una serie de herramientas que ayudan al diseño mecánico, en nuestro caso se utilizó el INVENTOR como una herramienta de diseño 3D, ya que nos brinda la posibilidad de tener una concepción de la máquina a construir, además de permitir la comprobación de la resistencia y rigidez de las partes de la máquina mediante el análisis por elementos finitos.

- La automatización de la máquina mediante el uso del PLC, optimiza su construcción y funcionamiento. Reduce el número de elementos a utilizar para el control del proceso de prensado en caliente de la máquina y además permite variar los parámetros de trabajo en función de los requerimientos específicos del proceso productivo.
- Para la programación del PLC, mediante el software LOGO!Soft Comfort, se debe tener un total entendimiento del funcionamiento de la máquina, ya que en la programación se deben incluir todos los aspectos relacionados con la operación de la máquina.

6.2 RECOMENDACIONES

- La máquina de prensado en caliente fue diseñada para que trabaje dentro de un cierto rango de presión y temperatura, bajo ningún motivo debe operar fuera de este rango. Por esta razón el sistema hidráulico no debe operar a una presión superior a los 100 (bares) y la temperatura del sistema de calentamiento no debe superar los 200 (°C).
- Es recomendable consultar con gente especializada en los temas particulares que no han sido revisados en gran profundidad durante nuestro periodo de estudiantes, antes de tomar decisiones que involucren tareas de construcción de piezas, adquisición de productos, ensamblaje de partes, entre otros, con el objeto de evitar inconvenientes durante el desarrollo del proyecto.
- Las operaciones de montaje y calibración de la máquina, deben ser realizadas siguiendo un orden adecuado. Los procesos de calibración de los sistemas de prensado y calentamiento deben ser realizados por separado, para evitar accidentes por la alta presión y temperatura que se manejan. Por esta razón se considera que para la instalación del control automático y del sistema hidráulico es recomendable la intervención y supervisión de personal especializado.
- Cuando se construye un sistema mecánico que trabaje con altas presiones y temperaturas, se deben tener en cuenta todas las medidas de seguridad para evitar accidentes de trabajo, de ser posible se debe evitar que manipulen directamente los parámetros críticos de operación del sistema.

7. BIBLIOGRAFÍA

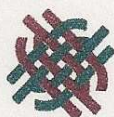
1. AISC, (1980), *“Manual of steel construction”*, 8va Edición, Estados Unidos.
2. ASM Metals HandBook, Volume 2, *“Properties and Selection-Nonferrous Alloys and Special-Purpose”*, PDF.
3. BUDYNAS, NISBETT, (2008), *“Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”*; 8va Edición; Mc Graw Hill; México.
4. DIPAC, *“Catálogo de perfilería estructural”*.
5. INCROPERA, DE WITT, (1999), *“Fundamentos de Transferencia de Calor”*, Prentice Hall, 4ta Edición, México.
6. INSTITUTO FEDERAL PARA LA INVESTIGACIÓN EN EL CAMPO DE LA FORMACIÓN PROFESIONAL, (1973), *“Hidráulica”*, Berlín.
7. MC CORMACK, (1976), *“Diseño de estructuras metálicas; Representaciones y servicios de ingeniería”*, México.
8. MERIAM J., *“Estática”*, (1976), 2da Edición, Reverte S.A, España.
9. POMPER V., *“Mandos Hidráulicos en las máquinas-herramientas”*, 2da Edición, Blume, Barcelona.
10. POZO I., ZURITA P., (2004), *“Diseño y Construcción de una prensa calefactora para la unión de bandas planas sintéticas mediante resistencias planas”*, Proyecto de titulación EPN.
11. RIBA C., (2002), *“Diseño Concurrente”*; Documento PDF.
12. SIEMENS SIMATIC, (2006), Manual LOGO!, PDF.
13. SPERRY, VICKERS, (1979), Manual de oleohidraulica industrial, Blume, Barcelona.
14. TIMOSHENKO, GERE, (1974), Mecánica de materiales, 2da Edición, Ethea, México.

PÁGINAS WEB

1. <http://www.aite.com.ec/>
2. <http://cadenalogisticamisetas.blogspot.com/>
3. <http://www.contactopyme.gob.mx/guiasempresariales/>
4. <http://www.directindustry.es>.
5. <http://ocw.upm.es/expresion-grafica-en-la-ingenieria/ingenieria-grafica-metodologias-de-diseno-paraproyectos/>
6. <http://www.recudir.com/investigacion>

ANEXOS

Anexo N° 1. Especificaciones técnicas de entretelas.



Traveltex

LAINIERE DE PICARDIE

Ficha Técnica Referencia: 1159/220
 Anchos que se producen: 150 cms.
 Colores Básicos: blanco/negro
 Comerciantes: No Tejido, inserción de urdimbre

COMPOSICION

	Elemento	Peso en gr/m2
Total peso		40

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección femenina	Chaquetas (refuerzo delantero)	Lino, paño, mezclas
Confección masculina	Sacos (refuerzo delantero)	Paño, gabardina, algodón
Lavado	En seco (lavado a 60° C)	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadota de platos	Fusionadota continua
Termostato	120-140°C /248-284° F	120-140°C /248-284° F
Temp-Fusion	110-127° C/230-261°F	110-127° C/230-261°F
Presión	300-350 gm/cm2	2-4 Bar
Tiempo	12-15seg.	12-15 seg.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, Lainiere de Picardie recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de Lainiere de Picardie se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueron eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Traveltex
ENTRETELAS

Lainière de Picardie

Ficha Técnica

Referencia: 3429/17
 Anchos que se producen: 150 cms.
 Colores Básicos: Natural- Grafito
 Comercialmente: Entretela Tejida Satin

COMPOSICION

	Elemento	Peso en Gm/m ²
Base		
URDIMBRE TRAMA	POLIESTER 100%	77
	POLIESTER 100%	
Adhesivo	Poliamida	11
TOTAL	Mesh : 17	88

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección Femenina	Delantero termopegado	Paños, linos, mezclas,
	Refuerzo Termopegado	viscosas.
Confección Masculina	Delantero termopegado	Paño, gabardina, algodón.
	Lavado	Refuerzo Termopegado

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadora de Platos	Fusionadora Continua
Grados en termostato	135/150 Centígrados	135/150 Centígrados
Grados entre la tela y entretela	127/135 Centígrados	127/135 Centígrados
Presión	350/500 gm/cm ²	3 a 4 Bar
Tiempo	14 a 18 segs.	14 a 18 segs.

Alto agarre para telas difíciles, buena en teñidos, no hay traspaso de pegamento, suave.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, **Lainière de Picardie** recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de **Lainière de Picardie** se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueran eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Lainière de Picardie

Ficha Técnica

Referencia:	7409
Anchos que se producen:	150 cms.
Colores Básicos:	Natural- Negro
Comercialmente:	Entretela Tejida Texturizada

COMPOSICION

	Elemento	Peso en Gm/m ²
Base		
Poliester Viscosa	32%	74
	68%	
Adhesivo	Poliamida	10
TOTAL	Mesh : 23	84

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección Femenina	Delantero termopegado	Paños, linos, mezclas,
	Refuerzo Termopegado	viscosas.
Confección Masculina	Delantero termopegado	Paño, gabardina, algodón.
Lavado	Refuerzo Termopegado	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadora de Platos	Fusionadora Contínua
Grados en termostato	140/150 Centígrados	140/150 Centígrados
Grados entre la tela y entretela	121/127 Centígrados	121/127 Centígrados
Presión	250/350 gm/cm ²	2 a 4 Bar
Tiempo	12 a 15 segs.	12 a 15 segs.
Alto agarre para telas difíciles, buena en teñidos, no hay traspaso de pegamento, suave.		

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, **Lainière de Picardie** recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de **Lainière de Picardie** se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueran eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Traveltex LAINIERE DE PICARDIE

Ficha Técnica Referencia: Fusetop 600
 Anchos que se producen: 140 cms.
 Colores Básicos: Gama
 Comerciantes: Fieltro para bajo cuello

fusionado

COMPOSICION

	Elemento	Peso en gr/m2
Base		
Algodón	42%	256
Lana	29%	
Viscosa	29%	
Total		256

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección femenina		
Confección masculina	Sacos (bajo cuello)	Paño, gabardina, algodón
Lavado	En seco	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadota de platos	Fusionadota continua
Termostato	165-170°C /248-284° F	155-170°C /248-284° F
Temp-Fusion	136-150° C/230-261°F	136-150° C/230-261°F
Presión	300-350 gm/cm2	3-5 Bar
Tiempo	12-16seg.	12-16 seg.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, Lainiere de Picardie recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de Lainiere de Picardie se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueron eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Traveltex

ENTRETELAS

LAINIERE DE PICARDIE

Ficha Técnica

Referencia:	1159/220
Anchos que se producen:	150 cms.
Colores Básicos:	blanco/negro
Comerciantes:	No Tejido, inserción de urdimbre

COMPOSICION

	Elemento	Peso en gr/m ²
Total peso		40

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección femenina	Chaquetas (refuerzo delantero)	Lino, paño, mezclas
Confección masculina	Sacos (refuerzo delantero)	Paño, gabardina, algodón
Lavado	En seco (lavado a 60° C <i>100 Paños</i>)	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadota de platos	Fusionadota continua
Termostato	120-140°C /248-284° F	120-140°C /248-284° F
Temp-Fusion	110-127° C/230-261°F	110-127° C/230-261°F
Presión	300-350 gm/cm ²	2-4 Bar
Tiempo	12-15seg.	12-15 seg.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, Lainiere de Picardie recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de Lainiere de Picardie se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueron eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Lainière de Picardie

Ficha Técnica

Referencia:	3429/17
Anchos que se producen:	150 cms.
Colores Básicos:	Natural- Grafito
Comercialmente:	Entretela Tejida Satin

COMPOSICION

	Elemento	Peso en Gm/m2
Base		
URDIMBRE TRAMA	POLIESTER 100%	77
	POLIESTER 100%	
Adhesivo	Poliamida	11
TOTAL	Mesh : 17	88

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección Femenina	Delantero termopegado	Paños, linos, mezclas,
	Refuerzo Termopegado	viscosas.
Confección Masculina	Delantero termopegado	Paño, gabardina, algodón.
	Lavado	Refuerzo Termopegado

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadora de Platos	Fusionadora Continua
Grados en termostato	135/150 Centígrados	135/150 Centígrados
Grados entre la tela y entretela	127/135 Centígrados	127/135 Centígrados
Presión	350/500 gm/cm2	3 a 4 Bar
Tiempo	14 a 18 segs.	14 a 18 segs.

