



**VERIFICACIÓN DEL DISEÑO DE UN LAMINADOR EN CALIENTE
PARA SU CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO**

JUAN FELIPE DÁVALOS LEÓN

TRABAJO DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

**SARA AIDA RODRIGUEZ P.
INGENIERA MECÁNICA, PH.D**

CO-DIRECTOR:

**JOHN JAIRO CORONADO M.
INGENIERO MECÁNICO, PH.D**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2017

RESUMEN

El presente documento exhibe el desarrollo de un laminador de laboratorio que fue construido con base en un diseño preliminar con el que cuenta el grupo de Investigación de Fatiga y Superficies GIFS de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

El proyecto consistió en: la verificación del diseño en cuanto a resistencia mecánica a fluencia y a fatiga, a rigidez de los árboles de transmisión, al fenómeno de pandeo en las columnas, a la selección de acoples y mecanismos de transmisión y a la vida útil estimada en los rodamientos y elementos de sujeción; la compra de materiales e insumos dentro de la oferta local; la fabricación de cada uno de los elementos empleando diversos procesos de manufactura dentro de las instalaciones de la universidad como por ejemplo el mecanizado por arranque de viruta; al ensamble de las piezas con la debida alineación y ajustes; la puesta a punto del equipo confirmando que funciona correctamente; y por último se definieron las condiciones de operación segura con lo que se elaboraron los “Mapas de operación segura”, que relacionan todos los conceptos teóricos y parámetros de laminación con las pruebas en sitio, restringiendo el proceso de laminar dentro de unos valores límites que aseguran el buen funcionamiento del equipo y la integridad de los practicantes.

El laminador se construyó con el fin de reforzar los conceptos de manufactura aprendidos en los cursos del programa de Ingeniería Mecánica y para que el grupo GIFS y grupos de investigación afines puedan caracterizar nuevas aleaciones de materiales en estudio.

El laminador se puede trabajar en frío y en caliente hasta 400°C, con velocidades de laminación de máximo 26,4 m/min, con capacidad de carga de hasta 100 kN y con tasas de deformación de hasta 10 Hz. Los materiales que se pueden laminar se encuentran entre los considerados metales blandos y algunos aceros de bajo carbono, teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia varía dependiendo de la temperatura a la que se encuentre el material donde a mayor temperatura menor esfuerzo de fluencia.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco primero a Dios, por darme la oportunidad de vivir, mantenerme con salud y guiarme en todos los procesos de mi vida.

Agradezco a mi familia por el apoyo incondicional que me brindaron, tanto emocional como económico.

Agradezco a mis amigos que estuvieron pendientes de mi proyecto en todo momento, dándome motivación y esperanza incluso cuando parecía que no se iba a poder.

Agradezco a mis compañeros de carrera por presentar suficiente interés en la puesta a punto del equipo, colaborándome con mano de obra e ideas.

Agradezco al personal del Laboratorio de Procesos de Manufactura de la Universidad del Valle, por solucionarme varios contratiempos gracias al conocimiento y la experiencia que tienen.

Agradezco a los docentes que se molestaron en atender y resolver todas mis inquietudes académicas.

Agradezco a las empresas externas que se esforzaron por cumplir con los servicios solicitados incluso cuando la universidad se demoraba en pagarles.

Sobre todo agradezco a mis directores de tesis porque fueron parte esencial en la culminación de este proyecto con todas las recomendaciones, sugerencias, revisiones que me hacían, y todo el apoyo presentado para poder culminar este proyecto.

INTRODUCCIÓN

El formado de metales es una de las prácticas más populares en la obtención de formas básicas o definitivas de los materiales primarios. Este incluye varios procesos de manufactura donde se utiliza la deformación plástica como principio fundamental, y depende de parámetros que afectan el desempeño de las propiedades finales del producto, como: la temperatura de trabajo, la fricción y la velocidad de deformación [1].

Dentro de los procesos de manufactura para el formado de metales se encuentra el laminado. Este es un proceso de deformación donde el espesor del material de trabajo se reduce mediante fuerzas de compresión ejercidas por un arreglo de rodillos que giran en direcciones opuestas [1] [2]. Esta deformación se logra gracias a la fricción que hay entre los cilindros de laminación y el material de trabajo, que al ser jalado y comprimido produce los siguientes efectos sobre la pieza: los granos se reducen y se reorientan, los poros y sopladuras se cierran y sueldan, por tanto se pueden mejorar las propiedades mecánicas del material [3]. El proceso de laminación puede llevarse a cabo a temperaturas superiores a la de recrystalización del material (laminado en caliente *alto*¹), a temperaturas inferiores a la de recrystalización del material (laminado en caliente *bajo*²) y a temperaturas cercanas a las del ambiente (laminado en frío³) [1].

En el laboratorio, las características de este proceso de formado de metales, puede contribuir al análisis del efecto de los tratamientos termo-mecánicos sobre la microestructura de envejecimiento de varias aleaciones en estudio, que el Grupo de Investigación de Fatiga y Superficies *GIFS*⁴, dentro de su línea de investigación de Tribología y Caracterización de superficies, está desarrollando [4]. Lo anterior justifica la implementación de un equipo de laminación que permita desarrollar los análisis previamente mencionados de forma controlada, asimismo, esté equipo ayudará a complementar la formación de los estudiantes de ingeniería de la Universidad del Valle en las escuelas de Ingeniería Mecánica, Materiales e Industrial.

La literatura reporta un amplio uso de equipos de desarrollo propio en diversos proyectos de investigación, en los cuales se requiere efectuar pruebas de laminación. Por ejemplo, a nivel nacional la Escuela Colombiana de Ingeniería

¹ Temperatura de trabajo que va desde 0.5 a 0.7 veces la temperatura de fusión del material.

² Temperatura de trabajo que va desde 0.3 a 0.5 veces la temperatura de fusión del material.

³ Temperatura de trabajo inferior a 0.3 veces la temperatura de fusión del material.

⁴ Grupo de Investigación de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

cuenta con un equipo de laminación de estaño, que utilizan para explicar por medio de prácticas de laboratorio los principios de laminación [5].

Otro caso, es el equipo de laminación usado por el Ingeniero Químico Luis Lozano del Departamento de Metalurgia de Buenos Aires-Argentina, para el desarrollo de su tesis doctoral [6], este equipo presenta una similitud apreciable con el desarrollado en este documento que más adelante se demostrará.

Al construir dentro de las instalaciones de la Universidad del Valle el laminador, se ha logrado una reducción significativa en los costos de obtención del equipo, mientras que se da una apropiación del conocimiento requerido en el diseño, verificación y fabricación de la máquina, esto permite crear poca dependencia con empresas externas en temas de mantenimiento y control, pudiendo incluso realizarse mejoras posteriores sobre el laminador.

Se presenta entonces en este documento, la verificación del diseño de un laminador planteado por un Ingeniero Mecánico egresado de la Universidad del Valle⁵ para trabajar acero a base de Fe-Mn-Al-C (Fermanal), con temperaturas de operación de hasta 1100°C, con velocidades de deformación que van desde 0.1 s⁻¹ hasta 10 s⁻¹, con porcentajes de reducción de hasta 50% y con probetas de hasta 40mm de espesor con 80mm de ancho (requerimientos iniciales).

Este proyecto se desarrolló de la siguiente manera:

Se verificó el diseño en cuanto a resistencia mecánica de los materiales empleados, factores de seguridad aceptables, vida útil de los elementos, cálculo de cargas de los sistemas de transmisión de potencia, entre otros; se identificaron modificaciones que eran pertinentes para las piezas de la máquina que no satisfacían las condiciones estáticas y dinámicas del equipo en general; se desarrollaron los *Mapas de operación segura* que permiten determinar los materiales que se pueden laminar y los parámetros que se deben respetar para evitar una indeseable respuesta del equipo; se elaboraron los planos de fabricación y de ensamblaje; se redactó el manual de funcionamiento de la máquina; así mismo se efectuaron todas las compras de materiales y elementos y se llevó a cabo la fabricación, ensamble y puesta a punto del equipo; se realizaron prácticas de laboratorio donde se evaluó el comportamiento del laminador experimentalmente y se comparó con la teoría.

⁵ Diseño realizado por el Ingeniero Mecánico Karol Fabian Gallardo en el año 2014. Para laminar chapas metálicas de la aleación Fe-Mn-Al-C (Fermanal) exclusivamente.

OBJETIVOS

GENERAL

Construir un laminador en caliente de laboratorio con temperaturas de trabajo de hasta 1100°C a partir de un diseño de referencia que debe ser verificado desde el punto de vista de funcionalidad, resistencia mecánica, seguridad de operación y mantenibilidad.

ESPECÍFICOS

- Verificar o rediseñar la capacidad de trabajo del diseño disponible en cuanto a tasa de deformación, porcentaje de reducción y materiales que se pueden laminar manteniendo los factores de seguridad de todos los componentes del diseño de referencia en valores adecuados para termo-fluencia, fatiga, falla estática y velocidades críticas.
- Seleccionar y determinar el tiempo de vida de todos los elementos de acople, sujeción, rodamientos, etc., que sean necesarios para el funcionamiento del laminador dentro de la oferta local.
- Realizar planos de fabricación y montaje una vez verificado y/o modificado el diseño de referencia para la manufactura de los elementos que conforman el equipo.
- Ensamblar todos los elementos de la máquina considerando los ajustes en sitio necesarios (precarga en tornillos, lubricación, entre otras).
- Poner a punto el laminador realizando una práctica-laboratorio de prueba, verificando que el equipo cumpla con los requerimientos iniciales y elaborar el manual de funcionamiento y mantenimiento del equipo.

CONTENIDO

RESUMEN	2
AGRADECIMIENTOS	3
INTRODUCCIÓN	4
OBJETIVOS	6
GENERAL.....	6
ESPECÍFICOS.....	6
CONTENIDO.....	7
ILUSTRACIONES	10
GRÁFICAS.....	12
TABLAS	13
1 ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO	14
1.1 REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO	14
1.2 PRESENTACIÓN DEL DISEÑO BASE.....	15
1.2.1 SECCIÓN 1 (MOTOR-REDUCTOR)	16
1.2.2 SECCIÓN 2 (CAJA DE ENGRANAJES).....	16
1.2.3 SECCIÓN 3 (CAJA DE LAMINACIÓN).....	17
1.2.4 SECCIÓN 4 (SISTEMA DRAFT)	17
1.3 MATERIALES DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA	18
1.4 FACTOR DE SEGURIDAD EMPLEADO EN LA VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	18
1.5 CONCLUSIONES DEL CAPITULO.....	20
2 VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS	21
2.1 ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	21
2.1.1 MOTOR ELÉCTRICO	21
2.1.2 REDUCTOR	22
2.1.3 TRANSMISIÓN POR CADENA	22
2.1.4 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES HELICOIDALES.....	26
2.1.5 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN	33

2.1.6	ACOPLES DE TRANSMISIÓN	49
2.2	ELEMENTOS DEL SISTEMA DRAFT	52
2.2.1	TORNILLOS DE POTENCIA	52
2.2.2	TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES RECTOS	56
2.2.3	BUJES RETENEDORES	56
2.3	ELEMENTOS DE SUJECCIÓN Y ENSAMBLAJE	57
2.3.1	RODAMIENTOS	57
2.3.2	TORNILLOS Y PERNOS	62
2.4	OTROS ELEMENTOS	64
2.5	CONCLUSIONES DEL CAPITULO	64
3	VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES	66
3.1	ESTRUTURA BASE DEL LAMINADOR	66
3.2	ELEMENTOS DE LA CAJA DE ENGRANAJES	69
3.3	ELEMENTOS DE LA CAJA DE LAMINACIÓN	70
3.3.1	COLUMNAS GUIAS	70
3.3.2	PLACA SUPERIOR	72
3.3.3	PLACA INFERIOR	74
3.3.4	SOPORTE DE LOS RODILLOS “AMPUESAS”	76
3.3.5	PLACA SOPORTE AMPUESAS	77
3.4	ELEMENTOS DEL SISTEMA DRAFT	80
3.4.1	COLUMNAS ESTABILIZADORAS	80
3.4.2	PLACA <i>DRAFT</i>	81
3.5	CONCLUSIONES DEL CAPITULO	83
4	PARAMETROS DE LAMINACIÓN	84
4.1	VELOCIDADES DE LAMINACIÓN	85
4.1.1	TASA DE DEFORMACIÓN	87
4.2	MATERIALES QUE SE PUEDEN LAMINAR	87
4.2.1	TEMPERATURA DE TRABAJO	89
4.2.2	EFFECTO DE LA FRICCIÓN	92
4.3	PORCENTAJE DE REDUCCIÓN	95

4.4	CARGAS DE LAMINACIÓN.....	98
4.4.1	FUERZA REQUERIDA.....	98
4.4.2	POTENCIA Y TORQUE REQUERIDO	100
4.5	CONCLUSIONES DEL CAPITULO.....	102
5	RODILLOS DE LAMINACIÓN.....	104
5.1	RODILLOS UTILIZADOS EN LA MÁQUINA.....	105
5.2	ESTADO DE CARGA DE LOS RODILLOS.....	108
5.3	CONCLUSIONES DEL CAPITULO.....	111
6	TECNOLOGIA MECÁNICA EN EL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL LAMINADOR.....	112
6.1	PROCESOS DE MANUFACTURA (FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS) .	112
6.1.1	CENTRO DE MECANIZADO.....	112
6.1.2	PROCEDIMIENTOS DE TRABAJO.....	113
6.1.3	PROGRAMACIÓN MASTER CAM.....	115
6.2	ENSAMBLAJE Y PUESTA A PUNTO	117
6.2.1	ALINEACIÓN Y AJUSTE (RESULTADO FINAL).....	117
6.2.2	CONTRATIEMPOS PRESENTADOS	122
6.3	CONCLUSIONES DEL CAPITULO.....	122
7	CONCLUSIONES	124
8	RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS.....	126
9	REFERENCIAS.....	127
10	ANEXOS	130
10.1	(ANEXO A) MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN.....	1303
10.2	(ANEXO B) PRÁCTICA DE LABORATORIO.....	13077
10.3	(ANEXO C) PLANOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLAJE.....	13089

ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1 ESQUEMA MODELO CAD 3D DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN DEL DISEÑO BASE...	15
ILUSTRACIÓN 2 SECCIONES O ETAPAS DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN.....	16
ILUSTRACIÓN 3 FACTOR DE TORONES MÚLTIPLES, FUENTE [10] [11]	25
ILUSTRACIÓN 4 NÚMERO DE CADENA SEGÚN LA POTENCIA NOMINAL A TRANSMITIRSE, NÚMERO DE DIENTES DEL SPROCKET MÁS RÁPIDO Y VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL MISMO, FUENTE [10].....	26
ILUSTRACIÓN 5 DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES Y DE LOS ÁRBOLS DE LA CAJA DE ENGRANAJES.	27
ILUSTRACIÓN 6 DEFORMACIONES PERMISIBLES EN ÁRBOLES. FUENTE [15]	36
ILUSTRACIÓN 7 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES DEL ÁRBOL SUPERIOR EN EL PLANO ZX..	37
ILUSTRACIÓN 8 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL ÁRBOL SUPERIOR EN EL PLANO YX.	38
ILUSTRACIÓN 9 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL ÁRBOL SUPERIOR EN EL PLANO ZX..	38
ILUSTRACIÓN 10 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL ÁRBOL SUPERIOR EN EL PLANO YX.	38
ILUSTRACIÓN 11 DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN TOTAL DEL ÁRBOL SUPERIOR.	41
ILUSTRACIÓN 12 DIAGRAMA DE ÁNGULO DE FLEXIÓN TOTAL DEL ÁRBOL SUPERIOR.....	41
ILUSTRACIÓN 13 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES DEL ÁRBOL INFERIOR EN EL PLANO ZX.	43
ILUSTRACIÓN 14 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL ÁRBOL INFERIOR EN EL PLANO YX.	43
ILUSTRACIÓN 15 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL ÁRBOL INFERIOR EN EL PLANO ZX.	44
ILUSTRACIÓN 16 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL ÁRBOL INFERIOR EN EL PLANO YX.	44
ILUSTRACIÓN 17 ESQUEMA DE FUERZAS DEL MECANISMO CARDÁN. ADAPTADA DE [17]	47
ILUSTRACIÓN 18 PRESENTACIÓN DE LAS FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DEL CARDÁN BAJO EL EFECTO DE LA FRICCIÓN CUANDO VARÍA LA POSICIÓN DEL TENEDOR, A) $\phi_1=0^\circ$, B) $\phi_1=90^\circ$. ADAPTADA DE [17]	47
ILUSTRACIÓN 19 RESULTADO DEL ESTUDIO CON ELEMENTOS FINITOS DEL ÁRBOL HEMBRA.	49
ILUSTRACIÓN 20 ACOPLE FLEXIBLE DE QUIJADA DE GOMA DE ELASTÓMERO CON FORMA DE ESTRELLA.	50
ILUSTRACIÓN 21 CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES DE VARIOS TIPOS DE ACOPLES TIPO ESTRELLA PARA DIFERENTES REQUERIMIENTOS DE TORQUE, DIMENSIONES GEOMÉTRICAS Y ELASTÓMEROS.	50
ILUSTRACIÓN 22 ESTADO DE ESFUERZOS (IZQUIERDA) Y FACTORES DE SEGURIDAD (DERECHA) DE LA COPA.	51
ILUSTRACIÓN 23 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA CON LA PLACA DRAFT.	53
ILUSTRACIÓN 24 VIDA ÚTIL DE DISEÑO RECOMENDADA PARA RODAMIENTOS. ADAPTADA DE [16]	58
ILUSTRACIÓN 25 DIMENSIONES DEL RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR. FUENTE: CATALOGO SKF.	59

ILUSTRACIÓN 26 DIMENSIONES DEL RODAMIENTO CÓNICO DE RODILLOS. FUENTE: CATALOGO SKF.....	60
ILUSTRACIÓN 27 DIMENSIONES DEL RODAMIENTO DE BOLAS DE EMPUJE AXIAL. FUENTE: CATÁLOGO SKF.	61
ILUSTRACIÓN 28 ESQUEMA DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA A LAS SECCIONES 2,3 Y 4 DEL LAMINADOR, ADEMÁS DE LOS EQUIPOS ELECTRÓNICOS.....	67
ILUSTRACIÓN 29 MALLA REALIZADA POR EL SOFTWARE PARA EL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS	67
ILUSTRACIÓN 30 RESULTADO DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LA ESTRUCTURA INICIAL.	68
ILUSTRACIÓN 31 RESULTADO DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LA ESTRUCTURA FINAL.	68
ILUSTRACIÓN 32 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA SECCIÓN 2.....	69
ILUSTRACIÓN 33 RESULTADOS DEL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LA CAJA DE ENGRANAJES.	70
ILUSTRACIÓN 34 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LAS COLUMNAS GUÍAS Y DE LAS BARRAS ESTABILIZADORAS.	72
ILUSTRACIÓN 35 DISPOSICIÓN DE FUERZAS Y RESTRICCIONES EN LA PLACA SUPERIOR DE LA CAJA DE LAMINACIÓN.....	73
ILUSTRACIÓN 36 RESULTADOS OBTENIDOS DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LA PIEZA.	73
ILUSTRACIÓN 37 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA INFERIOR DE LA CAJA DE LAMINACIÓN.....	74
ILUSTRACIÓN 38 RESULTADOS DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LA PLACA INFERIOR.	75
ILUSTRACIÓN 39 CELDA DE CARGA IMPLEMENTADA EN LA MÁQUINA.	75
ILUSTRACIÓN 40 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA AMPUESA DE LA CAJA DE LAMINACIÓN.	76
ILUSTRACIÓN 41 RESULTADOS DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LAS AMPUESAS.	77
ILUSTRACIÓN 42 ESTADO GEOMÉTRICO INICIAL Y FINAL DE LA PLACA.	77
ILUSTRACIÓN 43 SIMPLIFICACIÓN DEL ESTADO DE FUERZAS DE LA PLACA DE SOPORTE DE LAS AMPUESAS.....	78
ILUSTRACIÓN 44 CURVA DEL MOMENTO FLECTOR EN FUNCIÓN DE LA POSICIÓN X DE LA VIGA.	79
ILUSTRACIÓN 45 ESQUEMAS DE LAS CONFIGURACIONES DE SOPORTE DE UNA COLUMNA.	81
ILUSTRACIÓN 46 DISPOSICIÓN DE FUERZAS Y RESTRICCIONES DE LA PLACA DRAFT PARA SER ANALIZADA.....	82
ILUSTRACIÓN 47 RESULTADOS DEL ESTUDIO POR ELEMENTOS FINITOS DE LA PLACA DRAFT ...	83
ILUSTRACIÓN 48 VARIABLES Y PARÁMETROS DE LA LAMINACIÓN PLANA, FUENTE GROOVER [REF].	85
ILUSTRACIÓN 49 COMPORTAMIENTO DEL TORQUE CON RESPECTO A LA VELOCIDAD MODIFICADA POR LA FRECUENCIA	86
ILUSTRACIÓN 50 RESISTENCIA A LA FLUENCIA DE ALGUNOS MATERIALES VS TEMPERATURA DE TRABAJO [20].....	88