Alto agarre para telas difíciles, buena en teñidos, no hay traspaso de pegamento, suave.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, **Lainière de Picardie** recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de **Lainière de Picardie** se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueran eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Traveltex

LAINIERE DE PICARDIE

Ficha Técnica Referencia: 1159/220
 Anchos que se producen: 150 cms.
 Colores Básicos: blanco/negro
 Comerciantes: No Tejido, inserción de urdimbre

COMPOSICION

	Elemento	Peso en gr/m2
Total peso		40

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección femenina	Chaquetas (refuerzo delantero)	Lino, paño, mezclas
Confección masculina	Sacos (refuerzo delantero)	Paño, gabardina, algodón
Lavado	En seco (lavado a 60° C	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadota de platos	Fusionadota continua
Termostato	120-140°C /248-284° F	120-140°C /248-284° F
Temp-Fusion	110-127° C/230-261°F	110-127° C/230-261°F
Presión	300-350 gm/cm2	2-4 Bar
Tiempo	12-15seg.	12-15 seg.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, Lainiere de Picardie recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de Lainiere de Picardie se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueron eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.



Lainière de Picardie

Ficha Técnica

Referencia:	7409
Anchos que se producen:	150 cms.
Colores Básicos:	Natural- Negro
Comercialmente:	Entretela Tejida Texturizada

COMPOSICION

	Elemento	Peso en Gm/m ²
Base		
Poliester Viscosa	32%	74
	68%	
Adhesivo	Poliamida	10
TOTAL	Mesh : 23	84

APLICACIÓN Y LIMPIEZA

	Prenda	Telas
Confección Femenina	Delantero termopegado	Paños, linos, mezclas,
	Refuerzo Termopegado	viscosas.
Confección Masculina	Delantero termopegado	Paño, gabardina, algodón.
Lavado	Refuerzo Termopegado	

CONDICIONES DE FUSIONADO

Graduación	Fusionadora de Platos	Fusionadora Continua
Grados en termostato	140/150 Centígrados	140/150 Centígrados
Grados entre la tela y entretela	121/127 Centígrados	121/127 Centígrados
Presión	250/350 gm/cm ²	2 a 4 Bar
Tiempo	12 a 15 segs.	12 a 15 segs.

Alto agarre para telas difíciles, buena en teñidos, no hay traspaso de pegamento, suave.

Debido a la gran variedad de tejidos y otros materiales utilizados para la confección, **Lainière de Picardie** recomienda previamente a todo uso industrial, efectuar ensayos exhaustivos de los materiales a usar. La garantía de **Lainière de Picardie** se limita expresamente al reemplazo de aquellos de sus productos que fueran eventualmente encontrados defectuosos con exclusión de toda otra indemnización, daños e intereses.

Anexo N° 2. Catalogo de DIPAC



PERFILES IMPORTADOS ANGULOS

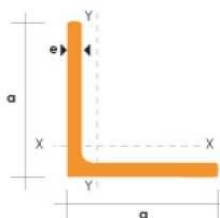
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm ²
	a	e			
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24
AL 40X3	40	3	1.81	11.00	2.31
AL 40X4	40	4	2.39	14.34	3.04
AL 40X6	40	6	3.49	21.34	4.44
AL 50X3	50	3	2.29	13.85	2.91
AL 50X4	50	4	3.02	18.33	3.84
AL 50X6	50	6	4.43	26.58	5.64
AL 60X6	60	6	5.37	32.54	6.84
AL 60X8	60	8	7.09	42.54	9.03
AL 65X6	65	6	5.84	35.25	7.44
AL 70X6	70	6	6.32	38.28	8.05
AL 75X6	75	6	6.78	40.65	8.64
AL 75X8	75	8	8.92	54.18	11.36
AL 80X8	80	8	9.14	56.95	11.64
AL 100X6	100	6	9.14	56.95	11.64
AL 100X8	100	8	12.06	74.05	15.36
AL 100X10	100	10	15.04	90.21	19.15
AL 100X12	100	12	18.26	109.54	22.56

También en galvanizado e inoxidable





IPN

PERFILES LAMINADOS IPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION PESOS				PROPIEDADES		
	h mm	a mm	g mm	t mm	R mm	R1 mm	cm ²	Kg/m	Ix cm ⁴	Iy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.00	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.60	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.80	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.80	1450	81.30	161.00	19.00
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	162.00	278.00	33.10
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5740	286.00	442.00	51.00
IPN 300	300	125	10.90	16.20	10.90	6.50	68.10	54.20	8900	451.00	652.00	72.20
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	13700	647.00	923.00	98.40
IPN 380	380	149	13.50	19.50	13.50	7.90	97.10	76.20	18810	818.00	1090.00	134.00
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	119.00	92.60	20210	1160.00	1460.00	149.00
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45650	1730.00	2040.00	202.00
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.00	68740	2480.00	2750.00	268.00
IPN 550	550	200	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.00	99180	3490.00	3610.00	349.00



Anexo N° 3. Especificaciones técnicas del aceite hidráulico.

Fluidos hidráulicos en base a aceite mineral para bombas a paletas, a pistones radiales y a engranajes así como para motores GM, GMRP, MCS, MCR, MR y MKM/MRM (para máquina a pistones axiales ver RS 90 220)

La calidad, limpieza y viscosidad de servicio del medio hidráulico son decisivos para la seguridad de servicio, economía y duración del equipo. Las hojas de datos para los distintos componentes hidráulicos contienen prescripciones relativas al rango de viscosidad y fluidos adecuados. Contienen además los códigos de pedido de eventuales versiones especiales para fluidos hidráulicos particulares. Las siguientes condiciones deben cumplirse junto a las prescripciones de las hojas de datos.

1. Viscosidad

El rango admisible de viscosidad de equipos completos, también para bombas combinadas, se determina del componente con el rango más reducido, (para combinaciones V7/R4, por ejemplo la viscosidad máxima admisible es limitada por bomba R4 y la mínima admisible por la bomba V7). El rango de viscosidad debe contemplarse para todas las condiciones de servicio. La viscosidad de aceites HV disminuye durante el servicio, debido a refuerzos de corte hasta en un 30%. Esto debe ser tenido en cuenta para el dimensionamiento. La viscosidad depende de la temperatura. Por esta razón deben contemplarse las temperaturas máximas y mínimas determinadas del aceite en el tanque para la selección de la clase de viscosidad. Como regla se requiere para ello, refrigeración, calefacción o ambas. Cuando a pesar de todo existan problemas, debe utilizarse eventualmente un fluido con otra clase de viscosidad (ISO VG). Eventualmente consultar con Mannesmann Rexroth.

1.1 Rango de viscosidad para bombas de paletas

1.1.1 Bombas V3 y V4:

Max. 800 mm²/s para arranque en servicio de impulsión
Max. 200 mm²/s para arranque en servicio de cámara nula
Min. 25 mm²/s para la máxima temperatura de servicio adm.
Rango óptimo de viscosidad 25 hasta 160 mm²/s
Para presiones de cámara nula menores a 63 bar corresponde la viscosidad mínima 16 mm²/s.
(ver fluido admisible en punto 2.2)

1.1.2 Bombas V7:

Max. 800 mm²/s para arranque en servicio de impulsión
Max. 200 mm²/s para arranque en servicio de cámara nula
Min. 16 mm²/s para la máxima temperatura de servicio adm.
Rango óptimo de viscosidad 16 hasta 160 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.1.3 Bombas VY y VQ:

Viscosidad admisible de servicio 13 hasta 800 mm²/s
(recomendamos: 13 hasta 54 mm²/s)
(ver fluido admisible en punto 2.2)

1.2 Rango de viscosidad para bombas de pistones radiales R4:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 200 mm²/s
(ver fluido admisible en punto 2.2)

1.3 Rango de viscosidad para bombas de engranajes con dentado externo y motores de engranajes

Bombas G2, G3, G4 o motores G2, G3:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 300 mm²/s
Viscosidad admisible de arranque 1000 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.4 Rango de viscosidad para bombas con dentado interno

1.4.1 Bombas PGF:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 300 mm²/s
Viscosidad máx. admisible de arranque 2000 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.4.2 Bombas PGH:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 300 mm²/s
Viscosidad máx. admisible de arranque 2000 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.5 Rango de viscosidad para motores GM y GMRP:

Viscosidad admisible de servicio 16 hasta 160 mm²/s
Viscosidad máx. admisible de arranque 800 mm²/s
(ver fluido admisible en punto 2.2)

1.6 Rango de viscosidad para motores MCS

1.6.1 MCS serie 3:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 500 mm²/s

1.6.2 MCS serie 5 y 6:

Viscosidad admisible de servicio 25 hasta 500 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.7 Rango de viscosidad para motores MCR:

Viscosidad admisible de servicio 10 hasta 2000 mm²/s
(ver fluido admisible en puntos 2.1 y 2.2)

1.8 Rango de viscosidad para motores

MR(E), MRD(E), MRV(E), MRD(E):
Viscosidad admisible de servicio 18 hasta 1000 mm²/s
Viscosidad de servicio recomendada 30 hasta 50 mm²/s
(medio admisible ver punto 2.2)

1.9 Rango de viscosidad para motores MKM/MRM:

Viscosidad admisible de servicio 20 hasta 150 mm²/s
Viscosidad máx. admisible de arranque 1000 mm²/s
Viscosidad de servicio recomendada 30 hasta 50 mm²/s
(ver fluido admisible en punto 2.2)

2. Fluidos hidráulicos

La especificación del fluido está siempre determinada por las partes del equipo con mayores requerimientos. Todas las partes del equipo deben ser adecuadas para el fluido utilizado.

2.1 Aceites HL según DIN 51 524 parte 1:

Estos fluidos no contienen aditivos para la protección contra desgaste por rozamiento mixto y sólo son utilizables para las siguientes bombas y motores: PGH, PGE G2, G3, G4 y V7¹⁾, (TN 10, 16, 25 y 40) así como motores GMRP, MCS, MCR hasta máx. 80 bar;

¹⁾

Los fluidos aeronáuticos según MIL-H-5606 (por ejemplo Aero Shell Fluid 4) corresponden a aceites HL, en lo relativo a protección contra desgaste, y pueden ser utilizados por las bombas y motores antes mencionados en los rangos de viscosidad admisibles. Los fluidos hidráulicos que atacan el plomo o los materiales para cojinetes que lo contengan, no deben ser empleados aún cuando satisfagan la especificación HL según DIN 51 524 parte 1. Son principalmente aceites múltiples (por ejemplo aceites de bancada) que contienen ácidos grasos o ésteres de ácidos grasos. Según CEROP RP 75 H e ISO 11 158 los aceites equivalentes deben designarse asimismo con HL.

2.2 Aceites con características HLP

2.2.1 Aceites HLP según DIN 51 524 parte 2:

(aceites con aditivos contra corrosión, oxidación y desgaste) Estos fluidos se utilizan habitualmente en oleohidráulica. Cumpliendo las prescripciones de viscosidad son adecuados para todos los elementos usados en ella.

Para las clases de viscosidad VG10, VG15 y VG22 la norma DIN 51 524 parte 2 no establece suficientes exigencias sobre la protección contra desgaste. Los aceites de esta clase de viscosidad solo son admitidos por ello cuando en el ensayo FZG según DIN 51 354 parte 2 alcanzan como mínimo el nivel 10 de resistencia al deterioro.

Los fluidos hidráulicos que atacan el plomo o los materiales para cojinetes que lo contengan, no deben ser empleados aún cuando satisfagan la especificación HLP según DIN 51 524 parte 2. Son principalmente aceites múltiples (por ejemplo aceites de bancada) y en parte también aceites HLP-D. Los aceites múltiples de los tipos CG según DIN 51 502 o HG según ISO 11 158 solo deben ser utilizados con la aprobación por escrito de Mannesmann Rexroth.

Admitimos por cierto todos los fluidos HLP que cumplen con DIN 51 524 parte 2, con las limitaciones antes mencionadas, pero es necesario advertir que esta norma establece exigencias mínimas.

Hay aceites que, como se puede observar de las tablas, superan ampliamente estos requerimientos referidos a envejecimiento, protección contra desgaste, tolerancia de metales no ferrosos, carga térmica y filtrabilidad.

El tiempo de envejecimiento permite sacar conclusiones sobre el tiempo de uso del fluido. Un escaso contenido de lodo produce menores residuos en el sistema. Una buena filtrabilidad evita averías. En caso de dudas consulte con el fabricante del aceite. Recomendamos además al usuario tener en cuenta al seleccionar el proveedor del aceite, que este ofrezca la posibilidad de verificar el estado del mismo en lo relativo a suciedad, envejecimiento y reserva de aditivos y que pueda proveer los resultados e informes correspondientes a la capacidad de utilización posterior.

2.2.2 Aceites HVLP según DIN 51 524 parte 3:

(aceites con mayor índice de viscosidad para el empleo en equipos que están expuestos a un amplio rango de temperaturas)

En este caso valen las mismas indicaciones y limitaciones mencionadas en el punto 2.2.1 para aceites HLP. En la selección de aceites HV se debe considerar una importante pérdida de viscosidad de hasta 30%. Es decir por ejemplo para la bomba V4 con una viscosidad mínima admisible de 75 mm²/s, al utilizar aceites HV la viscosidad mínima se debe incrementar a 36 mm²/s, con lo que al presentarse la pérdida durante el servicio, la viscosidad no cae debajo del mínimo admisible. Los aditivos

VI pueden actuar negativamente sobre el comportamiento desmenuzador y el poder de separación de aire, por ello los aceites HV solo deben ser utilizados cuando lo exigen las condiciones de temperatura.

El resultado del ensayo de la reducción de viscosidad según DIN 51 382 no tiene en la práctica importancia decisiva. Para emitir un dictamen se puede tomar sin embargo el resultado del ensayo según E-DIN 51 350 parte 6 en un periodo de 20 horas.

(aceites aeronáuticos según MIL-H-5606 ver punto 2.1, aceites HL)

2.2.3 Empleo de aceites HLP-D:

(aceites HLP con aditivos detergentes y dispersantes)

Estos aceites pueden, en parte, absorber considerables cantidades de agua. Esto repercute también, especialmente cuando el agua se presenta en grandes gotas, sobre la protección contra desgaste. De allí que no deban ser utilizados en aquellos equipos en los cuales es posible la entrada de agua. Al utilizar lubricantes de refrigeración sintéticos durante el mecanizado, se logra un funcionamiento correcto del equipo solo cuando se emplean aceites HLP-D. Utilizando otros aceites se producen aglutinamientos. En el sector móvil estos aceites han producido igualmente buenos resultados. Recomendamos el empleo de aceites HLP-D solo en los casos mencionados.

La capacidad de humectación de estos aceites es considerablemente distinta según el fabricante. Por ello no se puede generalizar la afirmación de que se adecúan especialmente bien para evitar el fenómeno de bloqueo-desfilamiento Stick-Slip de vástagos de cilindros a pequeñas velocidades.

En aquellos casos en que se prevean grandes entradas de agua (por ejemplo en aceros o en ambientes húmedos), no es admisible el empleo de aceites HLP-D ya que el agua emulsionada no se deposita en el tanque sino que se evapora en los lugares sometidos a cargas elevadas.

En estos casos se recomienda el empleo de aceites hidráulicos HLP con un poder desmenuzador especialmente bueno. El agua depositada en el tanque es purgada en periodos regulares. La filtrabilidad de los aceites sin contenido de zinc es por lo general mejor, especialmente para la filtración fina. Por ello, en la elección del aceite se debe tener en cuenta que la filtrabilidad del aceite no se reduce sensiblemente con la entrada de agua.

Al emplear aceites HLP-D no se deposita suciedad. Esta se mantiene en suspensión y debe ser eliminada por filtración. Por esta razón se requiere un incremento de la superficie de filtración (dimensionado del filtro para $\Delta p = 0,2$ bar). También debe disminuirse en un grado la malla de filtración.

El contenido de agua debe estar por debajo de 0,1%, ya que el agua acelera el envejecimiento del aceite, empeora las cualidades lubricantes, provoca corrosión y cavitación, reduce la duración de las juntas y desmejora la filtrabilidad. Distintos aceites HLP-D contienen ácidos o ésteres de ácidos grasos. Estos fluidos no deben utilizarse debido a que atacan al plomo. En caso de duda consulte con el fabricante. Para los aceites HLP-D, véase en general lo mismo que en el punto 2.2, con excepción del comportamiento desmenuzador.

3. Filtrado

En general es necesaria para el fluido de servicio la clase de pureza B según NAS 1638.

Esto se logra con un filtro $\beta_{20} \geq 75$. Para asegurar una elevada vida útil recomendamos la clase de pureza B según NAS 1638, obtenible con un filtro $\beta_{10} \geq 100$.

Se deben tener en cuenta también las indicaciones en las correspondientes hojas de datos de los distintos componentes hidráulicos. En caso que hubiere en el equipo partes delicadas (como por ejemplo servovalvulas) se debe adaptar la precisión de filtrado a la parte más delicada. Los aceites nuevos frecuentemente no satisfacen en las condiciones de suministro estos requisitos de pureza. Al reponer aceite se requiere por ello un cuidadoso filtrado. Se puede tomar conocimiento de la clase NAS de los aceites en condiciones de suministro a través del proveedor de los mismos. Los aceites empleados deben presentar una buena filtrabilidad no solo cuando son nuevos sino también durante toda su vida útil. Se presentan significativas diferencias en función de los aditivos empleados.

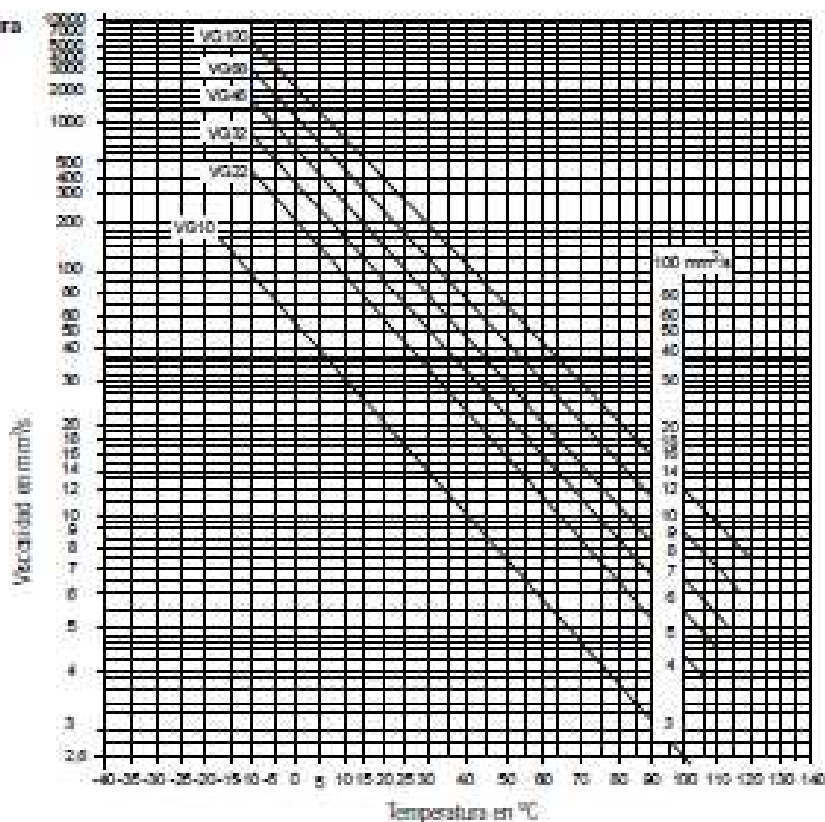
Se debe impedir el servicio del equipo con un filtro tapado mediante una protección eléctrica.

El mantenimiento de la clase de pureza exigida requiere una cuidadosa filtración en la ventilación del tanque. En ambientes húmedos se requiere el empleo de silicagel.

4. Mezclado de diferentes aceites hidráulicos

Si se mezclan aceites de distintos fabricantes o distintos tipos del mismo fabricante, se pueden producir agrietamientos y presentar formaciones de lodos o sedimentaciones. Esto provoca en determinadas circunstancias averías y daños en el sistema hidráulico. Por este motivo no se tiene ninguna garantía al utilizar aceites mezclados. En general se observa que aceites de la misma norma no siempre son compatibles entre sí. Se debe aclarar por ello, que en caso de averías debido a mezclas de aceites de distintos fabricantes o el agregado de aditivos, no se puede por lo general determinar responsabilidades. El proveedor puede sin embargo, ensayar llegado el caso la miscibilidad de distintos aceites y dar al usuario del equipo una garantía.