ILUSTRACIÓN 51 EJEMPLO DEL COMPORTAMIENTO DE LA RESISTENCIA DE UN ACERO BAJO LA INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y DE LA VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN [1].	90
ILUSTRACIÓN 52 VALORES TÍPICOS DE TEMPERATURA, SENSIBILIDAD A LA VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN Y COEFICIENTE DE FRICCIÓN [1].	90
ILUSTRACIÓN 53 VALORES CARACTERÍSTICOS DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA K Y DEL EXPONENTE DE ENDURECIMIENTO POR DEFORMACIÓN N, PARA ALGUNOS METALES [1].	91
ILUSTRACIÓN 54 DIAGRAMA DE TRANSFORMACIÓN ISOTÉRMICA DEL ACERO IRAM 4140, EQUIVALENTE AL AISI 4140, IMAGEN ADAPTADA DE [24].	107
ILUSTRACIÓN 55 VARIACIÓN DE LA DUREZA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL REVENIDO, IMAGEN ADAPTADA DE [24].	107
ILUSTRACIÓN 56 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL RODILLO DE LAMINACIÓN BAJO LAS CARGAS DE TRABAJO.	108
ILUSTRACIÓN 57 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL RODILLO DE LAMINACIÓN.	109
ILUSTRACIÓN 58 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL RODILLO DE LAMINACIÓN.	110
ILUSTRACIÓN 59 FLEXIÓN EN EL RODILLO DE LAMINACIÓN DEBIDA A LAS CARGAS DE TRABAJO	111
ILUSTRACIÓN 60 ESQUEMA DE LA GEOMETRÍA DE UNA PIÑA.	114
ILUSTRACIÓN 61 ESQUEMA DE LA GEOMETRÍA DE UNA FRESA CON MANGO.	115
ILUSTRACIÓN 62 SECUENCIA DEL PROCESO DE MANUFACTURA DE LA PLACA SUPERIOR DE LA CAJA DE LAMINACIÓN.	116
ILUSTRACIÓN 63 FOTOGRAFÍA DEL PRE ENSAMBLE GENERAL DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN....	117
ILUSTRACIÓN 64 FOTOGRAFÍAS DE LA CAJA DE ENGRANAJES DONDE SE PRESENTA EL ENSAMBLAJE Y LA ALINEACIÓN DE LOS ÁRBOLES.	118
ILUSTRACIÓN 65 FOTOGRAFÍA DEL ENSAMBLE AL 85% CON LOS ELEMENTOS PINTADOS.	119
ILUSTRACIÓN 66 FOTOGRAFÍA DE LA ALINEACIÓN DE ÁRBOLES ENTRE LAS SECCIONES 1 Y 2 CON EL INSTRUMENTO FIXTURLASER.	119
ILUSTRACIÓN 67 RESULTADO DE LA ALINEACIÓN ENTRE ÁRBOLES DE LAS SECCIONES 1 Y 2, POR MEDIO DEL INSTRUMENTO FIXTURLASER.	120
ILUSTRACIÓN 68 FOTOGRAFÍA DE LA ALINEACIÓN DE LA CADENA (IZQUIERDA) Y ALINEACIÓN DE LOS RODILLOS (DERECHA).	120
ILUSTRACIÓN 69 FOTOGRAFÍA DEL ENSAMBLE AL 100% INCLUYENDO EL SISTEMA ELÉCTRICO.	121

GRÁFICAS

GRÁFICA 1 VELOCIDAD DE ROTACIÓN N^* VS ESPESOR INICIAL T_0	88
GRÁFICA 2 CURVA DEL ESPESOR FINAL LÍMITE EN FUNCIÓN DEL ESFUERZO DE FLUENCIA PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE FRICCIÓN.	93
GRÁFICA 3 CURVA DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN FUNCIÓN DEL PORCENTAJE DE REDUCCIÓN Y DEL ESPESOR INICIAL DE LA CHAPA.	94
GRÁFICA 4 ESPESOR INICIAL VS DRAFT	97

GRÁFICA 5 ESPESOR INICIAL VS POTENCIA MÁXIMA PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE REDUCCIÓN CONSIDERANDO LA FUERZA Y LA VELOCIDAD MÁXIMA DE LAMINACIÓN.....	100
GRÁFICA 6 ESPESOR INICIAL VS TORQUE MÁXIMO PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE REDUCCIÓN CONSIDERANDO LA FUERZA MÁXIMA DE LAMINACIÓN.	101
GRÁFICA 7 ESPESOR INICIAL VS FUERZA MÁXIMA PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE REDUCCIÓN CONSIDERANDO EL TORQUE MÁXIMO.....	102

TABLAS

TABLA 1 REQUERIMIENTOS INICIALES DE DISEÑO VS PARÁMETROS REALES DE LAMINACIÓN....	14
TABLA 2 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES SELECCIONADOS PARA FABRICAR LAS PIEZAS DEL LAMINADOR, FUENTE: MATWEB.....	18
TABLA 3 VALORES DE N_x RESULTADO DE COMBINAR LAS CONDICIONES A, B Y C, FUENTE [9]..	19
TABLA 4 VALORES DE N_y RESULTADO DE COMBINAR LAS CONDICIONES D Y E, FUENTE [9].	20
TABLA 5 PARÁMETROS DE SALIDA DE LA SECCIÓN 1 SEGÚN EL DISEÑO BASE.....	23
TABLA 6 POTENCIA DE DISEÑO A PARTIR DEL NÚMERO DE TORONES.	25
TABLA 7 ESFUERZOS Y FACTORES DE SEGURIDAD A FLEXIÓN DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES.....	33
TABLA 8 VALORES DE LOS CONCENTRADORES DE ESFUERZOS Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA [14].....	39
TABLA 9 FACTORES DE SEGURIDAD A FATIGA Y A FLUENCIA DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL ÁRBOL SUPERIOR EN EL ESCENARIO DEL MOMENTO FLECTOR ALTERNANTE.....	39
TABLA 10 FACTORES DE SEGURIDAD A FATIGA Y A FLUENCIA DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL ÁRBOL SUPERIOR EN EL ESCENARIO DE TORQUE ALTERNANTE.	40
TABLA 11 FACTORES DE SEGURIDAD A FATIGA Y A FLUENCIA DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL ÁRBOL INFERIOR EN EL ESCENARIO DEL MOMENTO FLECTOR ALTERNANTE.	44
TABLA 12 FACTORES DE SEGURIDAD A FATIGA Y A FLUENCIA DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL ÁRBOL INFERIOR EN EL ESCENARIO DE TORQUE ALTERNANTE.	45
TABLA 13 ANÁLISIS DE LA UNIÓN BUJE-TORNILLO DE POTENCIA DEL SISTEMA DRAFT.....	57
TABLA 14 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR. ..	59
TABLA 15 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL RODAMIENTO CÓNICO DE RODILLOS.....	60
TABLA 16 FACTORES DE SEGURIDAD A FATIGA Y A FLUENCIA DE LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL RODILLO DE LAMINACIÓN EN LOS ESCENARIOS DE MOMENTO FLECTOR ALTERNANTE Y TORQUE ALTERNANTE.	110
TABLA 1 DATOS DE MEDICIÓN PROBETA 1 EN FRÍO.....	165
TABLA 2 DATOS DE MEDICIÓN PROBETA 2 EN FRÍO.....	165
TABLA 3 DATOS DE MEDICIÓN PROBETA 1 EN CALIENTE.....	166
TABLA 4 DATOS DE MEDICIÓN PROBETA 1 EN CALIENTE.....	167

1 ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO

En este capítulo se presentará la división sistemática que se realizó sobre la máquina para efectuar los respectivos análisis y verificaciones de los componentes; se expondrán cuáles eran los requerimientos iniciales cuando se diseñó el laminador base, contrastándolos con las condiciones actuales con las que se puede utilizar el equipo; se enlistarán los materiales utilizados en los elementos de la máquina con sus propiedades mecánicas más relevantes para el estudio en cuestión; y finalmente se determinará el factor de seguridad con el que se verificará el diseño de cada pieza.

1.1 REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO

El diseño base se fundamentó en unos requerimientos previos que se presentan en la Tabla 1 como *Valor mínimo inicial* y *Valor máximo inicial*; estos parámetros intentaban cubrir la laminación de probetas de acero a base de *Fermanal* a altas temperaturas de trabajo.

Los valores mínimos y máximos finales son los valores con los que realmente se puede laminar. La diferencia de estos valores iniciales y finales se debe a las alteraciones que tuvieron que hacerse en los materiales, procesos de manufactura y diseños para lograr poner a punto el equipo de laminación con los recursos disponibles, que eran limitados.

En la tabla se evidencia que no se puede trabajar a temperaturas por encima de la recristalización de algunos materiales, también sugiere que se pueden hacer trabajos de laminación en frío (aunque no sea una práctica recomendable usar el mismo juego de cilindros para esta tarea), conservando los porcentajes de reducción y las velocidades de deformación. En el transcurso del documento se irán justificando estos cambios.

Tabla 1 Requerimientos iniciales de diseño vs parámetros reales de laminación.

PARÁMETRO	VALOR min Inicial	VALOR max Inicial	VALOR min Final	VALOR max Final
Fuerza laminación (kN)	-	300	-	100
Temperatura $^{\circ}T$ ($^{\circ}C$)	800	1100	25	400
Porcentaje de reducción r	10	50	5	50
Vel. de deformación ϵ (1/s)	0,1	10	0,1	10

1.2 PRESENTACIÓN DEL DISEÑO BASE

De los diferentes tipos de laminadores que existen, el diseñado en este trabajo, según el arreglo y la distribución de los cilindros de laminación, es del tipo *dúo*, lo que quiere decir, que el bastidor de laminación presenta dos rodillos simétricos posicionados verticalmente uno sobre el otro, separados una distancia determinada y con giro de rotación opuesto [3].

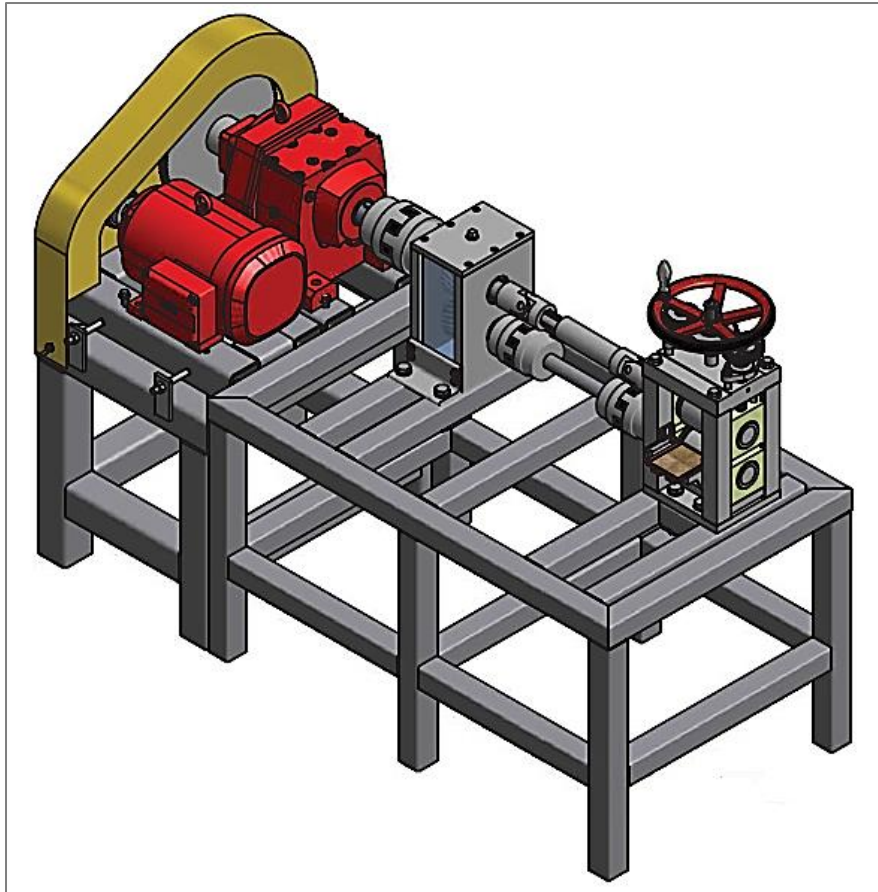


Ilustración 1 Esquema modelo CAD 3D del equipo de laminación del diseño base

En la Ilustración 1 se presenta el modelo CAD 3D del laminador base. La máquina presenta varios sistemas que garantizan el buen funcionamiento de la misma. Algunos de estos sistemas son: el sistema de transmisión de potencia, el sistema de posicionamiento de los rodillos, el sistema de lubricación, el sistema de seguridad del operario, el sistema eléctrico, el sistema estructural, entre otros.

Para llevar a cabo los respectivos análisis del equipo, se realizó una división de los sistemas reagrupándolos en cuatro secciones de interés, ver Ilustración 2

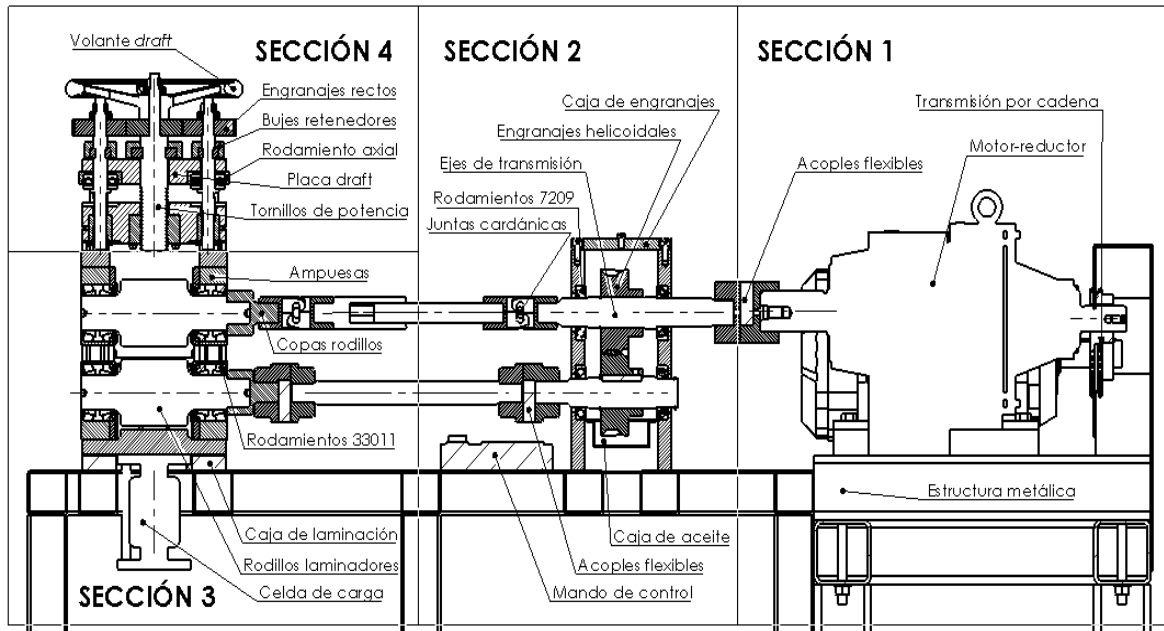


Ilustración 2 Secciones o etapas del equipo de laminación.

1.2.1 SECCIÓN 1 (MOTOR-REDUCTOR)

Esta sección comprende todo el sistema de reducción de velocidad y aumento del torque del equipo de laminación. El motor proporciona a la máquina la potencia requerida por el proceso de laminación. En primera instancia el sistema presenta una transmisión de potencia por que conecta al árbol del motor con el árbol de entrada del reductor. Posteriormente el reductor proporciona la velocidad de salida con la que se va a laminar y el torque máximo requerido en cada rodillo de laminación.

1.2.2 SECCIÓN 2 (CAJA DE ENGRANAJES)

Esta sección comprende la caja de engranajes. Un par de engranajes helicoidales, que se encuentran inmersos en un sistema de lubricación por salpicadura dentro de la ya mencionada caja de engranajes, estos son los encargados de distribuir la potencia que viene del motor hacia los rodillos de laminación. La potencia entra por medio de un acople flexible desde la *Sección 1*, y es dividida y entregada a la *Sección 3* mediante un árbol de acople y un árbol cardán. Los engranajes

helicoidales comparten todas sus características físicas incluso el número de dientes (relación 1:1) y sus árboles son soportados por rodamientos de bolas de contacto angular.

1.2.3 SECCIÓN 3 (CAJA DE LAMINACIÓN)

Esta sección comprende todo el trabajo de laminación. Aquí es donde recae todo el peso de la teoría sobre el proceso de laminado plano, tanto en frío como en caliente. Se puede decir que los cilindros de laminación son los elementos más importantes de toda la máquina, ya que de ellos depende que este proceso de formación de metales pueda llevarse a cabo. Por eso se requiere que sean fabricados en materiales con alta resistencia mecánica y alta resistencia al desgaste, además también se recomienda que los rodillos utilizados para laminado en caliente no sean utilizados para el laminado en frío y viceversa [7].

1.2.4 SECCIÓN 4 (SISTEMA DRAFT)

Esta sección comprende el *Sistema Draft*⁶. En la caja de laminación se encuentran los rodillos de laminación cuya potencia proviene de la *Sección 2* anteriormente mencionada. Estos rodillos ubicados a una distancia de separación similar al espesor final requerido en la chapa, son controlados y soportados por el *Sistema Draft* que mediante un mecanismo de tornillos de potencia y engranajes rectos, posicionan los rodillos de laminación en la ubicación solicitada e impide que se desacomoden una vez se presente la carga de laminación.

⁶ Sistema que regula la separación de los rodillos de laminación para controlar la reducción del espesor de la chapa que está siendo laminada.

1.3 MATERIALES DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

Los materiales que se escogieron en el diseño base para la fabricación de los distintos componentes del equipo de laminación se presentan en la Tabla 2.

Las propiedades físicas enlistadas en la tabla, son las propiedades más relevantes de dichos materiales, que se utilizan en las ecuaciones de diseño para la verificación de cada elemento de la máquina. Esta información se extrajo del sitio MatWeb⁷ para los materiales sin tratamientos térmicos, es decir, directos de fábrica.

Tabla 2 Propiedades de los materiales seleccionados para fabricar las piezas del laminador, fuente: matweb.

	MATERIAL AISI				
PROPIEDAD	1020	1045	4140	8620	Cobre 8812
σ_f (MPa)	300	470	670	420	194
σ_u (MPa)	415	640	900	600	372
E (GPa)	200	204	205	205	112
G (GPa)	77	79	80	80	43
ν	0,29	0,3	0,29	0,29	0,35

Dónde: esfuerzo de fluencia σ_f , esfuerzo último σ_u , módulo de elasticidad E (Young), módulo a cortante G y número de Poisson ν .

1.4 FACTOR DE SEGURIDAD EMPLEADO EN LA VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

El factor de seguridad es el cociente que relaciona la capacidad de carga o esfuerzo máximo de un sistema con el valor requerido real al que será sometido dicho sistema. Según Juvinall [8], la selección de un factor de seguridad se fundamenta teniendo en cuenta algunos aspectos importantes en el diseño:

- El grado de incertidumbre de la carga.
- El grado de incertidumbre en la resistencia de los materiales.
- Las consecuencias de la falla, seguridad humana y costos.

⁷ Sitio web que ofrece información detallada de cualquier material: <http://www.matweb.com/>

Existen varios autores y criterios de selección que funcionan para determinar un factor de seguridad aceptable, sobre todo cuando no se tiene tanta experiencia diseñando, sin embargo, en [9] se concluye que el método más apropiado de selección es el desarrollado por Pugsley.