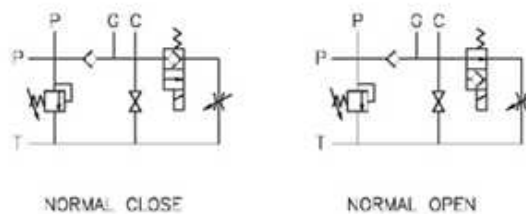
Diagrama viscosidad-temperatura



Anexo N° 4. Especificaciones técnicas de la válvula modular KLV-T03-A120-NC-N

KLV - T 03 - A120 - NC - N - **

1 Series	5 Coil Voltage
KLV: Lift Valve	A120: AC120V, 60HZ; AC110V, 50Hz A220: AC220V, 60HZ; AC200V, 50Hz D12 : DC12V D24 : DC24V
2 Mounting Style	6 Port Thread
T: Threaded Body	N: 3/8" NPT
3 Body Size	7 Design Number
03: 3/8"	
4 Function	
NC: Normally Closed NO: Normally Open	

Symbols - [top](#)**SPECIFICATIONS - [top](#)**

MAX. OPERATING PRESSURE	210 KGF/CM ² (300PSI)
MAX. FLOW CAPACITY	20 LPM (5.3 GPM)
MAX. FREQUENCIES OF OPERATING	60 CPM
MAX. TANK LINE BACK PRESSURE	7 KGF/CM ² (100PSI)

SOLENOID RATING - [top](#)

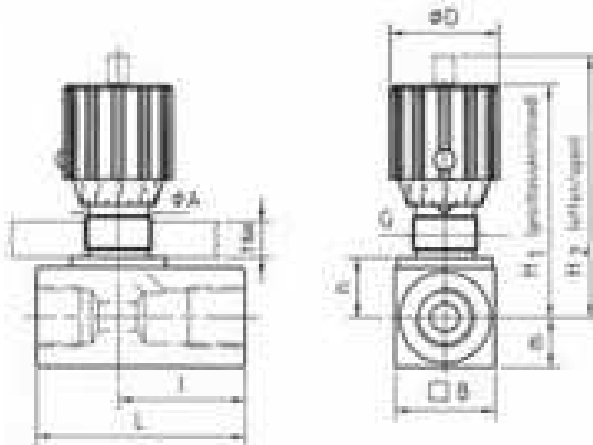
COIL DATA(14.7WATTS)		
SOLENOID COIL	VOLTAGE	HOLDING CURRENT(A)
AC115	AC115V/60HZ	0.13
AC230	AC230/60HZ	0.06
DC12	DC12	1.22
DC24	DC12	0.61

Dimensions - [top](#)

UNIT: mm(inch) WEIGHT: 1.7 kgs (3.74 lbs)

Anexo N° 5. Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de caudal unidireccional, Rexroth DRV 08-1-1X/V

Drosselrückschlagventil für Rohrleitungseinbau, NDRV
Flow control valve for piping-systems assembly, NDRV



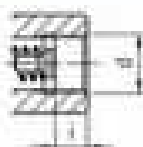
DIN ISO 228 Rohrinngewinde
DIN ISO 228 Female thread

NDRV	B	DN	50	65	80	B	10	16	20	25	32	40	50	65	80	100
NDRV	8	G1/8	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	8	G1/4	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	10	G3/8	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	12	G1/2	16,0	20,0	25,0	12,0	13,0	17,0	21,0	26,0	32,0	40,0	50,0	63,0	80,0	100,0
NDRV	16	G3/4	17,0	21,0	26,0	13,0	14,0	18,0	22,0	27,0	34,0	42,0	52,0	66,0	84,0	106,0
NDRV	20	G1	18,0	22,0	28,0	14,0	15,0	19,0	23,0	29,0	36,0	44,0	54,0	68,0	88,0	112,0
NDRV	25	G1 1/4	21,0	26,0	32,0	16,0	17,0	21,0	25,0	31,0	38,0	46,0	56,0	70,0	90,0	114,0
NDRV	30	G1 1/2	23,0	28,0	34,0	17,0	18,0	22,0	26,0	32,0	39,0	47,0	57,0	71,0	92,0	116,0
NDRV	40	G2	25,0	31,0	37,0	18,0	19,0	23,0	27,0	33,0	40,0	48,0	58,0	72,0	94,0	118,0

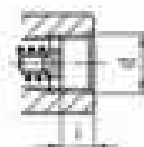
ANSI B1.20.1 NPT Innengewinde
ANSI B1.20.1 NPT Female thread

NDRV	B	DN	50	65	80	B	10	16	20	25	32	40	50	65	80	100
NDRV	8	1/8 NPT	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	8	1/4 NPT	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	10	3/8 NPT	13,0	16,0	20,0	10,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	35,0	44,0	55,0	70,0	90,0
NDRV	12	1/2 NPT	16,0	20,0	25,0	12,0	13,0	17,0	21,0	26,0	32,0	40,0	50,0	63,0	80,0	100,0
NDRV	16	3/4 NPT	17,0	21,0	26,0	13,0	14,0	18,0	22,0	27,0	34,0	42,0	52,0	66,0	84,0	106,0
NDRV	20	1 NPT	18,0	22,0	28,0	14,0	15,0	19,0	23,0	29,0	36,0	44,0	54,0	68,0	88,0	112,0
NDRV	25	1 1/4 NPT	21,0	26,0	32,0	16,0	17,0	21,0	25,0	31,0	38,0	46,0	56,0	70,0	90,0	114,0
NDRV	30	1 1/2 NPT	23,0	28,0	34,0	17,0	18,0	22,0	26,0	32,0	39,0	47,0	57,0	71,0	92,0	116,0
NDRV	40	2 NPT	25,0	31,0	37,0	18,0	19,0	23,0	27,0	33,0	40,0	48,0	58,0	72,0	94,0	118,0

Stahl / Edelstahl
Steel / Stainless Steel



DN 80 228



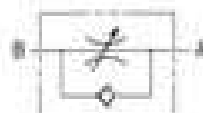
ANSI B1.25.1



SAE J 514

Bestellteil / Order part: MDRV-DN8-019-1A-PO 0,05
Bestellnr. / Order no.: 20000

Option: Öffnungsdruck PO 0,45 MPa
Option: Opening pressure PO 0,45 MPa



Wellenart / Material	1A	1B	1A	1B
Gehäuse / Body	SAE / Steel	SAE / Steel	EN556 / AISI 316	EN556 / AISI 316
O-Ring / O-ring	NBR	FFM	NBR	FFM
Yoke / Yoke	SPC / 304%	SPC / 304%	SPC / 304%	SPC / 304%
Öffnungsdruck / Opening pressure	0,05 MPa	0,05 MPa	0,05 MPa	0,05 MPa

	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.
	25	20000	1	25	20000	2	25	20000	4	25	20000	4
	25	19999	1	25	19999	2	25	19999	4	25	19999	4
	25	21000	1	25	21000	2	25	21000	4	25	21000	4
	25	22000	1	25	22000	2	25	22000	4	25	22000	4
	25	23000	1	25	23000	2	25	23000	4	25	23000	4
	25	24000	1	25	24000	2	25	24000	4	25	24000	4
	25	25000	1	25	25000	2	25	25000	4	25	25000	4
	25	26000	1	25	26000	2	25	26000	4	25	26000	4
	25	27000	1	25	27000	2	25	27000	4	25	27000	4
	25	28000	1	25	28000	2	25	28000	4	25	28000	4
	25	29000	1	25	29000	2	25	29000	4	25	29000	4
	25	30000	1	25	30000	2	25	30000	4	25	30000	4

	1A	1B	1A	1B					
	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.	PN (MPa)	Best.Nr. Order no.	Nr.
	25	30000	1	25	30000	2	25	30000	4
	25	31000	1	25	31000	2	25	31000	4
	25	32000	1	25	32000	2	25	32000	4
	25	33000	1	25	33000	2	25	33000	4
	25	34000	1	25	34000	2	25	34000	4
	25	35000	1	25	35000	2	25	35000	4
	25	36000	1	25	36000	2	25	36000	4
	25	37000	1	25	37000	2	25	37000	4
	25	38000	1	25	38000	2	25	38000	4
	25	39000	1	25	39000	2	25	39000	4
	25	40000	1	25	40000	2	25	40000	4
	25	41000	1	25	41000	2	25	41000	4
	25	42000	1	25	42000	2	25	42000	4
	25	43000	1	25	43000	2	25	43000	4
	25	44000	1	25	44000	2	25	44000	4
	25	45000	1	25	45000	2	25	45000	4
	25	46000	1	25	46000	2	25	46000	4
	25	47000	1	25	47000	2	25	47000	4
	25	48000	1	25	48000	2	25	48000	4
	25	49000	1	25	49000	2	25	49000	4
	25	50000	1	25	50000	2	25	50000	4

Drosselrückschlagventil für Rohrleitungseinbau, NDRV Flow control valve for piping-systems assembly, NDRV

SAE J 514 UN/UNF Innengewinde
SAE J 514 UN/UNF Female thread

Type	DN	d	l	H ₁	H ₂	m	n	B	I	L	D	A	G	t _{max}	Gew. Weight _{kg}
NDRV	8	7/16"UNF	13	65	71	12,5	14,5	25	33	54,5	29	19	Fig 11	7	0,30
NDRV	10	9/16"UNF	13,5	68	75	15	17	30	41	65	29	19	Fig 11	7	0,46
NDRV	12	3/4"UNF	15,5	82	92	17,5	21	35	44	73	38	23	Fig 16	7	0,72
NDRV	16	1 1/16"UN	20	96	106	22,5	26	45	59,5	97,5	38	23	Fig 16	7	1,37
NDRV	20	1 5/16"UN	20	121	134	25	30	50	77,5	127,5	49	38	Fig 29	10	2,66
NDRV	25	1 5/8"UN	20	126	139	30	35	60	91,5	141,5	49	38	Fig 29	10	2,86
NDRV	30	1 7/8"UN	20	131	144	35	40	70	87,5	139,5	49	38	Fig 29	10	4,45
NDRV	40	2 1/2"UN	25,5	141	154	45	50	90	111	165	49	38	Fig 29	10	8,03

Stahl / Edelstahl Steel / Stainless Steel



	1A			1B			4A			4B		
	PN [MPa]	Best.Nr. Order no.	Kat.	PN [MPa]	Best.Nr. Order no.	Kat.	PN [MPa]	Best.Nr. Order no.	Kat.	PN [MPa]	Best.Nr. Order no.	Kat.
	35	36102	2	35	36486	2	35	37706	4	35	37707	4
	35	37708	2	35	37709	2	35	37710	4	35	37711	4
	35	37712	2	35	34898	2	35	37713	4	35	37714	4
	35	36068	2	35	37715	2	35	37716	4	35	37717	4
	35	37718	3	35	37719	3	35	37720	4	35	37721	4
	35	37722	3	35	37723	3	35	37724	4	35	37725	4
	35	37726	3	35	37727	3	35	37728	4	35	37729	4
	35	37730	3	35	37731	3	35	37732	4	35	37733	4

Anexo N° 6. Especificaciones técnicas del presostato, Rexroth HED 8 0A-20/350K 14

RS 50 060/08.97

Reemplaza a: 10.95



PresóstatO hidro-eléctrico Tipo HED 8

Serie 1X

Presión máxima 630 bar



Tipo HED 8 OH1X/..K14S... con enchufe

Contenido

Denominación	
Características	
Código de pedido	
Función, corte, símbolo	
Datos técnicos	
Características (diferencia de presión de conmutación)	
Dimensiones	
Indicaciones de montaje	
Placa intermedia	
Conexión	
Ejemplos de conexión	

Características

Página	
1	– para montaje sobre placas
1	– para insertar en tuberías
2	– como elemento de concatenación vertical según perforaciones DIN 24 340 J4
3	– en concatenaciones longitudinales
4	– 5 niveles de presión
5	– 4 elementos de ajuste:
6	• husillo con hexágono interno, con o sin capuchón protector (el capuchón puede ser precintado)
7	• husillo con hexágono interno y escala, con o sin capuchón protector
8, 9	• volante con escala
10	• volante con cerradura y escala
10	– Enchufe con conexión (indicación luminosa) (pedir por separado)

RS 50 060/08.97

Código de pedido

HED 8	1X	K14	*
Presóstato de pistón			otros datos en texto claro
Concatenam. vertical(solo hasta 350 bar) ¹⁾ = OH			sin denom. = Juntas NBR
Montaje sobre placa = OP			V = Juntas FPM
Montaje en tuberías = OA			(otras juntas, sobre consulta)
Serie 10 hasta 19 = 1X			⚠ Atención!
(10 hasta 19: medidas de instalación y conex. invariables)			Tener en cuenta la compatibilidad de la junta con el fluido hidráulico usado!
Máx. presión ajustable 50 bar = 50			sin denom. = husillo (sin escala)
Máx. presión ajustable 100 bar = 100			S = husillo (sin escala) con capuchón protector
Máx. presión ajustable 200 bar = 200			A = husillo con escala
Máx. presión ajustable 350 bar = 350			AS = husillo con escala y capuchón protector
Máx. presión ajustable 630 bar = 630			KS ³⁾ = botón giratorio con cerradura y escala
Conexiones eléctricas			KW = botón giratorio con escala
Conexión individual; mit Gerätestecker DIN 43 650-AM2, = K14 ²⁾			
sin enchufe cúbico			

Los aparatos prioritarios o estándar están indicados en la lista RPS (Rexroth Preisliste Standard)

- ¹⁾ placa intermedia para concatenación vertical (pedir por separado, ver páginas 8, 9)
- ²⁾ Los enchufes cúbicos requieren pedido por separado (ver abajo).
- ³⁾ La llave H con el número de pedido 00008158 está incluida en la entrega.

Código de pedido: Conectores cúbicos según DIN 43 650 A y ISO 4400 para enchufes "K14"

Color	Nº de pedido					
	sin circuito interno	con circuito interno (indicación luminosa)				
	6 ... 14 V	16 ... 30 V	36 ... 60 V	90 ... 130 V	180 ... 240 V	
negro	00001260	00545844	00545845	00545846	00545847	00545848

otros enchufes cúbicos ver RS 08 006

Función, cortes, símbolo

El presóstato tipo HED 8 es un presóstato a pistón. Consta básicamente de carcasa (1), conjunto insertable con pistón (2), resorte (3), elemento de ajuste (4) y microinterruptor (5).

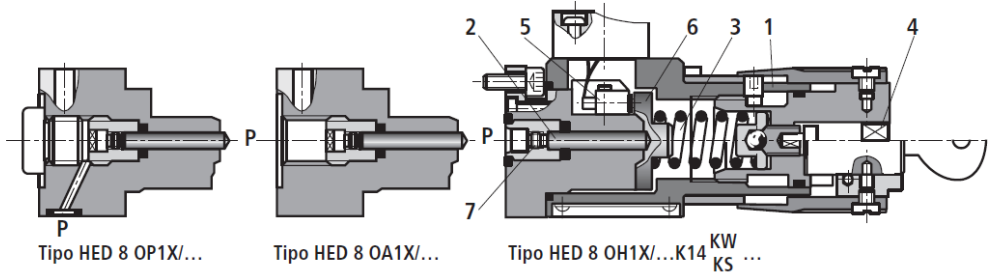
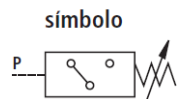
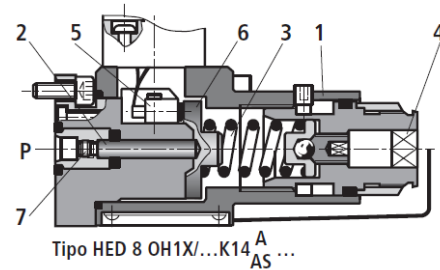
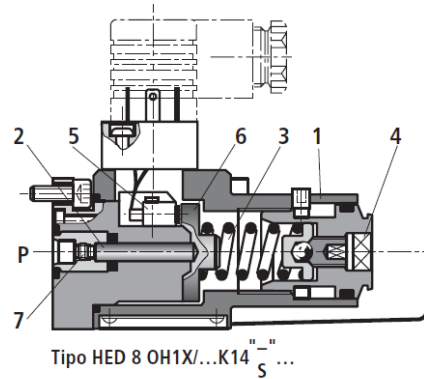
Si la presión a supervisar permanece debajo del valor ajustado, el microinterruptor (5) está accionado. La presión supervisada actúa a través de la tobera (7) sobre el pistón (2). Este pistón (2) se apoya sobre el resorte de platillos (6) y se contrapone a la fuerza ajustable del resorte (3). El resorte de platillos (6) transmite el movimiento del pistón (2) al microinterruptor (5) y lo libera al alcanzar la presión ajustada. De esta manera, según el conexionado realizado, el circuito eléctrico se conecta o desconecta. El tope del resorte de platillos (6) protege al microinterruptor (5) de daños mecánicos en caso de picos de presión y evita de que el resorte (3) vaya a bloque al aumentar la presión.

Observación:

Para incrementar la vida útil del presóstato, considerar que

- se debe montar libre de vibraciones,
- debe ser protegido contra golpes de presión.

La tobera amortiguadora (7) instalada en forma standard, puede ser dimensionada y reemplazada para el grado de amortiguación requerido.



RS 50 060/08.97

Datos técnicos**generales**

Masa	– presóstatos	kg	0,8
	– placa intermedia para concatenación vertical	kg	0,8 (TN 6, altura de placa 40,5 mm)
			3 (TN 6, altura de placa 120 mm)
			2 (TN 10)

Características hidráulicas

Fluido hidráulico		Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524 ¹⁾ ; Fluidos hidráulicos degradables rápidamente en forma biológica según VDMA 24 568 (ver también RS 90 221); HETG (aceite de colza) ¹⁾ ; HEPG (Poliglicoles) ²⁾ ; HEES (ésteres sintéticos) ²⁾ ; otros fluidos a pedido
Rango de temperatura del fluido	°C	– 30 ... + 80 (para juntas NBR) – 20 ... + 80 (para juntas FPM)
Rango de viscosidad	mm ² /s	10 ... 800
Grado de filtrado		Grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9. Recomendamos para ello un filtro con un grado mínimo de retención de $B_{10} \geq 75$
Exactitud de conmutación (repetibilidad)		< ± 1 % del rango de ajuste
Frecuencia de operación	1/h	4800

Rangos de ajuste

Nivel de presión en bar	Presión de servicio máx. en bar	Rango de ajuste en bar
50	350	2 hasta 50
100	350	4 hasta 100
200	350	5 hasta 200
350	500	8 hasta 350
630	630	30 hasta 630

Características eléctricas

Conexión eléctrica		conector según DIN 43 650, forma A, 3 contactos + PE
Sección de contactos, máx.	mm ²	1,5
Carga de contactos, máx.	– tensión alterna VAC	250 V; 5 A
	– tensión continua VDC	50 V/1 A; 125 V/0,03 A; 250 V/0,02 A
Protección según DIN 40 050		IP 65

En caso de cargas inductivas con tensión continua, se debe prever un apagachispas para aumentar la vida útil de los contactos.

¹⁾ apropiado para juntas NBR y FPM

²⁾ apropiado **sólo** para juntas FPM

**Anexo N° 7. Especificaciones técnicas de la bomba de engranajes, HR tipo
1AG2U02R, P10J13**

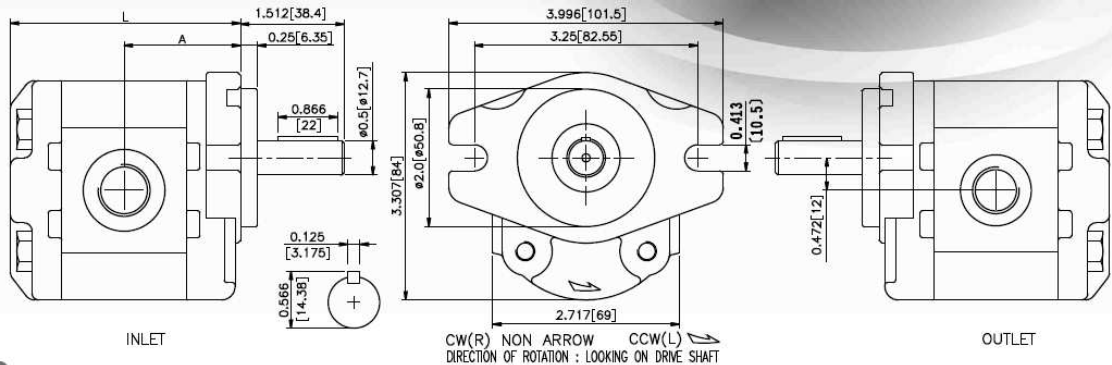
1A Series

TYPE 1AG2U

1A pump covers, body, and pressure loaded bearing blocks are made with high quality aluminum metals. Precision machined one piece steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very competitive so you can meet the competition with a good price advantage.



OVERALL DIMENSIONS



PERFORMANCE DATA

MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE psi(MPa)		RPM RANGE	DIMENSIONS inch(mm)		WEIGHT		PORT
	cir	cm ³ /r	CONTINUOUS	MAX.		A	L	Kg	LBS	
0S	0.04	0.6	3000(21)	3600(25)	600 4000	1.626(41.29)	3.212(81.58)	1.23	2.71	INLET UNF-8 3/4"-16
01	0.08	1.3	3000(21)	3600(25)		1.655(42.04)	3.271(83.08)	1.26	2.77	
02	0.12	2.0	3000(21)	3600(25)		1.694(43.04)	3.350(85.08)	1.29	2.84	
27	0.16	2.7	3000(21)	3600(25)		1.734(44.04)	3.428(87.08)	1.32	2.90	
35	0.21	3.4	3000(21)	3600(25)		1.773(45.04)	3.507(89.08)	1.36	2.99	
04	0.25	4.1	3000(21)	3600(25)		1.813(46.04)	3.586(91.08)	1.37	3.01	
05	0.31	5.1	3000(21)	3600(25)		1.872(47.54)	3.704(94.08)	1.43	3.15	OUTLET UNF-6 9/16"-18
06	0.37	6.1	3000(21)	3600(25)		1.931(49.04)	3.822(97.08)	1.49	3.28	
07	0.45	7.4	2850(20)	3300(23)		2.009(51.04)	3.980(101.08)	1.54	3.39	
09	0.55	9.1	2550(18)	2850(20)		2.108(53.54)	4.176(106.08)	1.61	3.54	
11	0.67	11.0	2550(18)	2850(20)		2.226(56.54)	4.412(112.08)	1.72	3.78	
13	0.82	13.5	2550(18)	2850(20)		2.364(60.04)	4.688(119.08)	1.84	4.05	

(※) More than 2500 qualified per applications.