Este criterio dice que el factor de seguridad se encuentra multiplicando dos coeficientes (n_x y n_y) que dependen de ciertas características del diseño (A, B, C, D y E), ver Ecuación 1, Tabla 3 y Tabla 4. La característica A involucra la calidad de los materiales, B el control de la carga aplicada, C la exactitud del análisis del esfuerzo, D el peligro para el personal y E el impacto económico sobre las consecuencias del diseño.

Las características A, B y C se identifican con los símbolos: muy bien (mb), bien (b), regular (r) y pobre (p). Mientras que las características D y E se identifican con: muy serio (ms), serio (s) y no serio (ns).

$$n = n_x n_y$$

Ecuación 1

Tabla 3 Valores de n_x resultado de combinar las condiciones A, B y C, fuente [9]

A		mb				b				r				p			
C		mb	b	r	p	mb	b	r	p	mb	B	r	p	mb	b	r	p
B	mb	1,1	1,2	1,3	1,4	1,3	1,45	1,6	1,75	1,5	1,7	1,9	2,1	1,7	1,95	2,2	2,45
	b	1,3	1,45	1,6	1,75	1,55	1,75	1,95	2,15	1,8	2,05	2,3	2,55	2,15	2,35	2,65	2,95
	r	1,5	1,6	1,9	2,1	1,8	2,05	2,3	2,55	2,1	2,4	2,7	3,0	2,4	2,75	3,1	3,45
	p	1,7	1,95	2,2	2,45	2,05	2,65	2,65	2,95	2,4	2,75	3,1	3,45	2,75	3,15	3,55	3,95

Tabla 4 Valores de n_y resultado de combinar las condiciones D y E, fuente [9].

E	D		
	ns	s	ms
Ns	1,0	1,2	1,4
S	1,0	1,3	1,5
ms	1,2	1,4	1,6

De acuerdo a las tablas antes presentadas, se determinó lo siguiente:

La calidad de los materiales se define como buena porque los proveedores garantizan sus productos, sin embargo no se realiza ninguna prueba de laboratorio para confirmar las propiedades mecánicas de dichos materiales; el control de la carga aplicada en las partes de la máquina es muy bueno puesto que se implementaron varios sensores en el equipo que permiten determinar el estado real de las piezas de la máquina; la exactitud del análisis del esfuerzo se toma como muy buena gracias a la complementariedad entre las simulaciones y la expresiones matemáticas; el riesgo personal es significativo porque se trabajará con piezas bajo altas cargas y temperaturas; por último el impacto económico no es significativo pues es un equipo de laboratorio y un fallo no retrasa ninguna actividad comercial.

Con esto se obtiene de las tablas que $n_x = 1,3$ y $n_y = 1,2$. Lo que da como resultado un factor de seguridad de **1,56**. Esto quiere decir, que los elementos de la máquina bajo el estado de esfuerzos a los que serán sometidos, no deben superar unas condiciones de trabajo que disminuyan el factor de seguridad por debajo de este valor.

1.5 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- El criterio de Pugsley es una herramienta muy práctica para escoger un factor de seguridad en el diseño mecánico cuando no se cuenta con la suficiente experiencia.
- El factor de seguridad con el que se trabaja en este documento es de 1,56. Sin embargo en fatiga se requiere que el factor de seguridad supere a la unidad para considerar que dicho elemento tiene vida infinita.

2 VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

En este capítulo se presenta la ingeniería inversa de los elementos del diseño base que componen los sistemas de transmisión de potencia, sistema *draft* y de sujeción y ensamblaje; verificando la resistencia mecánica de los materiales empleados, calculando la carga admisible de cada componente con base al factor de seguridad establecido en el capítulo anterior y determinando las condiciones de operación y tiempo de vida de los elementos críticos, para que satisfagan los requerimientos estáticos y dinámicos a los que se encuentran sometidos.

2.1 ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

En este grupo de análisis se encuentran los siguientes elementos: el motor, el reductor, la transmisión por cadena (motor-reductor), la transmisión por engranajes helicoidales, los árboles de transmisión, y finalmente los acoples de transmisión.

2.1.1 MOTOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico es el elemento encargado de suministrar la potencia requerida en el sistema. Para este objetivo se ha seleccionado un motor de la empresa SEW Eurodrive⁸ de corriente alterna cuyas especificaciones se presentan a continuación:

- Referencia: DRS160M4 / FI.
- Velocidad nominal del motor: 1760 rpm.
- Árbol de salida: 42 X 110 mm.
- Potencia del motor: 11 kW.
- Número de polos del motor: 4.
- Tensión del motor: 230 / 400 V.
- Frecuencia: 60 Hz.
- Corriente nominal: 37,5 / 21,5 A.
- Cos Phi: 0,8.

⁸ SEW Eurodrive es un empresa alemana especialista en fabricación de motores, reductores y motoredutores de carácter industrial. <https://www.sew-eurodrive.es/>

2.1.2 REDUCTOR

De la misma marca que el motor, el reductor se encarga de reducir la velocidad de laminación para que sea útil y segura. A continuación se presentan las características técnicas:

- Referencia: R97AD4.
- Índice de relación de transmisión: 32,05.
- Par de salida máximo: 2560 Nm.
- Árbol de salida: 60 X 120 mm.
- Árbol de entrada: 38 X 80 mm.

2.1.3 TRANSMISIÓN POR CADENA

El principal objetivo de toda la *Sección 1* es el de conseguir una velocidad de laminación y una entrega de torque que satisfaga los requerimientos iniciales, que no sobrecargue los elementos mecánicos y que sea segura para el operario.

En ninguna de las fuentes bibliográficas estudiadas se especifica concretamente cuál debería ser el tope máximo de velocidad para que el proceso de laminación sea seguro, no obstante, los ejemplos y máquinas empleadas en algunos de los libros relacionados con este tema, manejan velocidades desde 14,84 m/min [6], 39,02 m/min [5], 78,53 m/min [1], hasta 188,50 m/min [7].

El diseño base del laminador presenta dos posibles marchas a emplearse para variar la velocidad de laminación, además de contar con un variador de frecuencia⁹ que amplifica el rango de velocidades. La configuración de menor velocidad alcanza los 4,77 m/min mientras que la configuración de mayor velocidad alcanza los 19,78 m/min. La velocidad de laminación se obtiene a partir de la frecuencia de rotación del rodillo y del radio del mismo (en el diseño base se escogió un radio de 52,5 mm para los cilindros), ver Tabla 5.

A pesar de que estos valores son relativamente bajos comparados con los de la literatura, la velocidad de laminación que se obtiene empleando la Marcha 2 supera el torque permitido en el árbol de salida del reductor (ver Inciso 2.1.2), mientras que

⁹ El variador de frecuencia permite alterar la velocidad de rotación de los rodillos sin afectar el torque de trabajo.

la Marcha 1 compromete al árbol superior de la caja de engranajes cuando se trabaja con la potencia máxima del motor (ver Inciso 2.1.5.1).

Tabla 5 Parámetros de salida de la Sección 1 según el diseño base.

PARÁMETRO	MARCHA 1	MARCHA 2	UNIDAD
Sprocket Motor	25	25	# dientes
Sprocket Reductor	23	95	# dientes
Relación Cadena	0,92	3,8	<i>i</i>
Relación Reductor	32	32	<i>i</i>
Vel. Motor	1760	1760	<i>rpm</i>
Vel. Reductor	1913	463	<i>rpm</i>
Vel. Salida	59,78	14,47	<i>rpm</i>
Torque salida	1575,15	7259,31	<i>N.m</i>
Vel. Laminación	19,78	4,77	<i>m/min</i>

Debido a que el equipo cuenta con un variador de frecuencia, se optó por trabajar con una única relación de transmisión en el sistema de cadena, buscando aprovechar al máximo la capacidad de carga del motor sin comprometer a los elementos mecánicos.

Considerando la potencia máxima del motor e iterando los valores de velocidad en las hojas de cálculo de los componentes mecánicos de los siguientes incisos, se encontró que 80 rpm es una frecuencia apropiada de rotación de los rodillos que permite conservar el factor de seguridad determinado en el Capítulo 1. Esta frecuencia deriva en una velocidad de laminación de 26,40 m/min y se puede disminuir sin alterar el torque gracias al variador de frecuencia.

El análisis de la transmisión por cadena se hace bajo un procedimiento estándar según los fabricantes de cadenas y según los parámetros de la transmisión. Las ecuaciones y tablas relevantes para este análisis son extraídas de un catálogo de transmisión de potencia por cadena del grupo SKF [10] y del libro de Shigley [11].

Para el cálculo de la potencia de diseño, del número de la cadena, del número de torones¹⁰, entre otros, bajo las condiciones de carga necesarias, se emplea la siguiente ecuación:

$$H_d = \frac{H_m F_a F_T F_d F_s}{F_2 K_2} \quad \text{Ecuación 2}$$

¹⁰ Número de cadenas en paralelo.

Dónde:

H_d : Potencia de diseño.

H_m : Potencia nominal.

F_a, F_T, F_d, F_s : Factor de servicio, factor de temperatura, factor de diseño, factor de encendido y apagado, respectivamente.

F_2 : Factor de corrección de dientes.

K_2 : Factor de torones múltiples.

Para el cálculo de la distancia entre centros y de la longitud de la cadena, se deben resolver simultáneamente las siguientes ecuaciones:

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{Z_m + Z_e}{2} + \frac{(Z_e - Z_m)^2}{4\pi^2 C/P} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$C = \frac{P}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{Z_e - Z_m}{2\pi} \right)^2} \right] \quad \text{Ecuación 4}$$

$$A = \frac{Z_m + Z_e}{2} - \frac{L}{P} \quad \text{Ecuación 5}$$

Dónde:

L : Longitud de la cadena.

C : Distancia entre centros de los árboles donde se instalarán las Catarinas.

P : Paso de la cadena y de los *Sprockets* o Catarinas.

Z_m : Número de dientes de la Catarina montada en el motor.

Z_e : Número de dientes de la Catarina montada en el reductor.

Para lograr la velocidad de salida del reductor de 80 rpm, se debe lograr una velocidad de entrada al reductor de 2564 rpm (ver Inciso 2.1.2), esto se consigue multiplicando la velocidad de rotación nominal del motor con una relación de transmisión de 1,45 (ver Inciso 2.1.1). Para esto se seleccionó un juego de *Sprockets* de 32 y 22 dientes que van en el motor y en el reductor, respectivamente.

El factor de servicio para maquinaria que procese aplanado de metal, operando a menos de tres horas al día es $F_a = 1,25$ [12]. El factor de temperatura para secciones que no supere los 150°C ni baje de los -10°C es $F_T = 1$ (Ver Tabla 3 de [10]). El

factor de diseño lo tomamos como el de seguridad $F_d = 1,56$. El factor de encendido y apagado, debido a que la máquina se encuentra en constante carga y descarga es $F_s = 1,1$ [10].

Los otros factores que alteran la potencia nominal del diseño son: el factor de corrección debido al número de dientes del *Sprocket* conductor que es de $F_2 = 2,58$ para un número de dientes de 32 (Ver Tabla 17-22 de [11]), y el factor de torones múltiples K_2 (ver Ilustración 3), que se definirá a continuación cuando se establezca completamente cual es la potencia admitida por el sistema de cadena.

Multiple strand factor			
No. strands	Multiplier K2	No. strands 1	Multiplier K2
1	1.0	4	3.3.
2	1.7	5	3.9
3	2.5	6	4.6

Ilustración 3 Factor de torones múltiples, fuente [10] [11]

La potencia de diseño para diferentes números de torones utilizando la $H_d = H_m F_a F_T F_d F_s / F_2 K_2$ Ecuación 2 se presenta en la siguiente Tabla:

Tabla 6 Potencia de diseño a partir del número de torones.

Nº Torón	1	2	3	4	5
Hd (kW)	9,14	5,38	3,66	2,77	2,34

En los catálogos de transmisión por cadena los fabricantes suelen presentar tablas que relacionan los números de cadena, las velocidades de rotación, los números de dientes de los *Sprockets* y las diferentes potencias a transmitirse. En el diseño base se escogió un número de cadena de 40 de doble hilera con paso de 12,7 mm. Bajo esta configuración se tiene que para el *Sprocket* más pequeño de 22 dientes que gira a una velocidad de 2560 rpm la potencia máxima permitida a transmitir es 5,84 kW, que se obtiene de la doble interpolación en la Ilustración 4 Número de cadena según la potencia nominal a transmitirse, número de dientes del *Sprocket* más rápido y velocidad de rotación del mismo, fuente ..

Como la potencia de diseño debe ser menor a la potencia encontrada para el número de la cadena (en este caso N°40), se establece a partir de la Tabla 6 que la

cadena si debe ser de doble torón para garantizar un buen funcionamiento del sistema. Estos resultados comprueban que el diseño de la transmisión por cadena en el diseño base fue correcto en cuanto al número de cadena y al número de torones, en cuanto a la velocidad se tuvieron que hacer las modificaciones ya mencionadas.

40-1 (08A-1); (12.70 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (ANSI standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm (N_1) of small (faster) sprocket z_1															
Z	mm	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 500	3 000
13	53,07	0,12	0,23	0,46	0,80	0,89	1,31	2,13	2,95	3,74	4,15	4,94	5,73	5,33	4,47	2,73	2,08
15	61,08	0,14	0,27	0,52	0,93	1,02	1,51	2,46	3,39	4,33	4,78	5,70	6,61	6,61	5,54	3,39	2,57
17	69,12	0,16	0,31	0,60	1,04	1,16	1,71	2,79	3,85	4,90	5,42	6,46	7,49	7,97	6,68	4,09	3,11
19	77,16	0,18	0,34	0,66	1,17	1,29	1,91	3,12	4,30	5,48	6,06	7,22	8,37	9,43	7,90	4,83	3,67
21	85,21	0,19	0,38	0,73	1,29	1,42	2,11	3,44	4,75	6,05	6,70	7,97	9,25	10,52	9,18	5,61	4,27
23	93,27	0,21	0,41	0,81	1,42	1,57	2,31	3,77	5,21	6,63	7,33	8,74	10,13	11,52	10,52	6,43	4,89
25	101,33	0,23	0,45	0,87	1,54	1,70	2,51	4,10	5,66	7,21	7,97	9,50	11,01	12,52	11,92	7,28	5,54
Lubrication method		TYPE 1								TYPE 2							

Ilustración 4 Número de cadena según la potencia nominal a transmitirse, número de dientes del Sprocket más rápido y velocidad de rotación del mismo, fuente [10].

Con respecto a la lubricación, de la Ilustración 4 se extrae que esta debe ser del Tipo 2. En [10] el Tipo 2 de lubricación se implementa para transmisiones de baja a mediana velocidad y consta de un “baño de aceite” mediante un recipiente donde se sumerge la cadena de 13 a 17 mm de profundidad.

La longitud de la cadena se determina empleando las Ecuaciones 3-4-5. En [10] se recomienda que la cantidad de pasos entre los centros de los árboles se encuentren entre los 30 y los 80, prefiriendo siempre seleccionar el menor número de pasos posibles. Por lo tanto esto da como valores mínimos de longitud de cadena 1117,6 mm y de distancia entre centros 386,8 mm, y como valores máximos de longitud de cadena 2387,6 mm y de distancia entre centros 1022,1 mm. Lo ideal es que en el montaje la longitud de cadena y la distancia entre centros finales se encuentren dentro de estos límites.

2.1.4 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES HELICOIDALES

La Sección 2 conocida como “Caja de engranajes” presenta un arreglo de engranajes helicoidales de relación 1:1 que se encargan de distribuir la potencia

que proviene de la *Sección 1* hacia la *Sección 3* donde se encuentran los rodillos de laminación.

El material de los engranajes es AISI 8620 (ver Tabla 2) Nitrurado y Cementado con una dureza superficial de 45 Rockwell C o 423 HB¹¹.

El diagrama de cuerpo libre de un solo engranaje se muestra en la Ilustración 5; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** literal a), mientras que las características geométricas se presentan a continuación:

- Número de dientes: 27
- Módulo: 4,5 mm
- Angulo de la hélice: 15°.
- Diámetro de paso: 126 mm
- Angulo de presión normal: 20°
- Angulo de presión transversal: 20,646°
- Ancho de la cara: 50,8 mm
- Paso diametral: 5,44 dientes/pulgada

¹¹ Debido a la poca información del material del engranaje, la dureza fue determinada en el laboratorio de "Caracterización mecánica y micro-estructural de materiales" de la escuela de Ingeniería Mecánica.

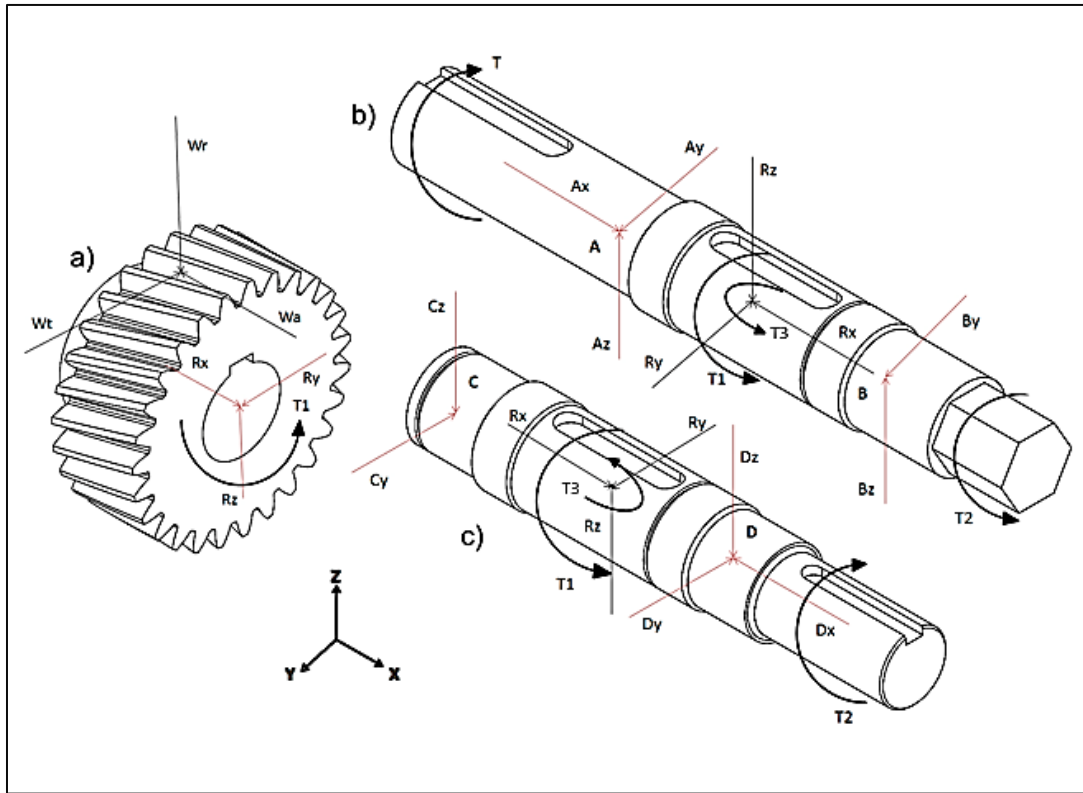


Ilustración 5 Diagramas de cuerpo libre de los engranajes helicoidales y de los árboles de la caja de engranajes.

El análisis de los engranajes helicoidales de este equipo, se realizó para que el elemento bajo las cargas de trabajo resistiera la falla por fatiga a la flexión en los dientes, así como la falla por picadura en la superficie de los mismos.

En la Norma AGMA 2105-C95¹² [13] se presenta un método de diseño de engranajes de dientes rectos y helicoidales que consta de gráficas, ecuaciones y tablas, para prevenir los dos tipos de fallas antes mencionados bajo las condiciones de trabajo a la que se somete el engranaje.

Las ecuaciones principales para el diseño de los engranajes se presentan a continuación (Ecuación 6-7-8-9), las gráficas y tablas se omiten de este documento pero se referencian.

Ecuaciones de esfuerzo de flexión de engranes y factor de seguridad a la misma:

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \quad \text{Ecuación 6}$$

¹² Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes AGMA

$$S_F = \frac{S_t Y_N}{\sigma K_T K_R}$$

Ecuación 7

Ecuaciones de resistencia a la picadura o desgaste y factor de seguridad a la misma:

$$\sigma_C = C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

Ecuación 8

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H}{\sigma K_T K_R}$$

Ecuación 9

Dónde:

σ : Esfuerzo de flexión en el engranaje.