ORDERING EXAMPLE

When you need pump as above, the model number is

1
 A
 G
 2
 U
 □□
 □
 Series Type Flange Shaft Port Displ. Rotation

For Example If you need pump with displ. 0.31 cir and rotation is cw, the model number is : **1AG2U05R**

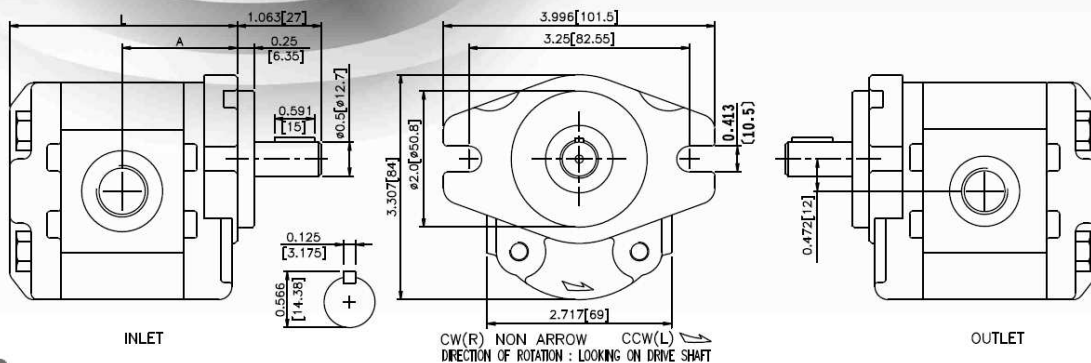


1A Series

TYPE 1AG3U

1A pump covers, body, and pressure loaded bearing blocks are made with high quality aluminum metals. Precision machined one piece steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very competitive so you can meet the competition with a good price advantage.

OVERALL DIMENSIONS



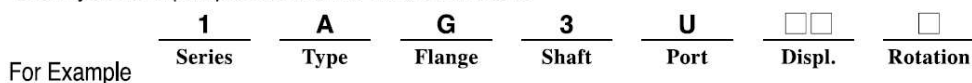
PERFORMANCE DATA

MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE psi(MPa)		RPM RANGE	DIMENSIONS inch(mm)		WEIGHT		PORT
	cir	cm ³ /r	CONTINUOUS	MAX.		A	L	Kg	LBS	
0S	0.04	0.6	3000(21)	3600(25)	600 I 4000	1.626(41.29)	3.212(81.58)	1.23	2.71	INLET UNF-8 3/4"-16 OUTLET UNF-6 9/16"-18
01	0.08	1.3	3000(21)	3600(25)		1.655(42.04)	3.271(83.08)	1.26	2.77	
02	0.12	2.0	3000(21)	3600(25)		1.694(43.04)	3.350(85.08)	1.29	2.84	
27	0.16	2.7	3000(21)	3600(25)		1.734(44.04)	3.428(87.08)	1.32	2.90	
35	0.21	3.4	3000(21)	3600(25)		1.773(45.04)	3.507(89.08)	1.36	2.99	
04	0.25	4.1	3000(21)	3600(25)		1.813(46.04)	3.586(91.08)	1.37	3.01	
05	0.31	5.1	3000(21)	3600(25)	600 I 2500	1.872(47.54)	3.704(94.08)	1.43	3.15	INLET UNF-10 7/8"-14 OUTLET UNF-8 3/4"-16
06	0.37	6.1	3000(21)	3600(25)		1.931(49.04)	3.822(97.08)	1.49	3.28	
07	0.45	7.4	2850(20)	3300(23)		2.009(51.04)	3.980(101.08)	1.54	3.39	
09	0.55	9.1	2550(18)	2850(20)	(*)	2.108(53.54)	4.176(106.08)	1.61	3.54	INLET UNF-10 7/8"-14 OUTLET UNF-8 3/4"-16
11	0.67	11.0	2550(18)	2850(20)		2.226(56.54)	4.412(112.08)	1.72	3.78	
13	0.82	13.5	2550(18)	2850(20)		2.364(60.04)	4.688(119.08)	1.84	4.05	

(*) More than 2500 qualified per applications.

ORDERING EXAMPLE

When you need pump as above, the model number is



If you need pump with displ. 0.31 cir and rotation is cw, the model number is : **1AG3U05R**

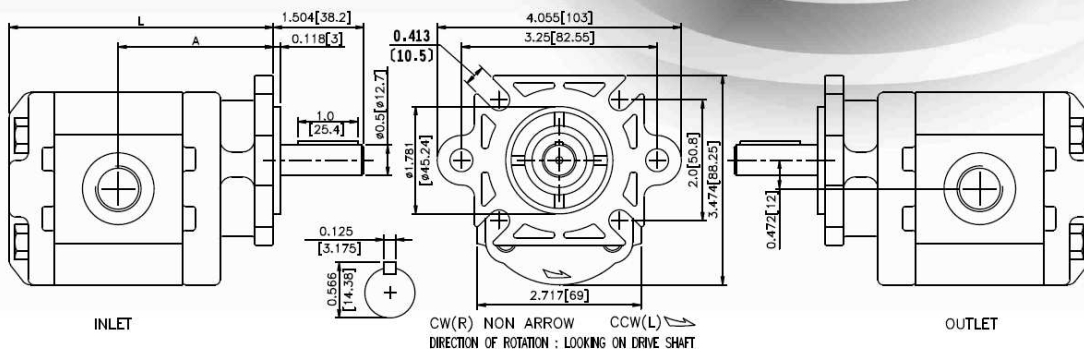
1A Series

TYPE 1AK1U

1A pump covers, body, and pressure loaded bearing blocks are made with high quality aluminum metals. Precision machined one piece steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very competitive so you can meet the competition with a good price advantage.



OVERALL DIMENSIONS



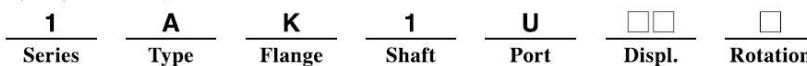
PERFORMANCE DATA

MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE psi(MPa)		RPM RANGE	DIMENSIONS inch(mm)		WEIGHT		PORT
	cir	cm ³ /r	CONTINUOUS	MAX.		A	L	Kg	LBS	
01	0.08	1.3	3000(21)	3600(25)	600 4000	2.380(60.44)	3.995(101.48)	1.31	2.88	INLET UNF-8 3/4"-16 OUTLET UNF-6 9/16"-18
02	0.12	2.0	3000(21)	3600(25)		2.419(61.44)	4.047(103.48)	1.34	2.95	
27	0.16	2.7	3000(21)	3600(25)		2.458(62.44)	4.153(105.48)	1.37	3.01	
35	0.21	3.4	3000(21)	3600(25)		2.498(63.44)	4.231(107.48)	1.41	3.10	
04	0.25	4.1	3000(21)	3600(25)		2.537(64.44)	4.310(109.48)	1.42	3.12	
05	0.31	5.1	3000(21)	3600(25)		2.596(65.94)	4.428(112.48)	1.48	3.26	
06	0.37	6.1	3000(21)	3600(25)	600 4000 2500	2.655(67.44)	4.546(115.48)	1.54	3.39	INLET UNF-10 7/8"-14 OUTLET UNF-8 3/4"-16
07	0.45	7.4	2850(20)	3300(23)		2.734(69.44)	4.704(119.48)	1.59	3.50	
09	0.55	9.1	2550(18)	2850(20)		2.832(71.94)	4.901(124.48)	1.66	3.65	
11	0.67	11.0	2550(18)	2850(20)		2.950(74.94)	5.137(130.48)	1.77	3.89	
13	0.82	13.5	2550(18)	2850(20)		3.088(78.44)	5.412(137.48)	1.89	4.16	

(※) More than 2500 qualified per applications.

ORDERING EXAMPLE

When you need pump as above, the model number is



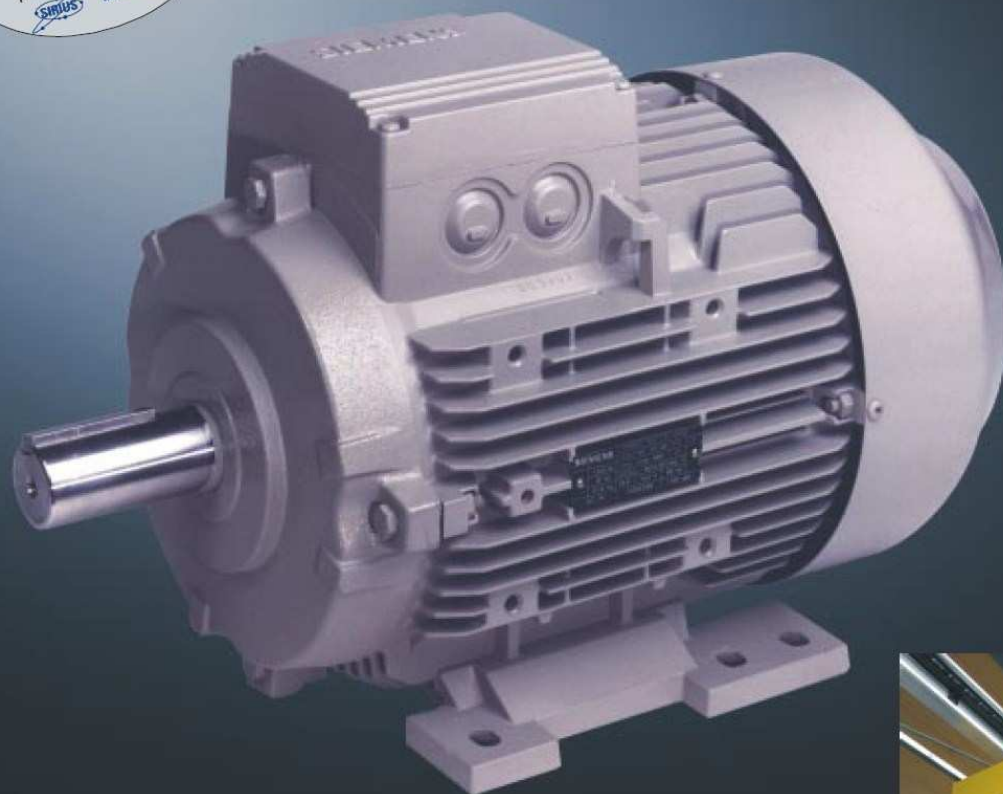
For Example

If you need pump with displ. 0.31 cir and rotation is cw, the model number is : **1AK1U05R**

Anexo N° 8. Especificaciones técnicas del motor eléctrico.

**¡Su motor
es muy valioso!**
Protéjalo únicamente con
productos Siemens:
SIRIUS **MICROMASTER**

Fuertes y ágiles
Diseño único, con la más alta tecnología



motores

TRIFASICOS



SIEMENS

Disponibilidad de repuestos en todo el país



Nuestro amplio conocimiento técnico, que tiene en el mundo más de 100 años de experiencia consolidada, dan como resultado un motor preparado para el futuro: diseño universal y ventajas técnicas y económicas evidentes.

La serie 1LA7 cumple con las exigentes demandas técnicas del mercado, demostrando una vez más, nuestro liderazgo a nivel mundial.

Aquí presentamos las características que identifican esta nueva serie de motores

Carcasa

- Diseño unificado en aletas desde el tamaño 71 hasta el tamaño 160.
- Debido a su diseño con aletas posee una mayor conductividad térmica y por lo tanto, una mejor refrigeración.
- Patas integradas, diseñadas para soportar esfuerzos mecánicos exigentes.
- Pieza intermedia integrada a la carcasa.
- Placa de características en acero inoxidable.
- Con bornes de conexión para puesta a tierra.

Platillos

- Con un nuevo diseño; más robustos y funcionales, que garantizan un perfecto desempeño ante exigencias mecánicas extremas.