σ_C : Esfuerzo de contacto en el engranaje para el análisis por desgaste o picadura.

$S_{F,H}$: Factores de seguridad de los esfuerzo de flexión y de contacto.

W^t : Carga transmitida por el engranaje en la dirección tangencial.

K_o : Factor de sobrecarga

K_v : Factor dinámico.

K_s : Factor de tamaño.

K_m : Factor de distribución de la carga.

K_B : Factor del espesor del aro.

K_T : Factor debido a la temperatura.

K_R : Factor de confiabilidad.

P_d : Paso diametral transversal.

F : Ancho de la cara del elemento más angosto.

d_p : Diámetro de paso del piñón.

J : Factor geométrico de resistencia a la flexión que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle.

I : Factor geométrico de resistencia a la picadura.

S_t : Esfuerzo permisible de flexión.

S_c : Esfuerzo de contacto permisible.

Y_N : Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo a flexión.

Z_N : Factor de vida de ciclos de esfuerzo.

C_p : Coeficiente elástico.

C_f : Factor de condición superficial.

C_H : Factor de la relación de dureza de resistencia a la picadura.

El primer factor a establecer es el de sobrecarga que es equivalente al factor que se empleó en el diseño de la cadena de $K_o = 1,25$. Para determinar el factor dinámico se deben resolver las siguientes ecuaciones:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad \text{Ecuación 10}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad \text{Ecuación 11}$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

V : Es la velocidad de la línea de paso en m/s que involucra el diámetro de paso y la velocidad de rotación en rpm.

Q_v : Es el número de calidad de los engranajes.

Para este caso se escoge un número de calidad¹³ de 7. Como la velocidad de rotación de los engranajes es de 80 rpm, la velocidad de la línea de paso resulta siendo de 0,527 m/s. El factor **B** da como resultado **0,73**, mientras que el factor **A** da **65,06**. Finalmente el factor dinámico es **$K_v = 1,11$** .

¹³ El número de Calidad de un engranaje es un control que ha definido la AGMA al nivel de exactitud en la transmisión de la potencia, que enmarca todas las posibles imprecisiones en la transmisión como por árbolmplo: imprecisiones en la fabricación del engranaje, vibraciones en los dientes en el acoplamiento, desalineaciones entre los árboles y los engranajes, etc.

El factor de tamaño según Shigley refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material debidas al tamaño. Este se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535} \quad \text{Ecuación 13}$$

El factor de forma de Lewis Y para un engranaje de 27 dientes da $Y = 0,35$ (ver Tabla 14-2 de [11]). Con el ancho de cara, el factor de forma de Lewis y el paso diametral ya definidos y empleando la $K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535}$

Ecuación 13 se obtiene que $K_s = 1,10$.

El factor de distribución de la carga refleja la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. Para calcularlo se puede emplear la siguiente ecuación:

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde:

$C_{mc} = 1$ Para dientes sin coronar.

$C_{pf} = F/10d - 0.0375 + 0.0125F$. Si el ancho de la cara se encuentra entre 1 y 17 pulgadas.

$C_{pm} = 1$ Para piñón montado separado con $S1/S < 0.175$. Debido a que el engranaje se encuentra montado en toda la mitad de los apoyos (ver Figura 14-10 de [11]).

$C_{ma} = A + BF + CF^2$ (Estos valores pueden extraerse de la Tabla 14-9 de [11]).

$C_e = 0.8$ Para engranajes ajustados durante el ensamblaje.

Con todos los coeficientes calculados y la implementación de la $K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$, se obtiene que el factor de distribución de la carga es $K_m = 1,16$.

El factor de espesor del aro ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engranaje cuando el aro donde se soportan los dientes es delgado. En este caso (ver Figura 14-16 de [11]) se obtiene que $K_B = 1$ debido a que $m_B = 8,57$.

El factor geométrico de resistencia a la flexión se puede obtener para engranajes helicoidales a partir de la Figura 14-7 y 14-8 de [11] como $J = 0,52$.

El factor de temperatura es $K_T = 1$ si los engranajes no se encuentran en un ambiente cuya temperatura supere los 121 °C al igual que el factor de condición superficial $C_f = 1$.

Por otro lado el factor de confiabilidad es de $K_R = 0,85$ asumiendo que se tiene una confiabilidad del 90%.

El valor del coeficiente elástico para un engranaje donde el piñón y la corona son de acero es de $C_p = 191 \sqrt{MPa}$ (Ver Tabla 14-8 de [11]).

El factor de relación de dureza ajusta las resistencias superficiales de los engranajes cuando la corona es más grande que el piñón, en el caso de que sean iguales el factor es $C_H = 1$.

El factor geométrico de resistencia superficial para engranajes externos se puede determinar a partir de la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\cos \varphi_t \sin \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

m_G : es la relación de velocidad entre los engranajes que en este caso es 1

φ_t : Es el ángulo de presión tangencial

$$m_N = \frac{p_N}{0,95Z} \text{ Para engranajes helicoidales} \quad \text{Ecuación 16}$$

Para determinar la cantidad Z , que es la longitud de la línea de acción en el plano transversal, se puede utilizar la $Z = 2[(r + a)^2 - r_b^2]^{1/2} - 2r \sin \varphi_t$

Ecuación 17, sabiendo que los radios de paso $r = 63 \text{ mm}$ y los radios de los círculos base $r_b = 58,85 \text{ mm}$ de ambos engranajes son iguales. El parámetro $a = 3,36 \text{ mm}$ es la altura de la cabeza del diente. El valor de p_N es el del paso circular.

$$Z = 2[(r + a)^2 - r_b^2]^{1/2} - 2r \sin \varphi_t \quad \text{Ecuación 17}$$

Finalmente se encuentra que el factor geométrico superficial, empleando las Ecuaciones 15-16-17 es $I = 0,22$.

Los esfuerzos permisibles de flexión y de contacto dependen de la dureza y del grado del material, en este caso al no tener suficiente información sobre el grado del material se asume Grado 1 para ser conservadores.

Definiendo una confiabilidad de 90% y esperando que como mínimo el engranaje tenga una vida útil de 10^7 ciclos de carga, los valores de los esfuerzos se pueden determinar a partir de las siguientes ecuaciones:

$$S_t = 0,568H_b + 83,8 \text{ _MPa} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$S_c = 2,22H_b + 200 \text{ _MPa} \quad \text{Ecuación 19}$$

Utilizando las anteriores ecuaciones y recordando que la dureza de los engranajes es de $H_b = 423$ se obtiene que los esfuerzos admisibles de flexión y de contacto son para cada estado $S_t = 324 \text{ MPa}$ y $S_c = 1139 \text{ MPa}$ respectivamente.

Los factores de ciclos de esfuerzo modifican la resistencia del material cuando se tienen ciclos de trabajo diferente de 10^7 , en este caso $Y_N = Z_N = 1$. A partir de los 10^6 ciclos el elemento se considera en vida infinita.

Finalmente para resolver las Ecuaciones 6-7-8-9 falta determinar la carga tangencial que transmiten los engranajes bajo una potencia de 11 kW (potencia instalada) en el par de engranajes; se entiende que cada engranaje transmite 5,5 kW. La $W^t = 33000H/V$ Ecuación 20

representa la forma en que se puede encontrar esta carga en unidades de libra-fuerza. Donde H es la potencia en caballos de fuerza y V es la velocidad de la línea de paso en pies por minuto.

$$W^t = 33000H/V \quad \text{Ecuación 20}$$

Empleando la ecuación anterior y convirtiéndola al Sistema Internacional de Unidades se puede determinar el valor de la carga tangencial que se transmite entre los engranajes; además conociendo el valor del ángulo de presión normal, del ángulo de presión transversal y del ángulo de la hélice, se pudo calcular las otras componentes de la carga total sobre el engranaje helicoidal: W^t carga tangencial, W^a carga axial y W^r carga radial.

$$W^t = 10,42_kN \begin{cases} W^a = 2,79_kN \\ W^r = 3,93_kN \end{cases} \quad \text{Ecuación 21}$$

El torque $T1$ se obtiene con el producto entre la carga tangencial W^t y el radio de paso del engranaje $d_p/2 = 63 \text{ mm}$. Así $T1 = 656,51 \text{ Nm}$ que equivale al torque máximo en cada engranaje.

Con el trabajo que se realizó previamente, se presenta en la Tabla 7 el resumen del análisis a flexión y desgaste de los engranajes helicoidales.

Tabla 7 Esfuerzos y factores de seguridad a flexión de los engranajes helicoidales.

PARAMETRO	FLEXIÓN	DESGASTE
Esfuerzo MPa	179,12	752,23
Factor de seguridad	2,13	1,78

Para saber si la flexión o el desgaste son la amenaza principal para el engranaje hay que comparar el factor de seguridad a flexión con el cuadrado del de desgaste. Lo que indica que la amenaza principal es por flexión en los dientes [11].

$$S_F = 2,13 < S_h^2 = 3,17$$

2.1.5 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN

El análisis de los árboles¹⁴ que transmiten la potencia en el laminado se lleva a cabo con la guía de diseño de Shigley [11] y soportando los cálculos con el acelerador de diseño del software Inventor Professional¹⁵ de donde se extrajeron los diagramas de cortantes, momentos flectores y deflexiones. Todos los árboles aquí mencionados fueron fabricados en acero AISI 1045 (Ver Tabla 2), y sus dimensiones se presentan en los planos en los anexos.

El diseño de los árboles se realiza para fluencia y para fatiga. El factor de seguridad que enmarca la fluencia es de 1,56 y 1 para la fatiga, determinados en el capítulo anterior. De los posibles criterios de falla por fatiga se emplea el de Goodman

modificado

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 22 ya que resulta ser el más conservador. Mientras que para determinar el factor de seguridad a la fluencia del árbol se utiliza el criterio de

$$n_y = S_y / \left[\left(\frac{32 K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ecuación 23.

¹⁴ Son elementos de máquinas usados para sostener piezas que giran solidarias a ellos, se diferencian de los árboles en que giran soportando pares de torsión y transmitiendo potencia.

¹⁵ Software Inventor Professional 2016 con licencia académica.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 22

$$n_y = S_y / \left[\left(\frac{32 K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ecuación 23

Dónde:

n_f : Factor de seguridad de falla por fatiga.

n_y : Factor de seguridad de falla por fluencia.

d : Diámetro del árbol en el punto de concentración del esfuerzo.

S_y : Esfuerzo de fluencia del material.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga corregido.

K_f : Factor efectivo de concentración del esfuerzo por flexión.

K_{fs} : Factor efectivo de concentración del esfuerzo por torsión.

M_a, M_m : Momentos flexionantes alternantes y medios respectivamente.

T_a, T_m : Pares de torsión alternantes y medios respectivamente

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga para un periodo superior a los 10^6 ciclos es preciso utilizar la siguiente expresión matemática:

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

Ecuación 24

Donde:

$K_a = a S_{ut}^b$: es el factor de superficie que depende de la calidad del acabado superficial de la parte. Los parámetros a y b se extraen de la Tabla 6-2 de [11]. En este caso como los árboles son maquinados y con una resistencia última de 640 Mpa se obtiene que el factor superficial para todos los árboles de este equipo es **$K_a = 0,81$** .

K_b : es el factor de corrección debido al tamaño del árbol. Este factor varía dependiendo del diámetro del árbol que estemos evaluando. La ecuación para determinarlo es la siguiente:

$$K_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107}, & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157}, & 51 < d \leq 254mm \end{cases} \quad \text{Ecuación 25}$$

K_c : es el factor de carga que en este caso equivale a 1 cuando trabajamos usando el esfuerzo efectivo de Von Misses.

K_d : es el factor de temperatura, que equivale a 1 a temperatura ambiente.

K_e : es el factor de confiabilidad que equivale 0,897 cuando la confiabilidad es del 90% (ver Tabla 6-5 de [11])

K_f : es el factor de efectos varios que para este caso se tomará como 1.

S'_e : es el límite de resistencia a la fatiga que se puede determinar con la $S'_e =$
 $\begin{cases} 0,5S_{ut}, & S_{ut} \leq 1400 MPa \\ 700, & S_{ut} > 1400 MPa \end{cases}$ Ecuación 26, en
este caso $S'_e = 320 MPa$ para todos los árboles.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut}, & S_{ut} \leq 1400 MPa \\ 700, & S_{ut} > 1400 MPa \end{cases} \quad \text{Ecuación 26}$$

Los factores de concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca de las Ecuaciones 22 y 23 representan la existencia de irregularidades o discontinuidades en los árboles, estos factores varían dependiendo del punto que se esté analizando sobre la flecha, por ejemplo si se está analizando un cambio de sección, la ranura de una chaveta, la ranura de una arandela de retención, entre otros.

Las ecuaciones que gobiernan estos factores de concentración se presentan como sigue:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ ó } K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

q : es la sensibilidad a la muesca. Ver Diagrama 6-20 de [11]

K_t : es el factor geométrico de concentración de esfuerzo por flexión.

K_{ts} : es el factor geométrico de concentración de esfuerzo por torsión.

Los valores de los factores geométricos de concentración del esfuerzo se obtienen a partir de gráficas en función de la geometría del concentrador [14].

Por otro lado, aparte de evaluar el desempeño de los árboles por resistencia, es indispensable evaluarlos por rigidez. Para esto en la Ilustración 6 se presentan las

deformaciones admisibles debidas a la flexión y torsión para distintas aplicaciones de los árboles [15].

El análisis de los árboles se realizó para el caso en el que el equipo se encuentra en el periodo de laminación de una probeta y para el caso intermitente donde el torque varía cuando entran y salen varias probetas.

Con todo esto se presentará a continuación los resultados de diseño de cada árbol de transmisión.

Deformación		Aplicación	Deformación permisible*
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$, donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	φ	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05 \text{ rad}$
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006 \text{ rad/m}$
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175 \text{ rad/m}$
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009 \text{ rad/m}$
		Árboles de cardanes de vehículos ($d = 30...50 \text{ mm}$)	$[\theta/L] = 0.005...0.007 \text{ rad/m}$

Ilustración 6 Deformaciones permisibles en árboles. Fuente [15]

2.1.5.1 ÁRBOL SUPERIOR O PRINCIPAL

La flecha presentada en la Ilustración 5; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** literal b) corresponde al árbol principal o superior de la caja de engranajes de la Sección 2. Este recibe todo el torque proveniente del sistema motor-reductor y lo reparte por medio de los engranajes helicoidales hacia los rodillos de laminación, en partes teóricamente iguales.

Las cargas sobre el árbol se obtienen de acuerdo al diagrama de cuerpo libre presentado en la Ilustración 5 y del inciso anterior de los engranajes helicoidales como sigue:

$$R_x = W_a; R_y = W_t; R_z = W_r + W_p;$$

$$T = 1313,03 \text{ Nm}; T_1 = T_2 = 656,51 \text{ Nm}; T_3 = 175,9 \text{ Nm}$$

Donde $W_p = 45 \text{ N}$ equivale al peso del engranaje ($m_e = 4,59 \text{ kg}$), el material del engranaje tiene una densidad de masa volumétrica de 7850 kg/m^3 . Como el peso del engranaje en comparación con las fuerzas que transmite el árbol es tan pequeño, se desprecia para los cálculos, por lo tanto $R_z = W_r$.

Los diagramas de cortante se presentan en las Ilustraciones 7 y 8. Los diagramas de momento flector se presentan en las Ilustraciones 9 y 10. Los diagramas indican que los valores de las reacciones en los puntos A y B que corresponde a los rodamientos del árbol superior, mostrado en la Ilustración 5 son:

$$A_y = B_y = 1,96 \text{ kN}; A_z = 6,47 \text{ kN}; B_z = 3,94 \text{ kN}; A_x = 2,79 \text{ kN}$$

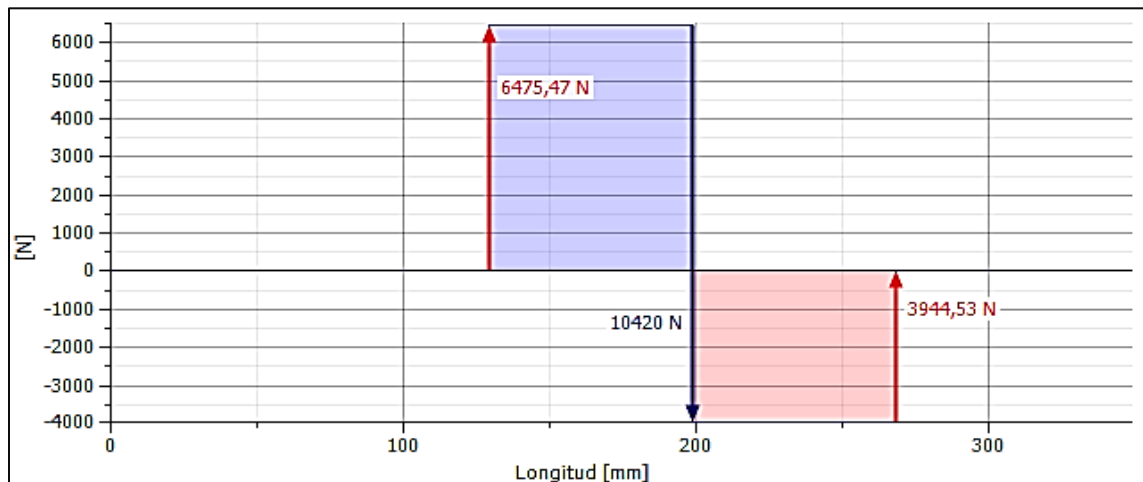


Ilustración 7 Diagrama de fuerzas cortantes del árbol superior en el plano ZX

El valor de A_x sale de la carga R_x , que son iguales al no haber más fuerzas axiales presentes en el árbol. Así la carga resultante radial para los puntos A y B es de **$A_r = 6,76 \text{ kN}$ y $B_r = 4,41 \text{ kN}$** .

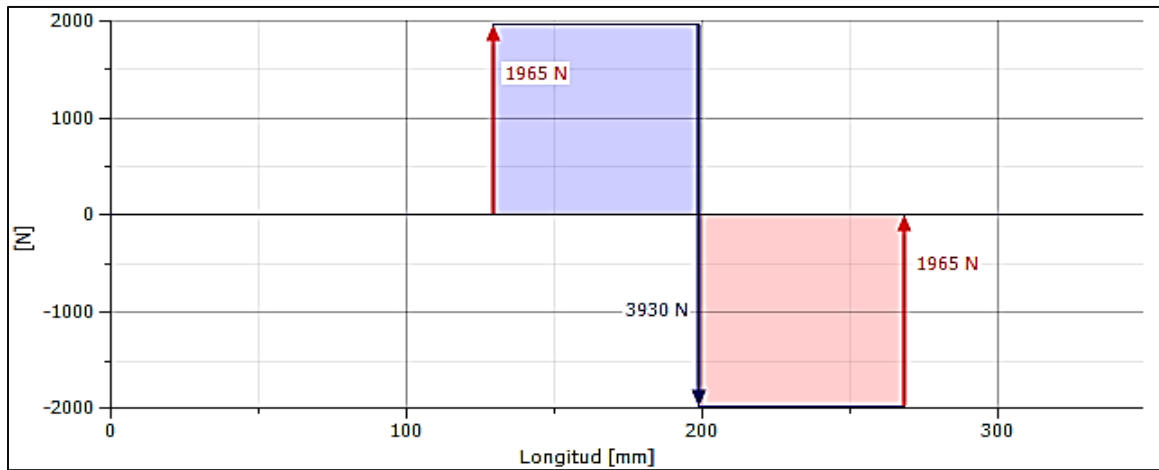


Ilustración 8 Diagrama de fuerzas cortantes en el árbol superior en el plano YX.

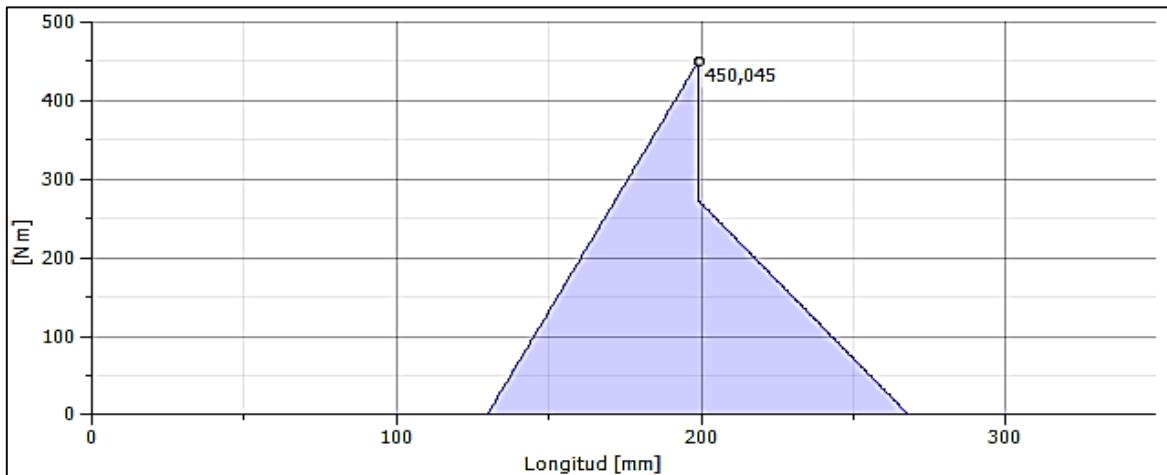


Ilustración 9 Diagrama de momento flector en el árbol superior en el plano ZX.

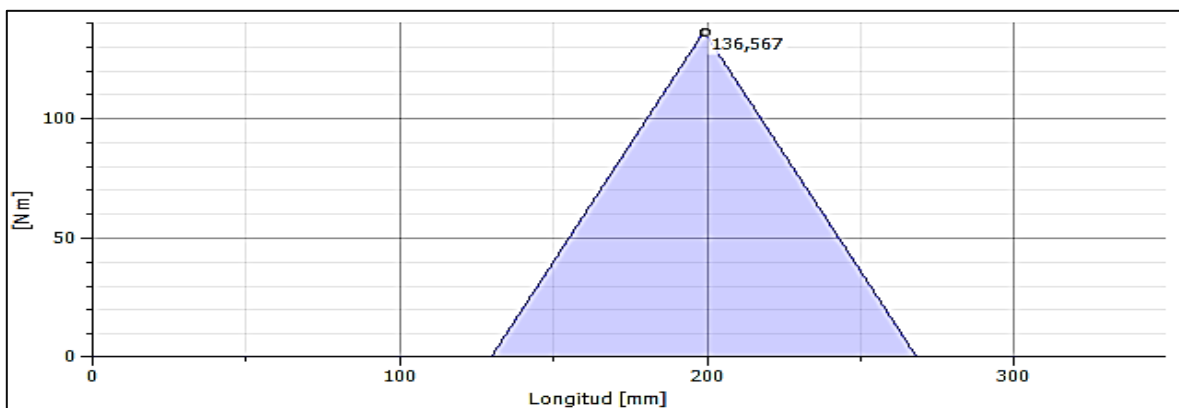


Ilustración 10 Diagrama de momento flector en el árbol superior en el plano YX.

Como se mencionó antes, el estudio de fatiga y fluencia se realizó para dos escenarios distintos que ocurren en un proceso de laminación. El primer escenario consiste en el estado de esfuerzos a los que se ve sometido el árbol en el tiempo en el que una probeta se está laminando, esto quiere decir, que en este lapso de tiempo el momento flector se comportaría como alternante mientras que el torque sería constante. El otro escenario ocurre en los estados de transición de los cambios de las probetas a laminar, donde el torque varía con cada probeta (es alternante) y el momento flector se desprecia.

El estudio en el árbol se llevó a cabo en cuatro puntos críticos que son: el hombro donde se recuesta el engranaje helicoidal, el punto donde inicia la ranura de la chaveta, el punto medio de la ranura de la chaveta que es donde el momento flector es máximo, y la ranura para la arandela de retención.

En estos puntos fue necesario determinar primero los factores de concentración del esfuerzo y de sensibilidad a la muesca, que con ayuda de Pilkey [14] dieron los siguientes resultados, ver Tabla 8.

Tabla 8 Valores de los concentradores de esfuerzos y sensibilidad a la muesca [14].

PARÁMETRO	HOMBRO	INICIO CHAVETA	MEDIO CHAVETA	RETENEDOR
q	0,80	0,75	0,75	0,75
$q_{cortante}$	0,93	0,88	0,88	0,88
K_t	1,66	2,20	2,20	2,00
K_{ts}	1,36	3,40	3,40	2,20
K_f	1,53	1,90	1,90	1,60
K_{fs}	1,33	3,11	3,11	1,78

Tabla 9 Factores de seguridad a fatiga y a fluencia de los puntos críticos del árbol superior en el escenario del momento flector alternante.

Parámetros	HOMBRO	INICIO CHAVETA	MEDIO CHAVETA	RETENEDOR
Momento flector alternante Nm	207	250	470	125
Torque medio Nm	1313	1313	656,51	656,51
Se MPa	191,43	191,43	191,43	192,76
N_{sf}	2,70	1,36	1,46	3,02
N_{sy}	3,29	1,94	3,76	3,54

Con la información del momento flector de las Ilustraciones 9-10, y las Ecuaciones 22-23, se encontró que los factores de seguridad para cada punto crítico en el árbol, tanto para fatiga N_{sf} como para fluencia N_{sy} para cada escenario son, ver Tabla 9 y Tabla 10:

Tabla 10 Factores de seguridad a fatiga y a fluencia de los puntos críticos del árbol superior en el escenario de torque alternante.

Parametros	HOMBRO	INICIO CHAVETA	MEDIO CHAVETA	RETENEDOR
Torque alternante Nm	1313	1313	656.51	656.51
Se MPa	112,94	112,94	112,94	113,73
N_{sf}	2,21	1,02	1,9	2,38
N_{sy}	3,35	1,44	2,88	3,59

Esto quiere decir que el principal problema se presenta en los estados de transición cuando entra y sale una probeta en el inicio de la chaveta, sin embargo, según el criterio de Goodman el árbol presenta vida infinita en todos sus puntos.

Para el caso de falla por velocidades críticas, se determinó por medio de la $\omega =$

$$\sqrt{F_{max} / \delta_{max} m_e} \quad \text{Ecuación 28 y}$$

de la Ilustración 11 cuál es la frecuencia natural del eje:

$$\omega = \sqrt{F_{max} / \delta_{max} m_e} \quad \text{Ecuación 28}$$

Dónde:

ω : Es la frecuencia natural máxima permitida de rotación del árbol bajo las cargas de trabajo establecidas.

F_{max} : Es la fuerza máxima radial que soporta todo el árbol sin incluir el peso de los elementos mecánicos.

δ_{max} : Es la deflexión máxima del árbol bajo el efecto de las cargas de trabajo.

m_e : Peso o masa de los elementos mecánicos sobre el árbol, en este caso masa del engranaje helicoidal.

Se tiene que para una deflexión máxima de $34,90 \mu m$ y una fuerza máxima radial de $11,14 kN$, la frecuencia natural del árbol es $\omega = 8721,5 \text{ rad/s} = 83293 \text{ rpm}$.

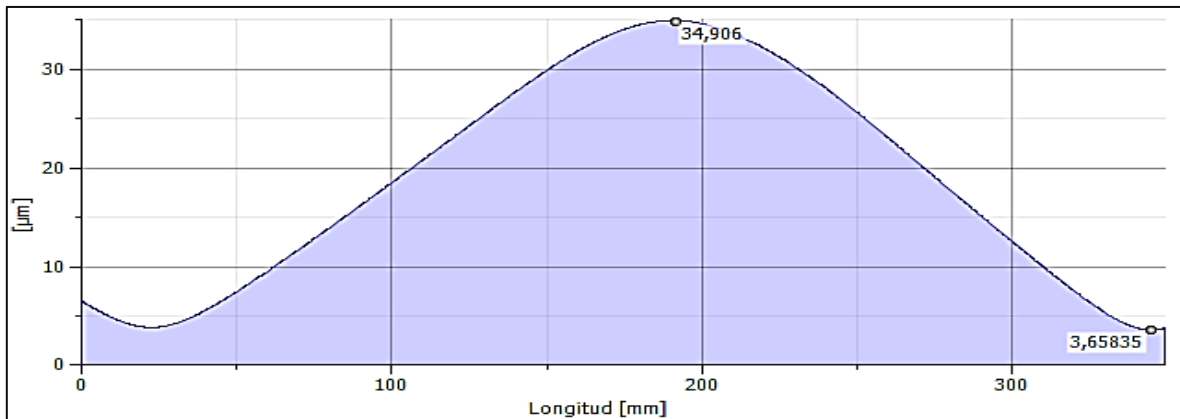


Ilustración 11 Diagrama de deflexión total del árbol superior.

Debido a que el peso del engranaje y la deflexión son bajas, el árbol no presentará problemas con la velocidad crítica del mismo girando a máximo 80 rpm. Este resultado es válido para concluir que ningún árbol de este equipo se encuentra en riesgo de fallar por velocidades críticas.

El análisis por rigidez de este árbol se aplica también para el árbol inferior por lo que se omitirá este estudio en el siguiente inciso, esto debido a que el árbol superior presenta condiciones de trabajo más exigentes y ambos son geoméricamente iguales.

Para este análisis se emplearon las Ilustraciones 11 y 12 con las que se encontraron las deflexiones y los ángulos de flexión. Por otro lado el ángulo de torsión se extrae del estudio del diseño del árbol desde el software Inventor.

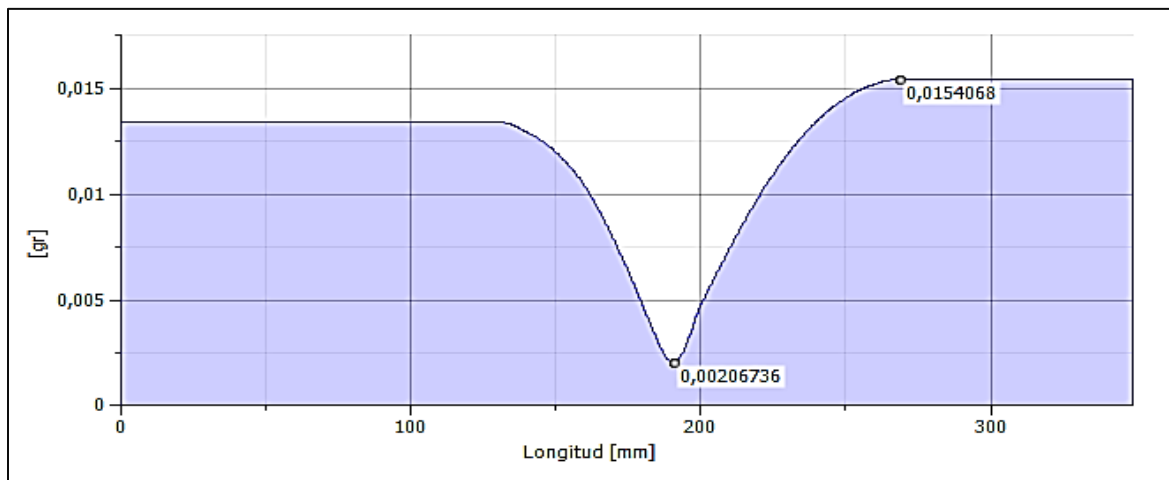


Ilustración 12 Diagrama de ángulo de flexión total del árbol superior.

Ya se tiene de la Ilustración 11 que la deflexión máxima donde se encuentra la rueda dentada es de **0,0349 mm** y en el asiento de la misma es de **0,0319 mm**. Con una distancia de separación entre los rodamientos de apoyo de 119,5 mm y un módulo de 4,5 mm para los engranajes, se tiene a partir de la Ilustración 6 que las deflexiones máximas permisibles son **0,0358 mm** y **0,045 mm**, en el punto de deflexión máxima y en el asiento del engranaje, respectivamente.

En cuanto a la deflexión angular, se extrae de la Ilustración 12 que el ángulo de flexión en el asiento del engranaje es de **0,000185 rad**, mientras que en el asiento del rodamiento de bolas es de **0,000234 rad**. De la Ilustración 6 se tiene que en estos puntos los ángulos de flexión permisible son **0,001 rad** y **0,01 rad**, respectivamente.

Por último del software Inventor se obtiene que el ángulo máximo debido a la torsión es de $0,63^\circ$ equivalente a **0,0109 rad**. La Ilustración 6 indica que este ángulo debe permanecer por debajo de **0,0027 rad** para una longitud de 300 mm bajo el efecto de la torsión.

2.1.5.2 ÁRBOL INFERIOR O SECUNDARIO

La flecha presentada en la Ilustración 5 literal c) corresponde al árbol secundario o inferior de la caja de engranajes de la *Sección 2*. Como la configuración geométrica de las cargas en este árbol es igual que la del árbol superior, los diagramas de cortante, momento flector y deflexiones son inversos. Por ende las cargas de los apoyos en los puntos C y D son:

$$C_y = D_y; A_y = B_y; C_z = B_z; D_z = A_z; D_x = A_x$$

El valor de la carga resultante radial para los puntos de los rodamientos en C y en D es **$C_r = B_r$; $D_r = A_r$** .

Las cargas sobre el árbol se obtienen de acuerdo al diagrama de cuerpo libre presentado en la Ilustración 5 y del punto anterior de los engranajes helicoidales como sigue:

$$R_x = W_a; R_y = W_t; R_z = W_r;$$

$$T_1 = T_2 = 656,51 \text{ Nm}; T_3 = 175,9 \text{ Nm}$$

Los diagramas de cortante se presentan en las Ilustraciones 13 y 14. Los diagramas de momento flector se presentan en las Ilustraciones 14 y 15. Los diagramas indican

que los valores de las reacciones en los puntos C y D que corresponde a los rodamientos del árbol inferior, mostrado en la Ilustración 5 son:

$$C_y = D_y = 1,96 \text{ kN}; C_z = 3,94 \text{ kN}; D_z = 6,47 \text{ kN}; D_x = 2,79 \text{ kN}$$

Se llevó a cabo el mismo estudio en los mismos cuatro puntos críticos del árbol anterior para los dos escenarios de esfuerzos. Los factores de concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca son los mismos que los del árbol superior, ver Tabla 8. Valores de los concentradores de esfuerzos y sensibilidad a la muesca ..

Los resultados de los factores de seguridad para cada punto crítico en el árbol, tanto para fatiga N_{sf} como para fluencia N_{sy} para cada escenario se presentan en la Tabla 11 y Tabla 12.

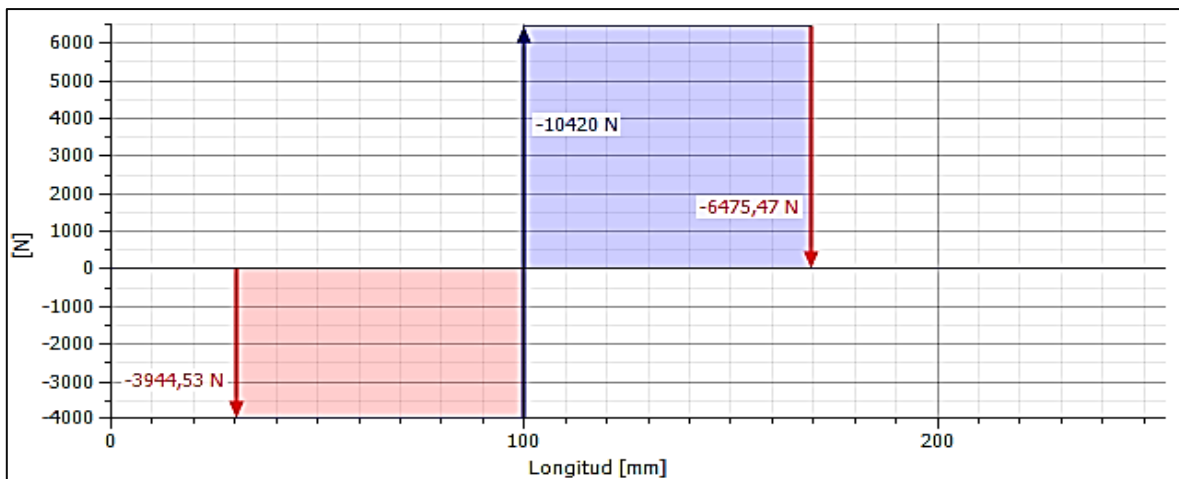


Ilustración 13 Diagrama de fuerzas cortantes del árbol inferior en el plano ZX

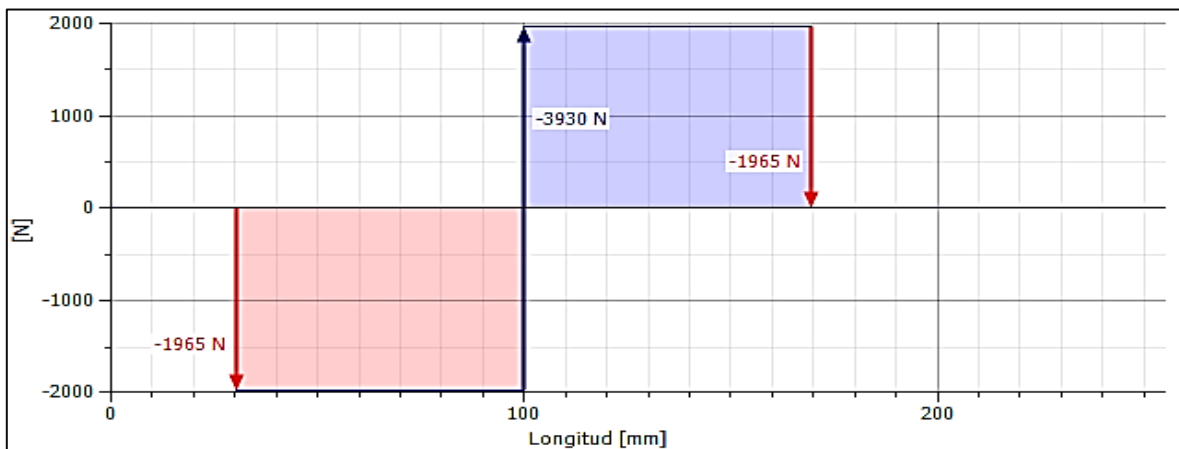


Ilustración 14 Diagrama de fuerzas cortantes en el árbol inferior en el plano YX.

La carga resultante radial para los puntos C y D es de $C_r = 4,41 \text{ kN}$ y $D_r = 6,76 \text{ kN}$.

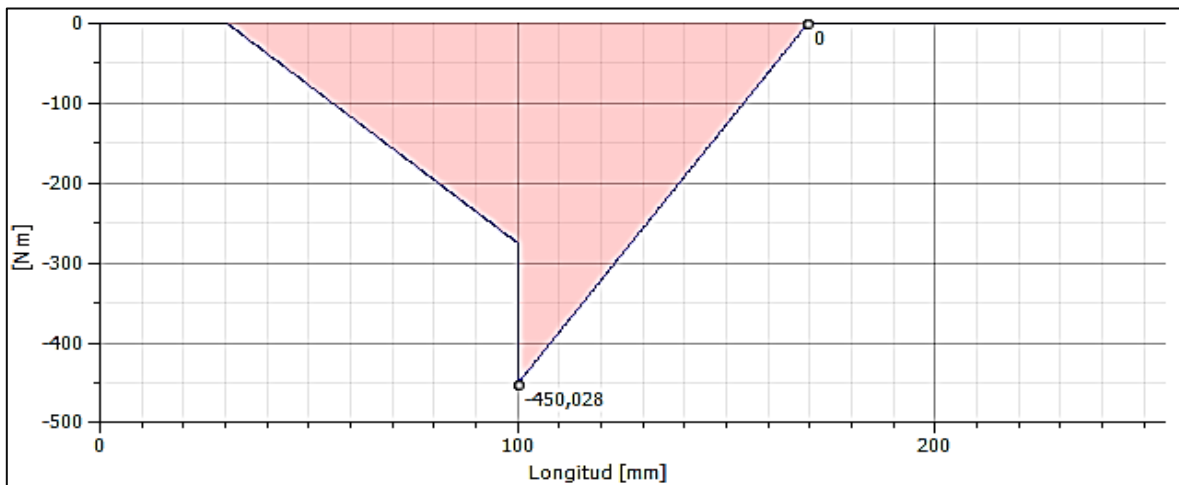


Ilustración 15 Diagrama de momento flector en el árbol inferior en el plano ZX.