Caja de terminales

- Ubicada en la parte superior.
- Entrada de cables de la acometida por dos lados.
- Con bornera de conexión, lo que facilita su manejo.
- Posibilidad de conexión de puesta a tierra.
- Amplia y cómoda, lo que permite cambios de conexión técnicamente seguros.

Rodamientos

- De tipo rígidos de bolas, de doble sello y con juego interno C3.
- Libres de mantenimiento.
- Con una vida útil de hasta 20.000 horas de servicio continuo.

Protección mecánica

- Con retenedor tipo CD ring en el platillo AS.
- El diseño de la caperuza aumenta la protección del ventilador contra contactos involuntarios.
- Protegido contra chorros de agua en cualquier dirección y contra depósitos de polvo (IP55).

Sistema de aislamiento tropicalizado

- Como en todos los motores Siemens, el sistema de aislamiento es apto para usarse con variadores de velocidad.
- Nuestros materiales aislantes y su comportamiento térmico nos permiten garantizar un f.s. de 1,15 para potencias normalizadas.
- Todos nuestros materiales utilizados en la fabricación de la nueva serie, son Clase F.

Tensiones de funcionamiento

- La línea estándar tiene tensión conmutable 220/440V, 60HZ.
- Sin embargo, estamos en capacidad de suministrar cualquier tensión requerida, bajo consulta previa.
- Disponible para arranque directo en los tamaños 71, 80, 90 y 112.
- Aptos para arranque directo o estrella-triángulo a partir del tamaño 132.

Disminución del nivel de ruido

- Todos los motores de la nueva serie 1LA7 disminuyen el nivel de ruido.

Mayor rendimiento

- Con este nuevo diseño se ofrece mayor rendimiento, ahorrando energía.

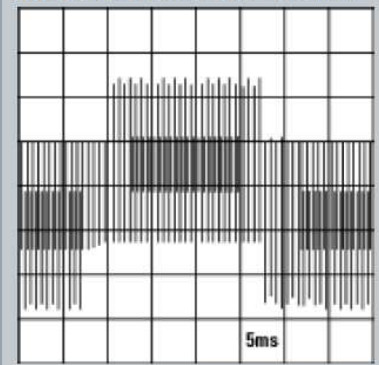
Alta eficiencia

A partir de:	HP	RPM
	35	3.600
	30	1.800
	25	1.200

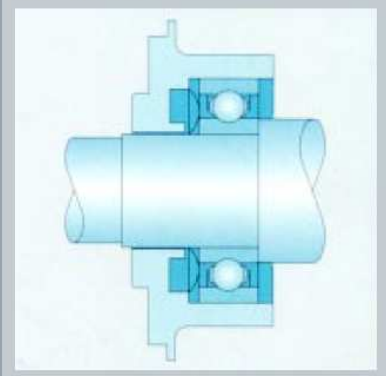
Ventajas adicionales

- Diseño moderno, versátil y modular.
- Motor robusto.
- Libre de mantenimiento.
- Intercambiable con las anteriores series (1LA3 y 1LA5).
- Nuestra fábrica posee el Certificado de Aseguramiento de la Calidad ISO9001:2000, según IQNET.

Sistema de aislamiento apto para variadores de velocidad



Rodamientos



Motores para cada necesidad

Datos técnicos nominales

Velocidad 3600 rpm, 2 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001083	1LA7 070-2YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,40	1,20	79	0,79	3430	1,56	2,7	6	0,00035	4,3
25000001085	1LA7 073-2YA60	71M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	65	0,89	3320	2,15	2,5	4,7	0,00045	6
25000001086	1LA7 080-2YC60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	68	0,90	3400	2,51	2,3	4,9	0,00085	8,4
25000001087	1LA7 080-2YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,30	2,65	69	0,90	3370	3,17	1,8	3,7	0,00085	8,4
25000001089	1LA7 083-2YA60	80M	2	1,49	1,15	6,20	3,10	74	0,86	3410	4,18	3,3	6,3	0,0011	10
25000001090	1LA7 090-2YC60	90S/L	2,4	1,79	1,15	7,00	3,50	79	0,83	3460	4,94	2,4	5,5	0,0015	11,7
25000001091	1LA7 090-2YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,00	4,50	76	0,84	3490	6,12	2,7	5,7	0,0015	13,7
25000001093	1LA7 096-2YA60	90S/L	4	2,98	1,15	12,20	6,10	82	0,88	3440	8,28	2,3	5,9	0,002	15
25000001094	1LA7 112-2YA60	112M	5	3,73	1,15	16,00	8,00	71,1	0,86	3480	10,24	2	5,2	0,0055	28
25000001095	1LA7 113-2YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,00	9,50	79	0,86	3480	13,51	2,6	6,8	0,0055	30,8
25000001096	1LA7 114-2YA60	112M	7,5	5,60	1,15	21,80	10,90	77,4	0,87	3460	15,44	2	5,8	0,0055	33,4
25000001097	1LA7 130-2YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,00	14,00	79	0,90	3500	20,35	2,4	6	0,016	50
25000001098	1LA7 131-2YA70	132S/M	12	8,95	1,05	32,00	16,00	80	0,89	3470	24,64	2,7	6,8	0,021	52,5
25000001099	1LA7 132-2YA70	132S/M	15	11,19	1,15	41,00	20,50	80,5	0,88	3500	30,53	2	6,5	0,021	56,5
25000001100	1LA5 163-2YB70	160M/L	20	14,92	1,15	56,00	28,00	87	0,90	3528	40,38	2	6	0,034	69,5
25000001101	1LA5 164-2YB70	160M/L	25	18,65	1,15	70,00	35,00	88	0,81	3540	50,31	2,1	5	0,04	82,5
25000001102	1LA5 167-2YB70	160M/L	30	22,38	1,05	81,00	40,50	90	0,88	3540	60,37	2,1	4,6	0,052	94
25000001103	1LA4 183-2YC80	180M	35	26,11	1,05	87,00	43,50	89	0,89	3540	70,43	2,5	6,6	0,077	160,5
25000001104	1LA4 184-2YA80	180M	40	29,84	1,05	102,00	51,00	90,5	0,88	3510	81,18	2,3	6,4	0,077	162
25000001105	1LA4 206-2YC80	200L	50	37,30	1,15	124,00	62,00	90	0,88	3530	100,90	2,4	6,6	0,14	235
25000001106 ²⁾	1LA4 207-2YA80	200L	60	44,76	1,15	148,00	74,00	91	0,87	3545	120,57	2,4	6,5	0,16	260
25000001107 ²⁾	1LA6 224-2YC80	225M	75	55,95	1,15	188,00	94,00	93,4	0,92	3540	150,93	1,8	6,8	0,24	320
26691 ¹⁾	1LG4 253-2AB60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,6	0,88	3558	177,00	2,1	6,9	0,41	375
26691 ¹⁾	1LG4 280-2AB60	280S	125	93,00	1,00		143,60	94,3	0,88	3570	241,00	2,4	7,5	0,72	510
26692 ¹³⁾	1LG4 283-2AB60	280M	150	112,00	1,00		169,70	94,8	0,89	3570	289,00	2,5	7,6	0,86	555
26693 ¹³⁾	1LG4 310-2AB60	315S	185	138,00	1,00		212,30	94,4	0,88	3576	352,00	2	7,4	1,2	700
26694 ¹³⁾	1LG4 313-2AB60	315M	225	168,00	1,00		257,40	94,9	0,90	3576	423,00	2,1	7,3	1,4	770
26695 ¹³⁾	1LG4 316-2AB90-Z	315L	275	205,00	1,10		309,90	95,4	0,91	3576	512,00	2,3	7,1	1,6	910
26696 ¹³⁾	1LG4 317-2AB90-Z	315L	325	242,00	1,10		360,70	95,8	0,92	3580	641,00	2,5	7,5	2,2	1055



Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	KW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 ¹⁾	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 ¹⁾	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 ¹⁾	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 ¹⁾³⁾	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 ¹⁾³⁾	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 ¹⁾³⁾	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703 ¹⁾³⁾	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

- 1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.
- 2) Motores de fabricación bajo pedido.
- 3) Consultar tiempo de entrega.



Velocidad 1200 rpm, 6 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001135	1LA7 072-6YA60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	65	0,76	1055	2,70	2,3	4,9	0,0006	5,7
25000001137	1LA7 080-6YC60	80M	0,6	0,45	1,05	2,40	1,20	63	0,82	1080	3,96	1,8	2,7	0,0015	8,5
25000001139 ²⁾	1LA7 082-6YA60	80M	0,9	0,67	1,05	3,60	1,80	66	0,88	1080	5,94	1,9	3,1	0,0018	10,5
25000001140	1LA7 083-6YA60	80M	1	0,75	1,15	4,20	2,10	67	0,69	1090	6,54	2,6	4	0,0018	10,5
25000001142	1LA7 090-6YA60	90S/L	1,5	1,12	1,15	6,60	3,30	69	0,77	1110	9,63	2	3,4	0,0028	12
25000001143	1LA7 096-6YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,80	3,90	72	0,77	1100	12,95	2,7	6	0,0035	14,9
25000001144	1LA7 112-6YA60	112M	3	2,24	1,15	11,80	5,90	72,1	0,69	1150	18,58	1,9	4	0,011	26,7
25000001145	1LA7 113-6YA60	112M	4	2,98	1,15	15,00	7,50	76,8	0,68	1150	24,78	2	4,5	0,011	29,6
25000001146	1LA7 130-6YA70	132S/M	5	3,73	1,15	16,40	8,20	78,5	0,76	1150	30,97	1,8	4,6	0,015	40,5
25000001147	1LA7 133-6YA70	132S/M	7,5	5,60	1,15	26,00	13,00	78	0,74	1150	46,46	1,8	5,1	0,019	54
25000001148	1LA7 135-6YA70	132S/M	10	7,46	1,05	33,00	16,50	80,5	0,75	1150	61,95	1,9	5,2	0,025	60
25000001149	1LA5 164-6YB70	160M/L	15	11,19	1,05	44,00	22,00	85	0,80	1150	92,92	2	5,9	0,041	73,5
25000001150	1LA5 167-6YC70	160M/L	20	14,92	1,05	60,00	30,00	86	0,76	1170	121,77	1,8	5	0,049	89,5
25000001151 ²⁾	1LA4 186-6YA80	180L	25	18,65	1,05	67,50	33,75	88	0,82	1170	152,22	2,6	5,6	0,2	180
25000001152 ²⁾	1LA4 206-6YA80	200L	30	22,38	1,05	79	39,50	89	0,83	1175	181,88	2,3	5,4	0,29	240
25000001153 ²⁾	1LA4 207-6YA80	200L	36	26,86	1,05	95	47,50	89	0,83	1175	218,26	2,6	5,6	0,33	255
25000001154 ²⁾	1LA6 223-6YC80	225M	50	37,30	1,15	124	62,00	92	0,86	1170	304,43	2,4	5,8	0,57	315
26704 ¹⁾³⁾	1LG4 253-6AA60	250M	70	52	1,00		85,50	92,3	0,83	1176	360	2,6	6	0,81	370
26705 ¹⁾³⁾	1LG4 280-6AA60	280S	80	59	1,00		97,80	92,4	0,85	1178	436	2,5	6,4	1,17	460
26706 ¹⁾³⁾	1LG4 283-6AA60	280M	100	75	1,00		121,70	92,7	0,86	1180	533	2,5	6,4	1,53	500
26707 ¹⁾³⁾	1LG4 310-6AA60-Z	315S	135	106	1,10		163,70	93,1	0,84	1185	725	2,2	6,4	2,2	650
26708 ¹⁾³⁾	1LG4 313-6AA60-Z	315M	160	119	1,10		191,50	93,8	0,85	1185	870	2,4	6,8	2,65	705
26709 ¹⁾³⁾	1LG4 316-6AA90-Z	315L	200	150	1,10		239,40	94,1	0,85	1185	1.063	2,5	6,8	3,35	870
26710 ¹⁾³⁾	1LG4 317-6AA90-Z	315L	225	168	1,10		269,30	94,7	0,85	1183	1.276	2,5	6,9	4,2	980

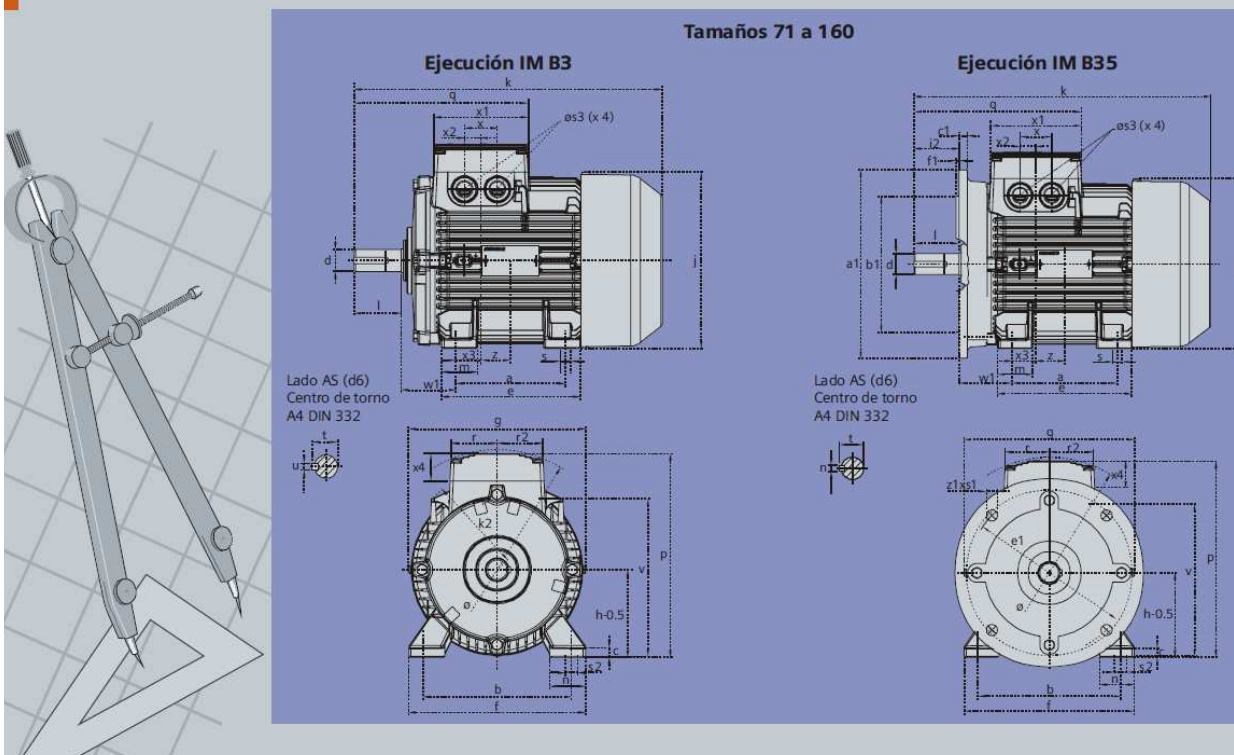


Medidas para montaje (dimensiones en mm)

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3								Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35							
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
315 S ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 S ²⁾	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 M ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250
315 L ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

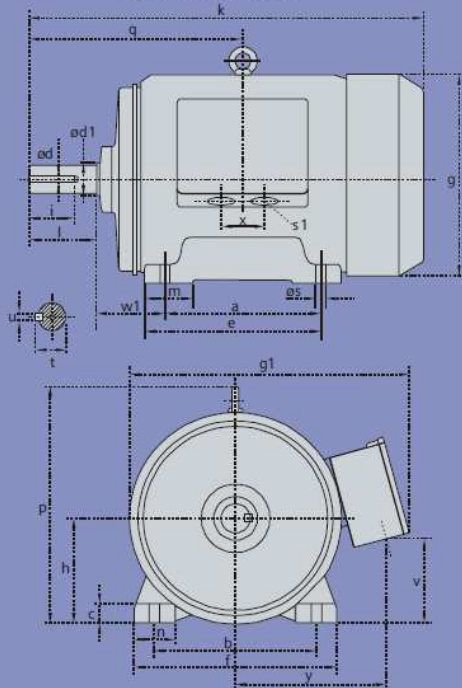
- 1) Motores de dos polos
- 2) Motores de 4 a 8 polos

* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas: - Tamaño constructivo 225 M: l=110; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800.....
 - Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64.....
 - Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.

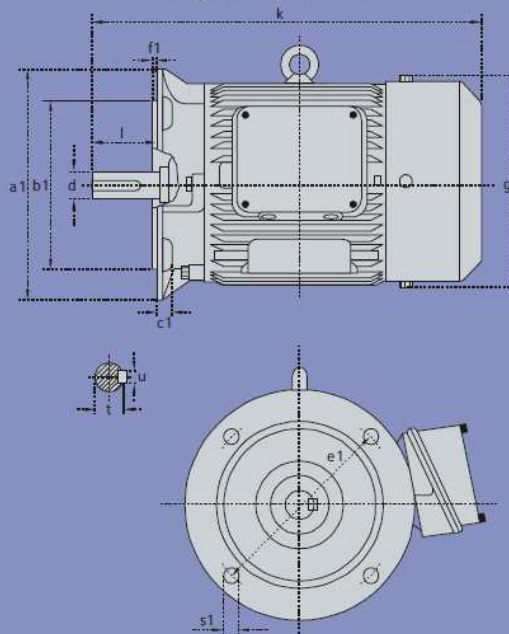


Tamaños 180 a 200

Ejecución IM B3

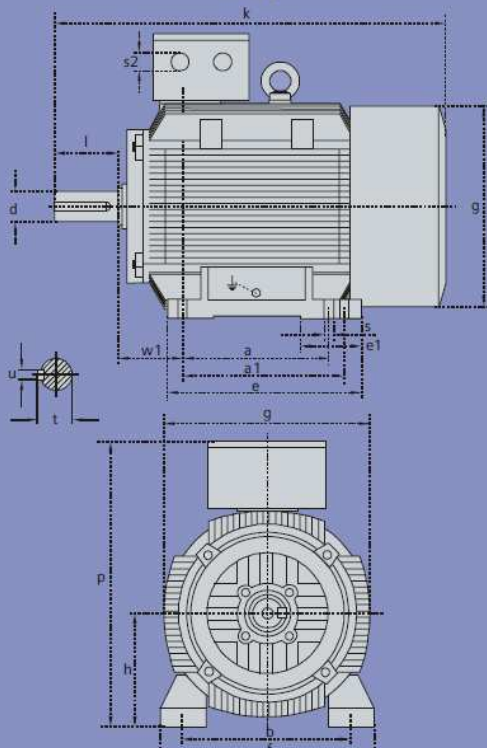


Ejecución IM B5

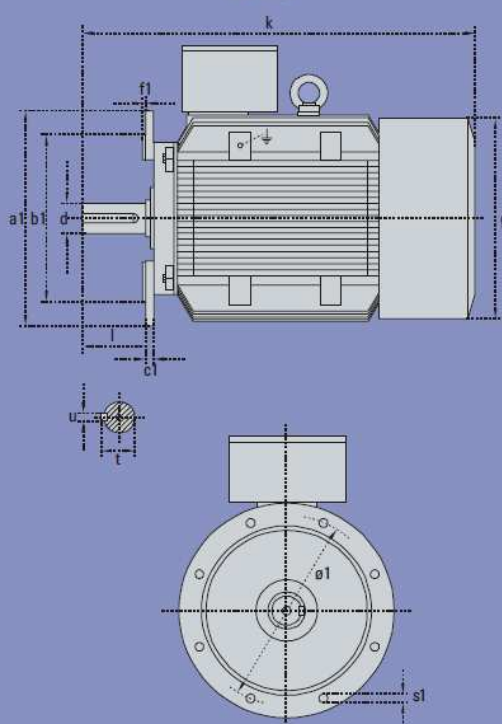


Tamaños 225 a 315

IM B3



IM B5



Anexo N° 9. Circuito de control y fuerza

Anexo N° 10. Planos de construcción y montaje

Anexo N° 11. Fotografías construcción y ensamblaje de la máquina



Figura A.1. Preparación de la placa de calentamiento



Figura A.2. Ensamblaje de la placa de calentamiento



Figura A.3. Pintado del sistema estructural



Figura A.4. Ensamblaje del panel de control.

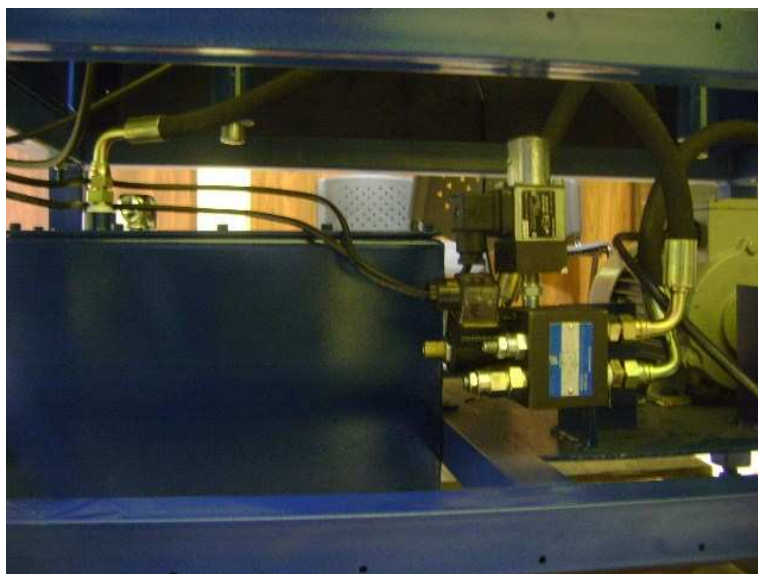


Figura A.5. Ensamblaje del sistema de prensado.



Figura A.6. Formadora de cuellos de camisas.