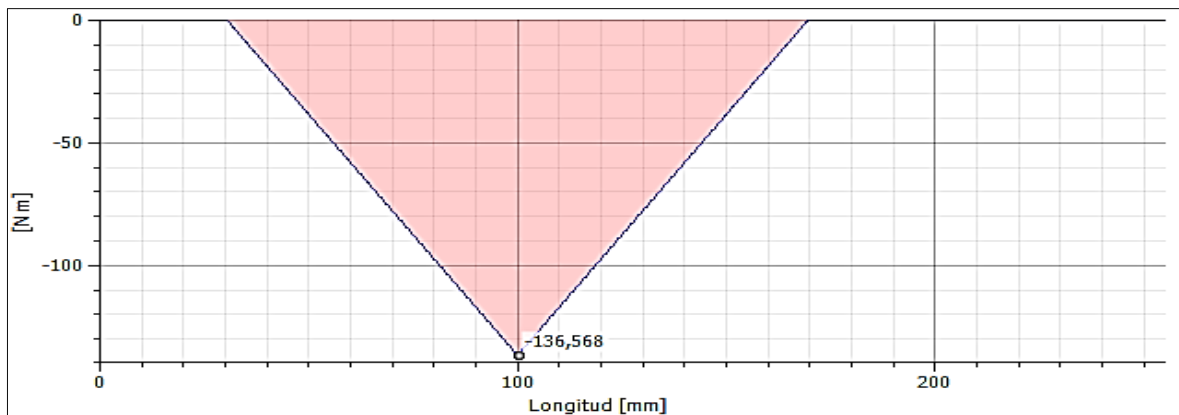


Ilustración 16 Diagrama de momento flector en el árbol inferior en el plano YX.

Tabla 11 Factores de seguridad a fatiga y a fluencia de los puntos críticos del árbol inferior en el escenario del momento flector alternante.

Parametro	HOMBRO	INICIO CHAVETA	MEDIO CHAVETA	RETENEDOR
Momento flector alternante Nm	130	154	470	334
Torque medio Nm	0	0	656,51	656,51
Se MPa	191,43	191,43	191,43	192,76
N_{sf}	25,69	7,10	1,46	1,84

N_{sy}	3,29	17,44	2,57	3,22
----------	------	-------	------	------

Tabla 12 Factores de seguridad a fatiga y a fluencia de los puntos críticos del árbol inferior en el escenario de torque alternante.

Parametro	HOMBRO	INICIO CHAVETA	MEDIO CHAVETA	RETENEDOR
Torque alternante Nm	0	0	656,51	656,51
Se MPa	No aplica	No aplica	112,94	113,73
N_{sf}	No aplica	No aplica	1,9	2,38
N_{sy}	No aplica	No aplica	2,88	3,59

Los análisis de velocidad crítica y de rigidez no fue necesario volverlos a realizar, puesto que ambos árboles de la caja de engranajes presentan geometrías similares, y se entiende que la flecha superior es el elemento crítico de esta sección.

2.1.5.3 ÁRBOL DE ACOPLA ENTRE SECCIONES

El árbol de acople entre secciones es el que conecta al árbol inferior de la Sección 2 con el rodillo inferior de la Sección 3, por medio de dos acoples flexibles en sus extremos. Este árbol solo se encuentra bajo torsión pura en un estado intermitente donde la torsión puede variar con cada probeta de laminación, por lo tanto no se presenta un diagrama de cuerpo libre como tal.

Si se presta atención al plano del elemento en los Anexos, se puede apreciar que el árbol presenta un único punto crítico en el hombro donde reposa el acople, este es un cambio de sección que pasa de un diámetro de 35 a uno de 38 mm.

El torque máximo, es de $T_2 = 656,51$ Nm. El radio del empalme es de 3 mm según el plano, pero en la manufactura puede que sea menor así que se considera como 2 mm. Esto proporciona un factor de sensibilidad a la muesca por cortante de 0,9 y un factor de concentración del esfuerzo por cortante K_{ts} de 1,4 [14], lo que produce que el factor de concentración del esfuerzo por fatiga K_{fs} sea de 1,36.

Con los datos del párrafo anterior se obtiene el esfuerzo cortante alternante y medio que es de **55,53 MPa**. La resistencia a la fatiga aplicando los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga es **Se = 68,93 MPa**. Con esto se obtuvo que el

factor de seguridad a fatiga torsional, aplicando el criterio de Goodman Modificado es **1,07**, y el factor de seguridad a al fluencia es **2,44**.

En cuanto al ángulo de flexión debido a la torsión, se tiene que bajo el torque transmitido el árbol se gira **0,016 rad**. De la Ilustración 6 se tiene que el ángulo permisible es de **0,00351 rad** para una longitud de 390 mm.

Sobre este árbol se planea instalar las galgas extensiométricas para montar el sistema de medición del torque transmitido.

2.1.5.4 MECANISMO CARDÁN

Las juntas universales o cardánicas son elementos de acople entre dos árboles que permiten una desalineación angular considerable. Constan de una cruceta que transmite el movimiento rotatorio permitiendo una variación angular entre los planos transversales de los árboles, este es el principal elemento de este tipo de acoples [16].

Debido a que el cambio de altura de los rodillos de laminación implica un cambio de longitud del árbol que conecta a las juntas cardánicas, es necesario que este árbol sea compuesto por un juego de flechas macho-hembra, donde el macho hace referencia a un árbol hexagonal macizo que se guía o desliza dentro de un árbol tubular hexagonal interno “hembra”, así se asegura que la transmisión de potencia no se vea alterada incluso al cambiar la longitud del acoplamiento.

Las juntas cardánicas que se usaron en este equipo están especificadas para un torque máximo de 1730 Nm lo que brindaría un buen desempeño bajo el torque máximo al que se someterá el equipo.

Este mecanismo se analizó de dos formas, primero se estudió el efecto de la fuerza axial en las juntas universales debido a la fricción en las misma operando en el ángulo máximo de trabajo, segundo se estudió al árbol hembra y al árbol macho acoplados por medio del método de los elementos finitos para un caso de torsión pura con lo que se determinó el esfuerzo efectivo de Von Misses y el ángulo de flexión debido a la torsión, finalmente se calculó el factor de seguridad a la fatiga y a fluencia para el punto crítico del estudio.

El mecanismo presenta una configuración similar al de la Ilustración 17. La longitud L cuando el sistema se encuentra en un ángulo α_1 igual a 0 es de 550 mm. T_2 es el torque que proviene de la caja de engranajes igual a 656,51 Nm. El desplazamiento

vertical que hace la junta O_2 es de máximo 30 mm, lo que conlleva a que el ángulo máximo de trabajo α_1 sea de **3,12°**. La fuerza F_T es el resultado del efecto de la fricción sobre las juntas cardánicas que toma lugar en el árbol intermedio debida al torque transmitido, es por esto que el torque T_2 no se conserva en todo el mecanismo. El ángulo φ_1 representa la posición del tenedor del cardán que se puede apreciar mejor en la Ilustración 18.

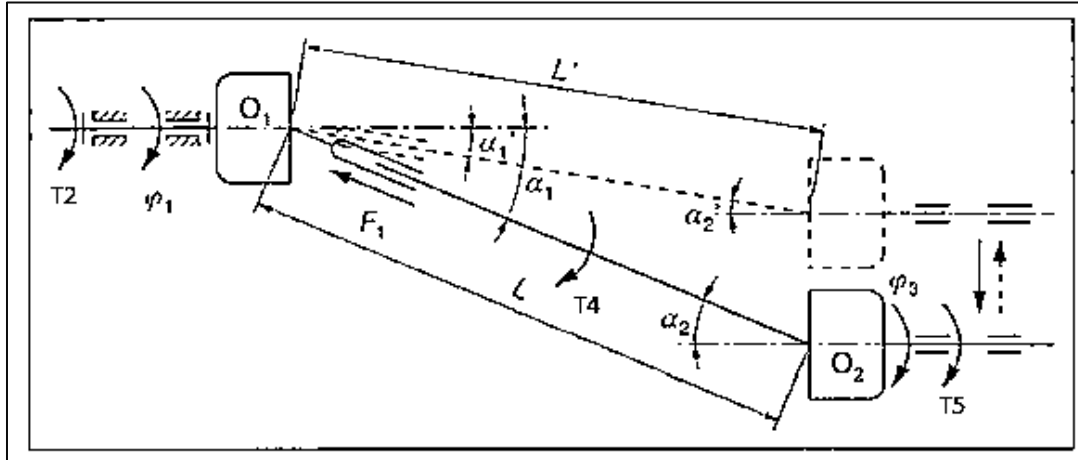


Ilustración 17 Esquema de fuerzas del mecanismo cardán. Adaptada de [17]

Se considera que la fuerza de fricción es mínima cuando el ángulo de la posición del tenedor del cardán φ_1 es 0° y máxima cuando equivale a 90° . Por otro lado la fuerza F_{Ta} de la Ilustración 18 es la fuerza axial resultante que estamos buscando.

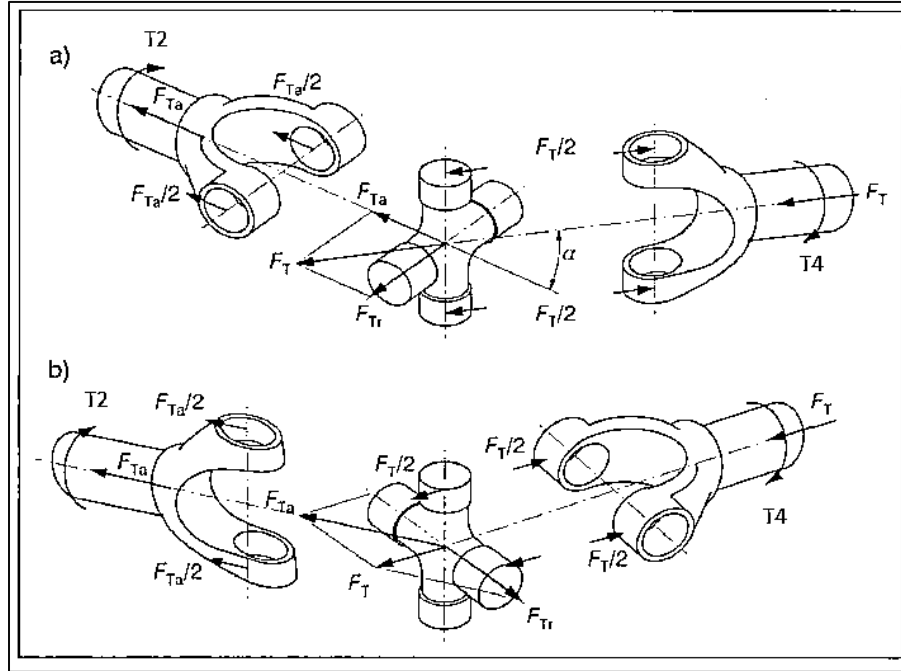


Ilustración 18 Presentación de las fuerzas en los elementos del cardán bajo el efecto de la fricción cuando varía la posición del tenedor, a) $\phi_1=0^\circ$, b) $\phi_1=90^\circ$. Adaptada de [17]

Las Ecuaciones 29-30-31 relacionan las fuerzas de fricción con los torques y ángulos del mecanismo cardán [17].

$$F_T = \pm \mu \frac{2T_4}{d_{sr}} = \pm \frac{2\mu}{d_{sr}} T_2 \frac{1 - (\sin \alpha_1)^2 (\cos \phi_1)^2}{\cos \alpha_1} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$F_{Ta} = F_T \cos \alpha_1 \quad \text{Ecuación 30}$$

$$F_{Tr} = F_T \sin \alpha_1 \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

F_T : Fuerza de fricción sobre la junta.

μ : Coeficiente de fricción en la junta.

d_{sr} : Diámetro de la junta.

F_{Ta} : Componente axial de la fuerza de fricción sobre la junta.

F_{Tr} : Componente radial de la fuerza de fricción sobre la junta.

Habiendo definido al ángulo α_1 máximo como $3,12^\circ$ se obtuvo valores para el $\sin(\alpha_1)$ y $\cos(\alpha_1)$ de 0,054 y 0,998, respectivamente. Se entiende que el ángulo es tan pequeño que las variaciones del torque y la velocidad no serán significativas.

Por otro lado teniendo un diámetro de la junta de 25 mm y asumiendo un coeficiente de fricción de 0,1 se obtuvo que el valor de la fuerza debida a la fricción es de **5,26 kN** que resulta siendo similar a la fuerza axial F_{Ta} . Esta carga axial se le atribuirá a los rodamientos tanto del árbol superior de la caja de engranajes como a los del rodillo superior.

El estudio del acoplamiento de los árboles hembra y macho se presenta en la Ilustración 19 donde se observa que el factor de seguridad mínimo a fluencia estática es de **1,60**, bajo un esfuerzo de **292,86 MPa**.

El ángulo de flexión debido a la torsión, es mayor en el eje hexagonal macho y equivale a **0,0179 rad**. Según la Ilustración 6 este ángulo no debería superar los **0,0018 rad**.

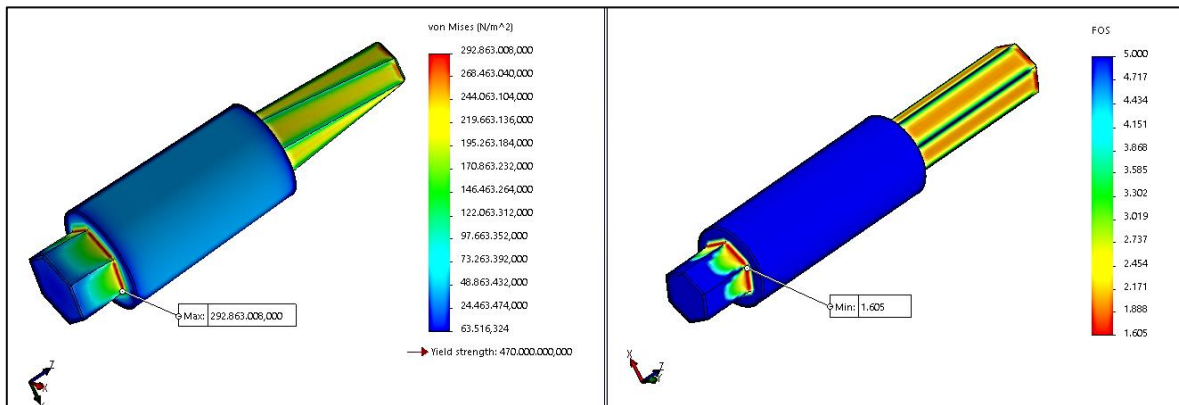


Ilustración 19 Resultado del estudio con elementos finitos del árbol hembra.

El punto crítico del mecanismo corresponde al cambio de sección del árbol hembra donde se presenta un concentrador de esfuerzos torsional equivalente a 1,65 [14]. Se tiene que en este punto la resistencia a la fatiga S_e vale 116,83 MPa. Empleando el criterio de Goodman se obtuvo que el factor de seguridad a fatiga es **0,67**, lo que indica que el mecanismo cardán tendrá una vida de **10^5** ciclos de laminación, es decir, 100 mil laminadas. Estimando que en un año se utilice el equipo 6 meses, en un mes 15 días, en un día 3 horas y en una hora se realicen 15 laminadas, se obtiene que este mecanismo cardán tendrá una vida útil de mínimo **3 años** trabajando al torque máximo en cada laminada.

2.1.6 ACOPLER DE TRANSMISIÓN

Con el propósito de transmitir potencia entre dos árboles, preferiblemente colineales, se emplean acoplamientos que conservan en todo momento la velocidad y el torque transmitido de un árbol a otro [16].

Los acoples al igual que los tornillos, los rodamientos y demás, son componentes mecánicos que se encuentran ya estandarizados comercialmente. Por esto, en la selección de los acoples, se recurrió a los catálogos de los fabricantes teniendo definidos los requerimientos de torque y dimensiones de los árboles donde se instalarán.

En el diseño base se seleccionaron acoplamientos flexibles de quijadas de goma, popularmente conocidos como “tipo araña o estrella”. Ver Ilustración 20.

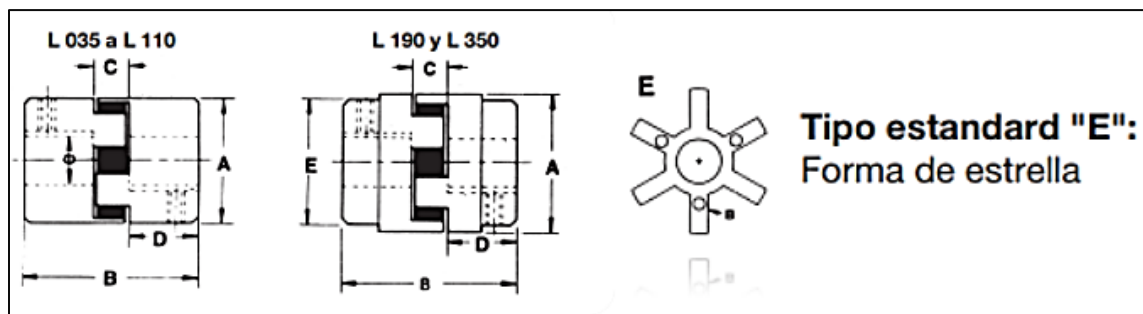


Ilustración 20 Acople flexible de quijada de goma de elastómero con forma de estrella.

Estos poseen quijadas protuberantes que se superponen y conectan por medio de un elemento elastómero o algún material blando [16]. Permiten así absorber una desalineación pequeña entre los árboles, aunque el deterioro del elemento elastómero conduce a juegos no deseables con el paso del tiempo.

En la Ilustración 21 se presentan varios modelos de este tipo de acoples para diferentes configuraciones dimensionales y diferentes requerimientos de torque.

El acople que conecte a la *Sección 1* con la *Sección 2* definido como “Acople Mayor” debe permitir un diámetro del agujero de 60 mm y soportar un torque de 1313 Nm. Los acoples que conectan a las secciones 2 y 3 definidos como “Acoples Menores” deben permitir un diámetro del agujero de 35 mm y soportar un torque de 656,51 Nm. De la Ilustración 21 se extrae que para estos requerimientos, el acople mayor y los acoples menores deben ser del tipo L. 276 y L. 225, respectivamente. Ambos acoples fabricados en fundición con un elastómero H (Hytrel).

CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES EN MM							PAR NOMINAL Nm		
Tipo	A	OD	B	D	E	Máx. agujero	E + A	U	H
							NBR	URETANO	HYTREL
L. 035	15,9	-	20,6	6,7	15,9	10	0,46	0,60	1
L. 050	27,4	-	43,6	15,9	27,4	16	4	6	11
L. 070	34,5	-	50,8	19,1	34,5	19	6	8	14
L. 075	44,5	-	54,0	20,6	44,5	24	12	15	27
L. 090	53,6	65	54,0	20,6	53,6	25	20	32	47
L. 095	53,6	65	63,5	25,4	53,6	28	26	32	64
L. 100	64,3	78	89,0	34,9	64,3	35	47	70	141
L. 110	84,1	96	108,0	42,9	84,1	42	89	134	256
L. 150	95,3	111	114,3	44,4	95,3	48	141	212	405
L. 190	114,3	129	123,8	49,2	101,6	55	190	285	512
L. 225	127,0	142	136,5	55,6	108,0	65	265	398	768
L. 276	-	173	200	80	127	75	532	798 (E)	1330 (QF)
L. 295	-	253	238	95	162	95	1279	1919 (E)	3197 (QF)

Ilustración 21 Características y dimensiones de varios tipos de acoples tipo estrella para diferentes requerimientos de torque, dimensiones geométricas y elastómeros.

2.1.6.1 COPAS DE ACOPLA

Las copas de acople son los elementos mecánicos que transmitirán la potencia proveniente de los árboles de la caja de engranajes a los rodillos de laminación. Estos deben ser capaces de soportar el torque $T1$ y presentar factores de seguridad superiores a 1,56 a fluencia y a 1 a fatiga torsional (deseando que la pieza presente vida infinita).

El material del que están fabricadas estas copas es AISI 4140 y sus características geométricas están esquematizadas en los planos de los anexos.

La distribución de carga de estos elementos es similar a la de los acoples; la pieza se encuentra en un estado de torsión pura que es intermitente. Los resultados del estudio por medio de los elementos finitos para determinar el esfuerzo de Von mises y el factor de seguridad a fluencia, se presentan en la Ilustración 22.

Los resultados indican que los puntos críticos de este elemento son las esquinas del tramo hexagonal de la copa. Este tramo es el que empata con los acoples flexibles y con las juntas cardánicas, no obstante, la simulación dice que el factor de seguridad mínimo de esta pieza bajo el torque de 656,51 Nm es de **4,87** a la fluencia, con un esfuerzo de Von Mises de 108,9 MPa.

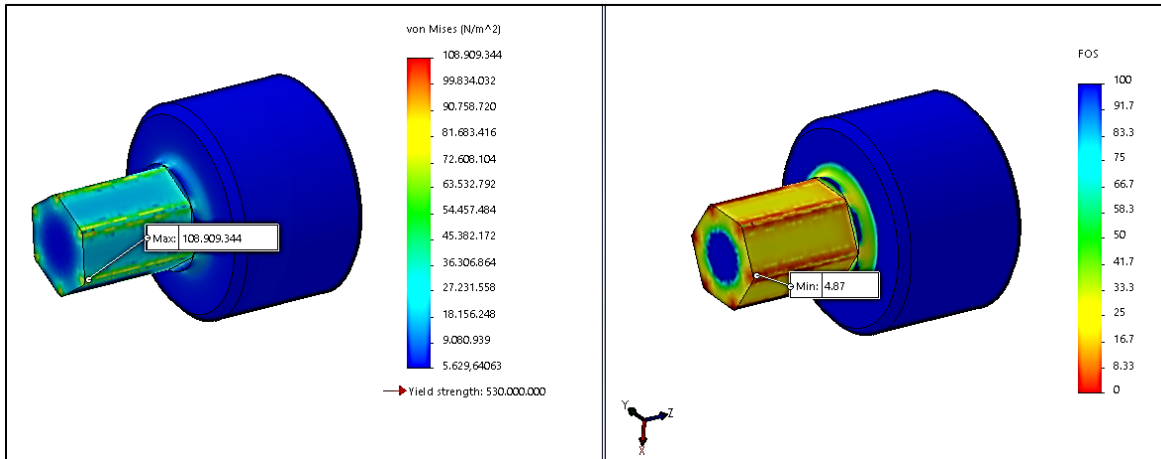


Ilustración 22 Estado de esfuerzos (izquierda) y factores de seguridad (derecha) de la copa.

Que los puntos críticos sean los filetes de la sección hexagonal indica que la copa con el paso del tiempo se puede “rodar¹⁶”. Para esto el factor de seguridad a la fatiga empleando el criterio de Goodman y con una resistencia a la fatiga de 175,64_MPa es **2,70** que indica vida infinita en el elemento.

En cuanto a la rigidez del elemento, el ángulo de flexión debido a la torsión se obtiene de Inventor como **0,0021 rad**. El valor permisible se extrae de la Ilustración 6 como **0,0009 rad** con una longitud de 100 mm.

2.2 ELEMENTOS DEL SISTEMA DRAFT

En este grupo se encuentran los tornillos de potencia que soportarán toda la carga de laminación además de posicionar el cilindro móvil, la transmisión por engranajes rectos que dará movimiento a los tornillos de potencia y finalmente los bujes retenedores que soportarán la carga proveniente de los tornillos de forma cortante y servirán como fusibles mecánicos.

2.2.1 TORNILLOS DE POTENCIA

¹⁶ Término que se utiliza con los tornillos o tuercas cuando estos pierden material en la superficie de trabajo y hace que las herramientas se resbalen.

En la *Sección 4* de la máquina, se encuentra un mecanismo que permite ajustar la separación entre los rodillos para establecer el espesor final deseado de la chapa a laminar, este es el anteriormente llamado Sistema Draft.

El sistema Draft se compone de varios elementos donde los principales componentes mecánicos son los tornillos de potencia. Estos aparte de ubicar con precisión al rodillo de laminación superior o móvil, son los encargados de soportar la carga neta de laminación y de evitar un desajuste del espesor final de la chapa mientras se lamina.

La configuración de los tornillos de potencia del diseño base presenta 2 tornillos de potencia de 24 mm de diámetro y 1 tornillo de 48 mm, ambos rosca cuadrada de 2,5 mm de paso. El material de los tornillos es acero AISI 4140 (Ver Capítulo 1). En la Ilustración 23 se presenta la distribución de fuerzas de los tres tornillos de potencia soportados en la placa *draft*.

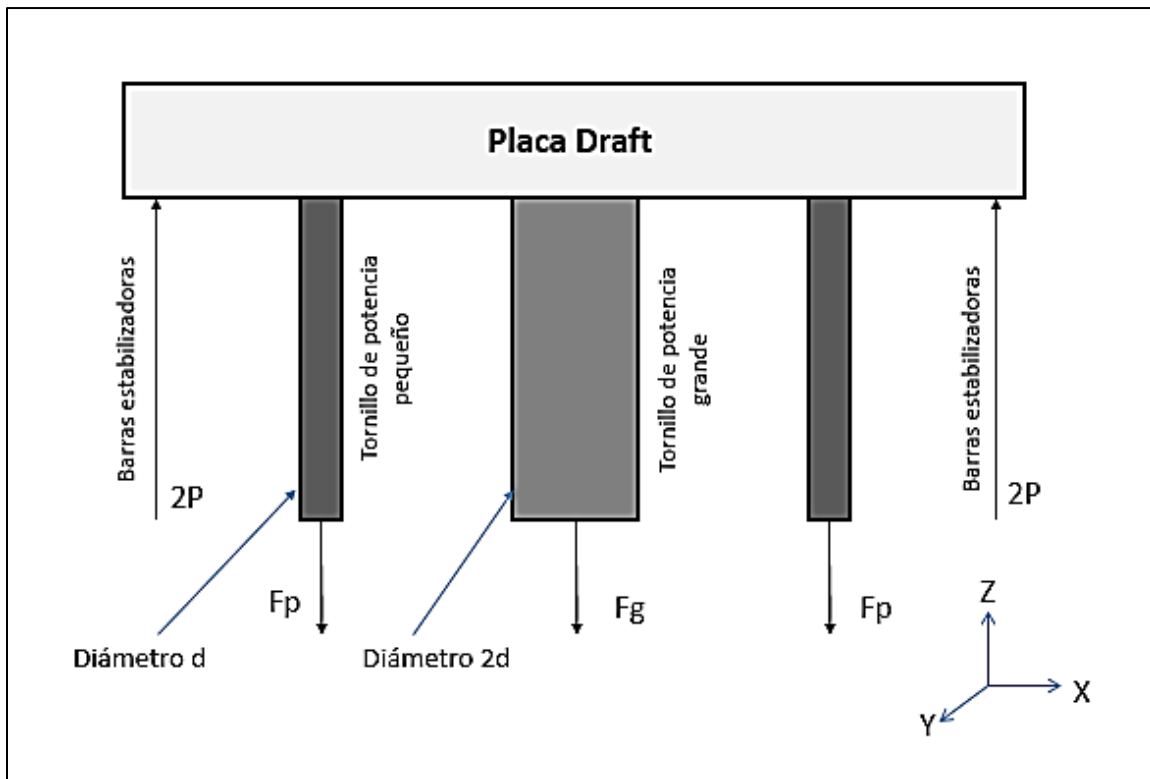


Ilustración 23 Diagrama de cuerpo libre de los tornillos de potencia con la placa draft.

Para el análisis de los tornillos de potencia ha de tenerse en cuenta varias cosas: el análisis de la resistencia del material bajo los esfuerzos de von Mises en la raíz y en el centro de la rosca, el esfuerzo por aplastamiento generado en la espira y la condición de autobloqueo del tornillo para que cuando la carga de laminación esté

aplicada, no se deslice el tornillo ni se desajuste la separación entre los rodillos de laminación.

Para obtener el esfuerzo efectivo de Von Misses con el que se encontraron los factores de seguridad para los distintos estados de esfuerzos, se empleó la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}{2}} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

$\sigma_x, \sigma_z, \sigma_y$: Esfuerzos de flexión en la raíz de la rosca y esfuerzo axial de tensión debido a la carga.

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$: Esfuerzos cortantes nominales debido a la torsión y a las fuerzas de corte en el cuerpo del tornillo.

Los arreglos de los esfuerzos normales y cortantes ortogonales se presentan para la raíz de la rosca en la Ecuación 33 y para el centro de la rosca en la Ecuación 34.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 6F / \pi d_r n_t P & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= 0 \\ \sigma_z &= 4F / \pi d_r^2 & \tau_{zx} &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

d_r : Diámetro de raíz.

n_t : Número de roscas en contacto.

P: Es el paso

F: Es la fuerza aplicada en el tornillo.

En la raíz de la rosca solo existe el esfuerzo de flexión en el plano X y el esfuerzo axial de tensión en el plano Z, no existen esfuerzos cortantes porque el tornillo no se moverá cuando la carga de laminación se encuentre aplicada.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 0 & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= 0 \\ \sigma_z &= 4F / \pi d_r^2 & \tau_{zx} &= 3F / \pi d_r P \end{aligned} \quad \text{Ecuación 34}$$

En el centro de la rosca sí aparece el esfuerzo cortante debido a la carga en la dirección axial que incluso es máximo, la fuerza de tensión sigue apareciendo.

Adicionalmente a esto, para verificar el esfuerzo de aplastamiento generado sobre la espira se emplea la Ecuación 35.

$$\sigma = \frac{2F}{\pi d_m n_t P} \quad \text{Ecuación 35}$$

Para garantizar que el tornillo sea autobloqueante, el torque necesario para descender la carga debe ser positivo, Ecuación 36.

$$T_i = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{-P + \pi f d_m}{\pi d_m + f P} \right) \quad \text{Ecuación 36}$$

Dónde:

T_i : Torque necesario para hacer descender la carga.

d_m : Diámetro medio del tornillo.

f : Coeficiente de fricción entre las roscas.

α : Angulo de estándar de la rosca ACME.

Bajo la tensión de carga las roscas del tornillo se separan y las roscas de la tuerca se juntan, adicionalmente la distribución de carga no es uniforme entre las diferentes espiras, por esto Shigley [11] concluye que la primera rosca soporta 0,38 veces la carga (para tuercas con más de 7 espiras en contacto nominal) así que el análisis se efectúa para una carga de 0,38F y una espira de contacto.

El collarín donde reposa el tornillo de potencia es un rodamiento de bolas de contacto axial por lo que se desprecia el coeficiente de fricción del collarín. El coeficiente de fricción entre las roscas del tornillo de acero y las roscas de la tuerca de bronce es de 0,15 (Ver Tabla 8-5 de [11]).

Empleando las Ecuaciones 32-33-34-35 se encontró que bajo un factor de seguridad de 1,56, el tornillo grande central es capaz de soportar una carga de **68 kN**, mientras que cada tornillo lateral pequeño puede soportar una carga de **33 kN**. Se podría suponer que en total la carga de laminación es 134 kN, pero esta suposición sería errónea debido a la distribución real de cargas sobre cada tornillo.

En la Ilustración 23, la placa *Draft* se asume como un elemento rígido para poder establecer que la deflexión de los tres tornillos es la misma y así determinar cuanta

carga se lleva el tornillo de potencia grande y cuanta carga los pequeños; esta placa se analizará en el siguiente capítulo.

La fuerza $2P$ es la carga que proviene de las barras estabilizadoras (también analizadas en el siguiente capítulo) que son dos barras por cada lado. El diámetro del tornillo grande es dos veces el diámetro de los tornillos pequeños.

Haciendo sumatoria de fuerzas en el árbol vertical y asumiendo que el desplazamiento es el mismo para los tres tornillos, se concluye que el tornillo central soporta cuatro veces la carga de cada tornillo lateral, es decir, **$F_g = 4F_p$** .

De acuerdo con la relación de cargas entre los tornillos se identifica al tornillo central como el crítico, puesto que si el tornillo central soporta máximo 68 kN, los tornillos laterales soportarán 17 kN cada uno, lo que quiere decir que la carga de laminación máxima es entonces de **102 kN**.

Por último para garantizar la condición de autobloqueo se verifica que el torque necesario para hacer descender la carga soportada sea positivo según la Ecuación 36. Se encuentra bajo estas condiciones que para los tornillos pequeños el torque de bajada T_L es de 16,32 Nm mientras que para el tornillo grande es de 80,11 Nm, lo que demuestra que el sistema es autobloqueante.

2.2.2 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES RECTOS

Los elementos que transmiten el movimiento rotacional a los tornillos de potencia para que puedan posicionar el rodillo móvil en el lugar adecuado son los engranajes rectos acoplados al volante.

Por simplicidad se mecanizaron los tres engranajes rectos de cada tornillo con el mismo módulo y con la misma cantidad de dientes, estos son: módulo 2 y 47 dientes, respectivamente. Así se podía garantizar que el paso de los tornillos pequeños y grandes podría ser igual.

El diseño por fluencia y picadura de estos engranajes se obvia de este documento, ya que estos elementos no se encuentran bajo ninguna carga considerable y solo se emplean para transmitir el movimiento rotacional a los tornillos.

Un volante acoplado al engranaje del tornillo central permite al operario desplazar verticalmente el cilindro de laminación superior.

2.2.3 BUJES RETENEDORES

Los bujes retenedores son los elementos encargados de recibir la carga de laminación proveniente de la placa *draft* y transmitirla hacia los tornillos de potencia, a través de una ranura que se mecanizó sobre el tornillo.

Los tres bujes tienen un espesor de 10 mm y están fabricados en un acero estructural AISI 1020. Es preciso en este punto del diseño, analizar dos situaciones en esta unión buje-tornillo: primero se tuvo que verificar que el buje soportará el esfuerzo cortante debido a la carga de laminación, y segundo se verificó que esta carga proporcionara un factor de seguridad aceptable por aplastamiento en la pestaña del tornillo donde se apoya el buje. Los resultados de este análisis se presentan en la Tabla 13.

Tabla 13 Análisis de la unión buje-tornillo de potencia del sistema Draft

Tornillo	Fuerza kN	A _{cortante} mm ²	A _{aplastamiento} mm ²	F.S cortante	F.S aplastamiento
Grande	68	1508	553	4,56	5,61
Pequeño	17	754	198	9,12	8,02

Quiere decir que los elementos se encuentran bien dimensionados para soportar las cargas máximas de laminación.

2.3 ELEMENTOS DE SUJECCIÓN Y ENSAMBLAJE

En este grupo se encuentran los rodamientos que soportan las cargas en los árboles, en los rodillos y el peso del sistema draft, más toda la tornillería empleada en el equipo de laminación.

2.3.1 RODAMIENTOS

Los rodamientos son mecanismos cuya función es servir de apoyo entre un elemento giratorio y su soporte, transformando el rozamiento por deslizamiento en deslizamiento por rodadura [16].

El análisis de los rodamientos se lleva a cabo para encontrar la vida útil del mismo bajo las condiciones de carga y velocidad a las que se encuentran sometidos, esta vida útil se expresa en horas bajo el parámetro L_h . Ecuación 37.

$$L_h = \frac{16666,66}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varphi \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

n : Velocidad de rotación del rodamiento en rpm.

C : Carga dinámica permisible en el rodamiento.

P : Carga dinámica equivalente.

φ : Es un exponente de vida del rodamiento que equivale a 3 para rodamiento de bolas y equivale a 10/3 para rodamiento de rodillos.

La carga dinámica equivalente es la suma entre las cargas radiales y axiales multiplicadas por factores de corrección propios de los rodamientos. No obstante para que esta carga sea distinta de la carga radial el valor de la carga axial sobre la carga radial debe superar un factor “e” propio de cada rodamiento, en caso de que este cociente no supere dicho valor se analiza el rodamiento únicamente con la carga radial.

La vida útil encontrada con cada rodamiento puede ser posteriormente comparada con la Ilustración 24 que muestra la vida útil en horas promedio de maquinaria en general [16].

Vida útil de diseño recomendada para rodamientos	
Uso	Vida útil de diseño L_{10} , h
Aparatos domésticos	1.000-2.000
Motores para aviones	1.000-4.000
Automotriz	1.500-5.000
Equipo agrícola	3.000-6.000
Elevadores, ventiladores industriales, engrantes de uso múltiple	8.000-15.000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20.000-30.000
Bombas y compresores	40.000-60.000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100.000-200.000

Ilustración 24 Vida útil de diseño recomendada para rodamientos. Adaptada de [16]

A continuación se muestran las características geométricas y propiedades mecánicas de todos los rodamientos utilizados en el equipo de laminación. Este presenta tres tipos de rodamientos distribuidos de la siguiente manera:

2.3.1.1 RODAMIENTOS DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR

Estos rodamientos son los que soportan las cargas de los árboles en la caja de engranajes. Las dimensiones del rodamiento se presentan en la Ilustración 25.

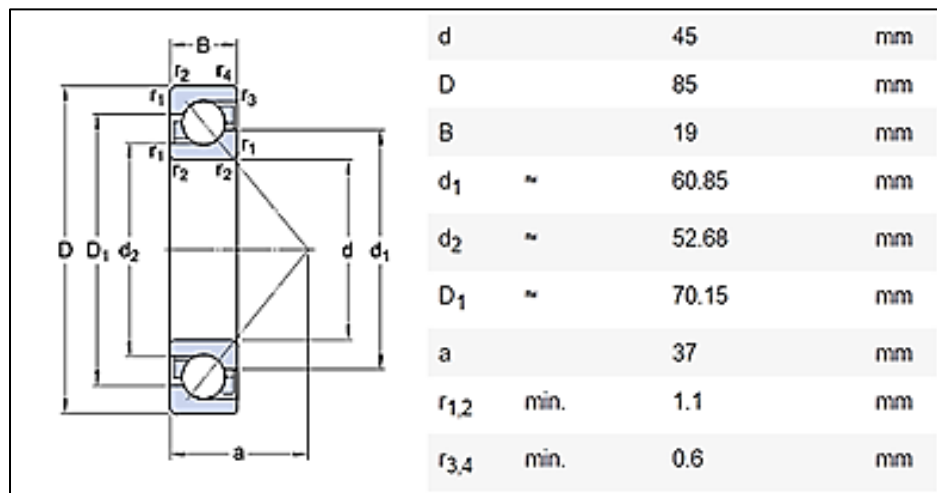


Ilustración 25 Dimensiones del rodamiento de bolas de contacto angular. Fuente: Catalogo SKF.

Las características del cojinete rodante se presentan en la Tabla 14.

Tabla 14 Propiedades mecánicas del rodamiento de bolas de contacto angular.

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Carga dinámica	C	37,7	KN
Carga estática	C_0	28	KN
Carga de fatiga	P_u	1,2	KN
Velocidad límite	n_{max}	9000	RPM
Factor radial	K_r	0,095	
Factor axial	K_a	1,4	
Factor e	e	1,14	
Fuerza radial	F_r	6,76	KN
Fuerza axial	F_a	2,79+5,26	KN
Carga dinámica equivalente	P	11,91	KN
Velocidad de giro	n_g	80	RPM
Vida analítica	L_{10h}	6603,9	horas
Vida SKF	$L_{10h} SKF$	6700	horas

Las cargas radiales F_r y axial F_a son las reacciones máximas entre los puntos A, B, C y D de la Ilustración 5. La relación $F_a/F_r = 1,19 > e = 1,14$ indica que para el cálculo de la carga dinámica equivalente P es preciso tener en cuenta el valor de la componente axial. La velocidad de rotación del rodamiento se toma como la velocidad de trabajo de 80 rpm, con lo que se obtiene al final la vida útil del rodamiento L_{10h} en horas.

El valor de L_{10h} SKF se obtuvo utilizando un software¹⁷ de rodamientos propio de la compañía SKF aplicando una lubricación con grasa inyectada cada seis meses que confirma la vida obtenida analíticamente.

2.3.1.2 RODAMIENTOS CÓNICOS DE RODILLOS

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos apareados cara a cara. Estos son los rodamientos que soportan las cargas de laminación sobre los rodillos. Las dimensiones del rodamiento se presentan en la Ilustración 26.

¹⁷ Software SKF para el cálculo de los rodamientos: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>

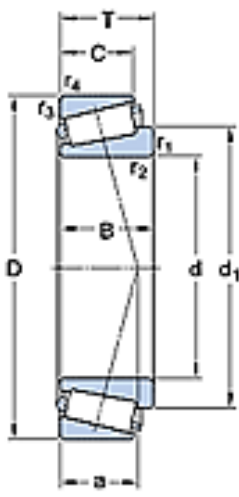
	d	55	mm
	D	90	mm
	T	27	mm
	d ₁	≈ 73.1	mm
	B	27	mm
	C	21	mm
	r _{1,2}	min. 1.5	mm
	r _{3,4}	min. 1.5	mm
	a	19	mm

Ilustración 26 Dimensiones del rodamiento cónico de rodillos. Fuente: Catalogo SKF

Las propiedades mecánicas del cojinete rodante se presentan en la Tabla 15 Tabla 14 a continuación.

Tabla 15 Propiedades mecánicas del rodamiento cónico de rodillos.

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Carga dinámica	C	104	KN
Carga estática	C ₀	137	KN
Carga de fatiga	P _u	15,3	KN
Velocidad límite	n _{max}	7000	RPM
Factor radial	K _r	1,9	
Factor axial	K _a	1,1	
Factor e	e	0,3	
Fuerza radial	F _r	25,5	KN
Fuerza axial	F _a	5,26	KN
Carga dinámica equivalente	P	25,5	KN
Velocidad de giro	n _g	80	RPM
Vida analítica	L _{10h}	22580,6	Horas
Vida SKF	L _{10h} SKF	22700	Horas

La relación $F_a/F_r = 0,2 < e = 0,3$ indica que para el cálculo de la carga dinámica equivalente P no se tiene en cuenta el valor de la carga axial y el factor radial K_r equivale a 1.

La carga radial máxima de laminado se estimó anteriormente de 102 kN, pero como son cuatro rodamientos en total los que soportan esta carga neta, la fuerza radial que asume cada rodamiento es de 25,5 kN.

La temperatura en la cual los rodamientos trabajan en óptimas condiciones no debe superar los 110°C. En la práctica se comprobó con una pistola térmica que trabajando a máxima temperatura, debido al tiempo de contacto entre los rodillos y el material a laminar, los rodillos no superaban los 40° Celcius.

2.3.1.3 RODAMIENTOS DE BOLAS DE EMPUJE AXIAL

Estos son los rodamientos encargados que soportar la carga de los tornillos de potencia, es decir, hacen de collarines con fricción casi despreciable. Las dimensiones del rodamiento se presentan en la Ilustración 27.

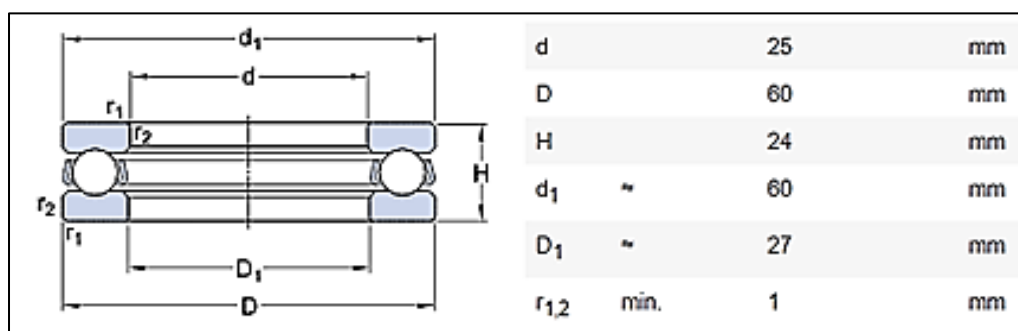


Ilustración 27 Dimensiones del rodamiento de bolas de empuje axial. Fuente: Catálogo SKF.

Para estos rodamientos no es necesario calcular una vida útil debido a la carga y a la velocidad pues no van a soportar fuerza alguna de laminación, la única función que cumplen este par de rodamientos es la de sobrellevar el peso del sistema *draft* para que sea más suave para el operario ajustar la posición de los rodillos.

2.3.2 TORNILLOS Y PERNOS

Para garantizar una unión desmontable de los elementos que componen la máquina, se emplean tornillos o pernos de sujeción, estos soportarán o evitarán la separación de los elementos conectados.

El equipo presenta muchos tornillos de sujeción, pero en este documento solo se hará énfasis en los tornillos más críticos que son, los que unen a las columnas guías con las placas de la caja de laminación. Estos van a recibir toda la carga de laminación y por consiguiente se analizarán tanto a falla por fluencia como a falla por fatiga.

Para encontrar la fuerza máxima que soporta un solo tornillo se emplea la Ecuación 38 [11]:

$$P = (S_p A_t - F_i) / Cn \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

P : Fuerza máxima que soporta un tornillo.

S_p : Resistencia mínima de prueba del tornillo según el grado del material.

A_t : Área de esfuerzo de tensión.

F_i : Fuerza de precarga en el tornillo

C : Constante de la unión pernada que involucra las rigideces del tornillo y de los materiales a unir.

n : Factor de carga que evita que el esfuerzo del perno se vuelva igual a la resistencia de prueba.

Para calcular con esta carga máxima por perno el factor de seguridad a la fatiga y a la fluencia se emplean la Ecuaciones 39 y 40, respectivamente:

$$n_f = \frac{2S_e(S_{ut}A_t - F_i)}{CP(S_{ut} + S_e)} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$n_y = \frac{S_p - \sigma_i}{2\sigma_a} \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

n_f : Factor de seguridad contra la fatiga.

n_y : Factor de seguridad contra la fluencia.

σ_i : Esfuerzo de tensión debido a la precarga en el tornillo.

σ_a : Esfuerzo alternante en el tornillo.

2.3.2.1 TORNILLOS DE LAS COLUMNAS GUÍAS

Los tornillos empleados aquí son de cabeza hexagonal de 5/8 in de diámetro y de 3 in de longitud, Grado 1¹⁸. El grado indica que la resistencia mínima de prueba S_p es de 33 kpsi y la resistencia última S_{ut} es de 60 kpsi (ver Tabla 8-9 de [11]). La resistencia a la fatiga S_e se obtiene de la Tabla 8-17 en Shigley y da 18,6 kpsi.

Por otra parte todas las características geométricas del tornillo se sacan de la Tabla 8-2 de Shigley [11], de donde se obtiene que el área de esfuerzo de tensión A_t es de 0,226 in².

Con las condiciones geométricas y de materiales de los pernos y de las placas a unir se encuentra que la constante de la unión pernada equivale a $C = 0,171$.

La precarga para conexiones no permanentes se puede obtener multiplicando 0,75 con el valor de la resistencia de prueba y con el área de esfuerzo de tensión, dando en este tipo de tornillo **$F_i = 5,59 \text{ klbf} = 24,88 \text{ kN}$** , que se logra conseguir con un torque de **78,99 Nm**. Con esta precarga se obtiene el valor del esfuerzo debido a la precarga $\sigma_i = 24,75 \text{ kpsi}$.

Considerando un factor de carga de 1,56 y empleando la Ecuación 38 se encuentra que la carga máxima permitida por un solo tornillo es de **$P = 6,98 \text{ klbf} = 31,01 \text{ kN}$** , esto quiere decir que en total los 4 tornillos utilizados en la unión soportarían juntos una carga neta de laminación de **124,22 kN**.

Para asegurarse de que los tornillos responderán bien al esfuerzo fluctuante de carga y descarga implementamos la Ecuación 39 que da un factor de seguridad a la fatiga de **3,15** según el criterio de Goodman.

Finalmente para garantizar que los tornillos no fallarán a fluencia se emplea la Ecuación 40 que como era de esperarse se obtiene 1,56 como factor de seguridad.

2.4 OTROS ELEMENTOS

¹⁸ Se definen a los tornillos como grado 1 para ser conservadores, porque no se logró determinar en su respectiva cabeza el grado real que tienen

En el grupo de los elementos restantes y variados que permiten el buen funcionamiento de la máquina tenemos: prisioneros, chavetas, tuercas, arandelas, retenedores, etc. El análisis de estos elementos no se presenta en este documento.

2.5 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- La velocidad de laminación máxima es de 26,4 m/min.
- El torque máximo permitido en la laminación es de 656,51 Nm definido por los árboles de la caja de engranajes.
- La fuerza máxima de laminación en la dirección vertical es de 102 kN definida por los tornillos de potencia del sistema *draft*.
- La mayoría de los elementos presentan vida infinita para fatiga y satisfacen correctamente el factor de seguridad a fluencia.
- El sistema que no presentan vida infinita es el mecanismo cardán. Se Estimó para este sistema una vida útil mínima de 3 años.
- Los acoples que se seleccionaron son: L. 276 y L.225 flexibles tipo estrella con elastómero Hytrel.
- Ningún árbol presenta problemas debido a velocidades críticas.
- Todos los árboles presentan problemas de rigidez cuando se trabaja con las cargas máximas de operación, en cuanto al ángulo de flexión debido a la torsión que no cumplen con las deflexiones permisibles.
- Los bujes retenedores se diseñaron para que funcionaran como fusibles mecánicos. Con un factor de seguridad al esfuerzo último de 1.
- La vida de los rodamientos satisface lo esperado para una maquinaria industrial.
- La precarga de los tornillos de la caja de laminación se debe hacer con un torque de 78,99 Nm.
- Ningún árbol satisface los requerimientos de rigidez, según el tipo de máquina, cuando estos trabajan en las condiciones máximas de operación.

3 VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Los elementos estructurales son todas las vigas, columnas y placas de la máquina que se encuentran sometidas a cargas de tensión, compresión y flexión, y que son los encargados de darle soporte a los componentes mecánicos. La mayoría de estos elementos presentan geometrías complejas imposibles de analizar por métodos analíticos, por lo que se recurre al uso de simulación con elementos finitos en el software Solidworks para los casos estáticos.

3.1 ESTRUCTURA BASE DEL LAMINADOR

La estructura base del laminador comprende un arreglo de perfiles tubulares de sección rectangular soldados que dan soporte a todos los elementos de la máquina.

La estructura completa se compone de tres marcos, el primero es el marco del motor que es móvil para garantizar la alineación, el segundo es el marco de la Sección 1 donde se soporta el anterior marco mencionado y el reductor junto con el sistema de transmisión por cadena, finalmente el tercer marco y el más grande es el que soporta el resto de secciones del equipo.

En este texto se presenta solamente la verificación de la estructura del tercer marco para la zona donde se encuentra ubicada la caja de laminación, dado que es la única zona donde los esfuerzos lo ameritan. Este marco está conformado por tubos rectangulares de 70 X 70 mm con espesor de 3 mm y de material A36. El diagrama que esquematiza las cargas y reacciones se presenta en la Ilustración 28.

Las cuatro patas extremas de la estructura son las que tienen los tornillos de fijación al suelo, mientras que las patas centrales están simplemente apoyadas en el piso. La carga de laminación se transmite a la estructura a través de las dos vigas cortas donde se instalan los tornillos de la placa inferior de la caja de laminación, esta carga neta es de 102 kN repartida entre las dos vigas.

Los puntos morados representan los nodos de cada viga y columna; el análisis por elementos finitos se simplifica de esta manera y permite que el programa efectúe más rápidamente los cálculos. El enmallado se presenta como sigue en la Ilustración 29.

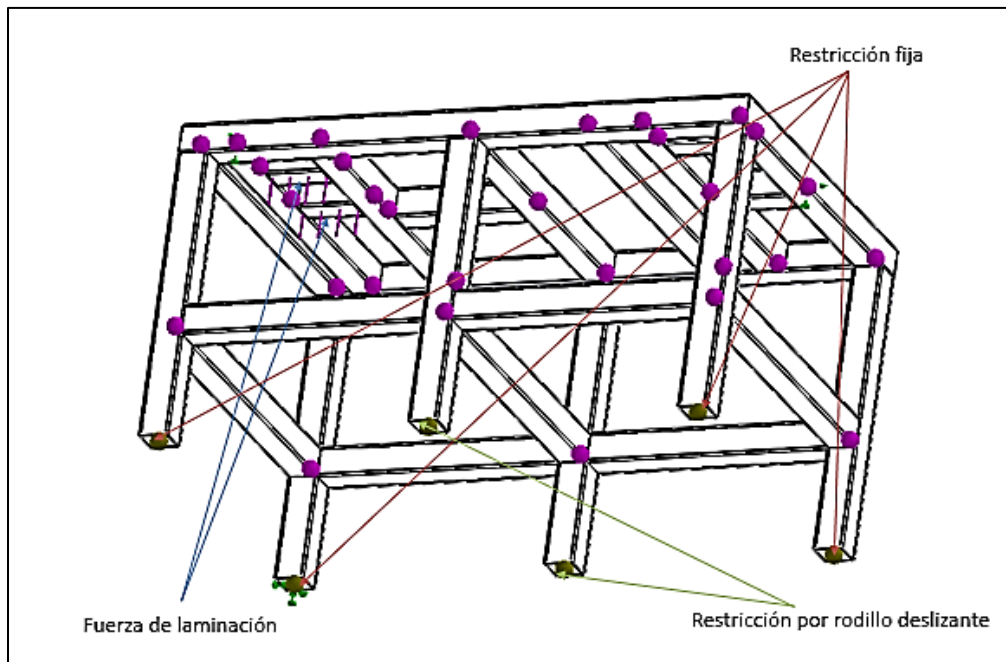


Ilustración 28 Esquema de la estructura que soporta a las secciones 2,3 y 4 del laminador, además de los equipos electrónicos.

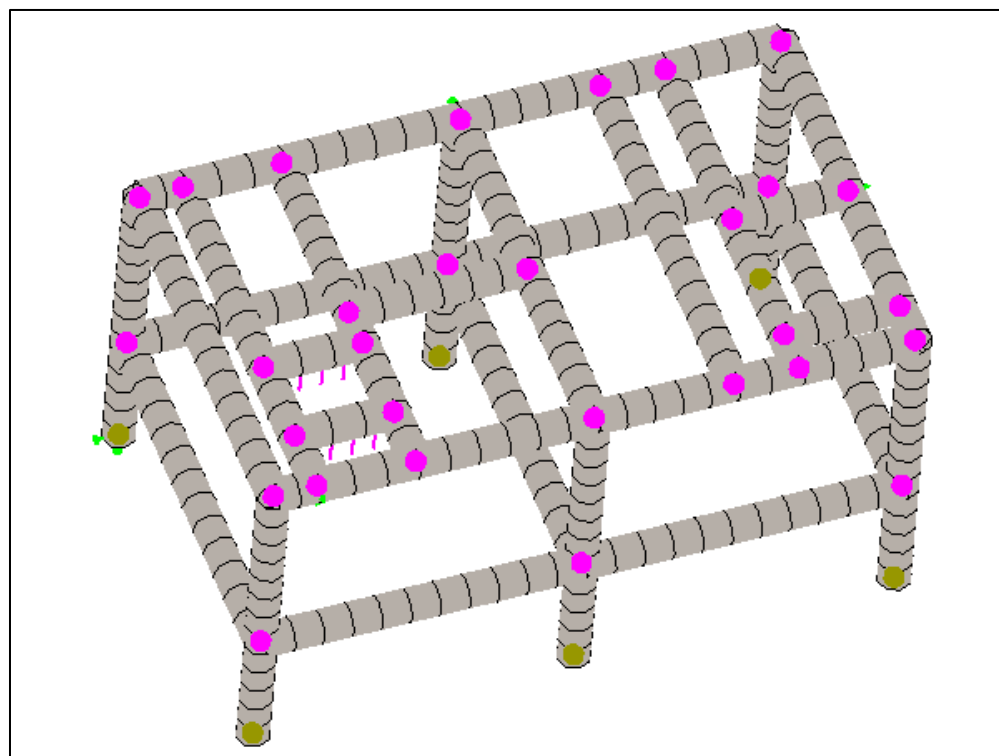


Ilustración 29 Malla realizada por el software para el estudio por elementos finitos

Finalmente se realiza la simulación que indica que en la configuración actual, la estructura colapsaría en el punto crítico en rojo que se presenta en la Ilustración 30, donde el esfuerzo de Von Misses es de **496 MPa** dando un factor de seguridad de **0,71**.

Para corregir este punto crítico se debe rigidizar la parte de la estructura de mayor esfuerzo (punto rojo en la Ilustración 30). Esto se hará soldando unos pequeños tramos de tubo en la luz que se observa entre la viga externa izquierda y la viga continua donde se encuentran las vigas cortas de soporte de la placa inferior de la caja de laminación.

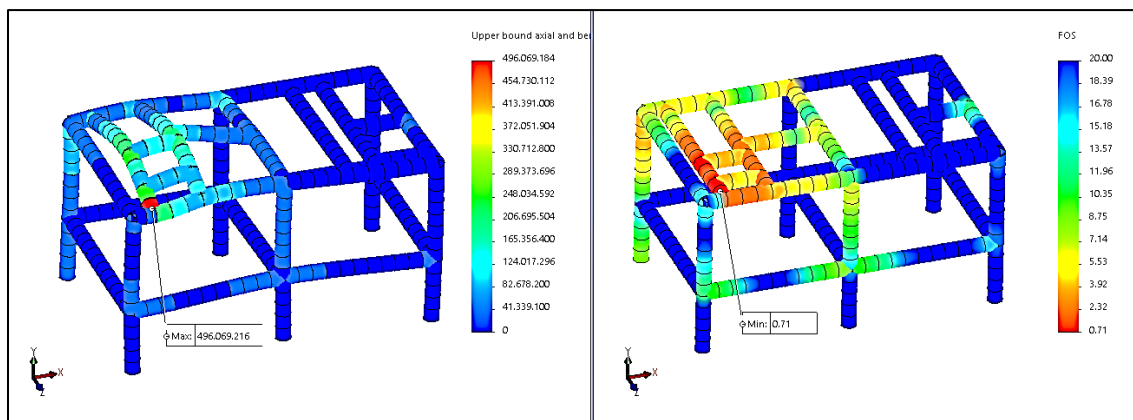


Ilustración 30 Resultado del estudio por elementos finitos de la estructura inicial.

La estructura modificada y su distribución de esfuerzos se presentan en la Ilustración 31, donde se demuestra que el esfuerzo disminuyó a **192,64 MPa** y el factor de seguridad a fluencia aumentó a **1,3**.

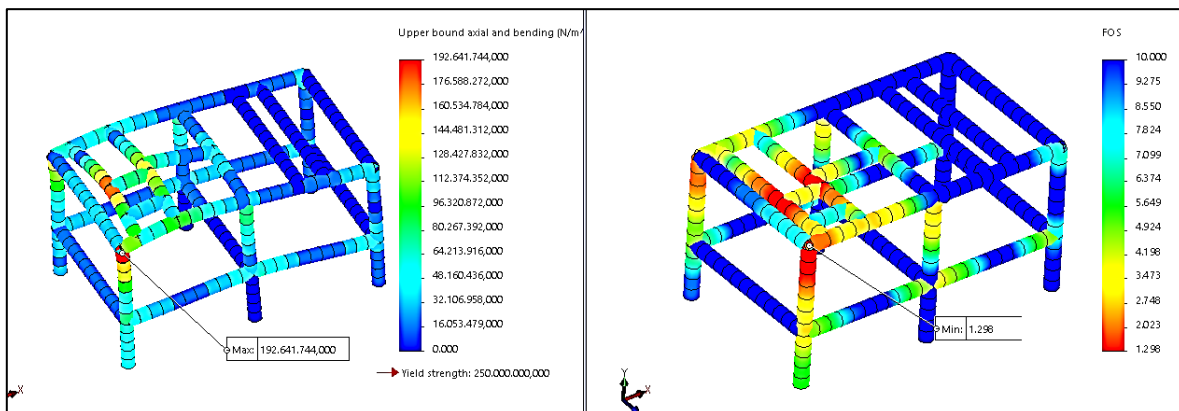


Ilustración 31 Resultado del estudio por elementos finitos de la estructura final.

3.2 ELEMENTOS DE LA CAJA DE ENGRANAJES

Los elementos de la *Sección 2* son los encargados de soportar las cargas de los árboles y de los engranajes helicoidales donde se distribuye la potencia del motor hacia los rodillos de laminación. Esta sección consta de un par de placas laterales donde se ubican los rodamientos de contacto angular (ver 2.3.1.1) y una placa superior que tapa la caja de engranajes.

El análisis de esta estructura se realiza considerando las tres placas como un elemento rígido. El diagrama de cuerpo libre se presenta en la Ilustración 32. En el diagrama se resaltan las fuerzas que ejercen los rodamientos sobre cada placa lateral, la placa superior se esquematiza como las flechas rojas superiores, estas serían la reacción de la misma. Los puntos A, B, C y D son los respectivos rodamientos, y los puntos E y F son los apoyos de las placas al bastidor.

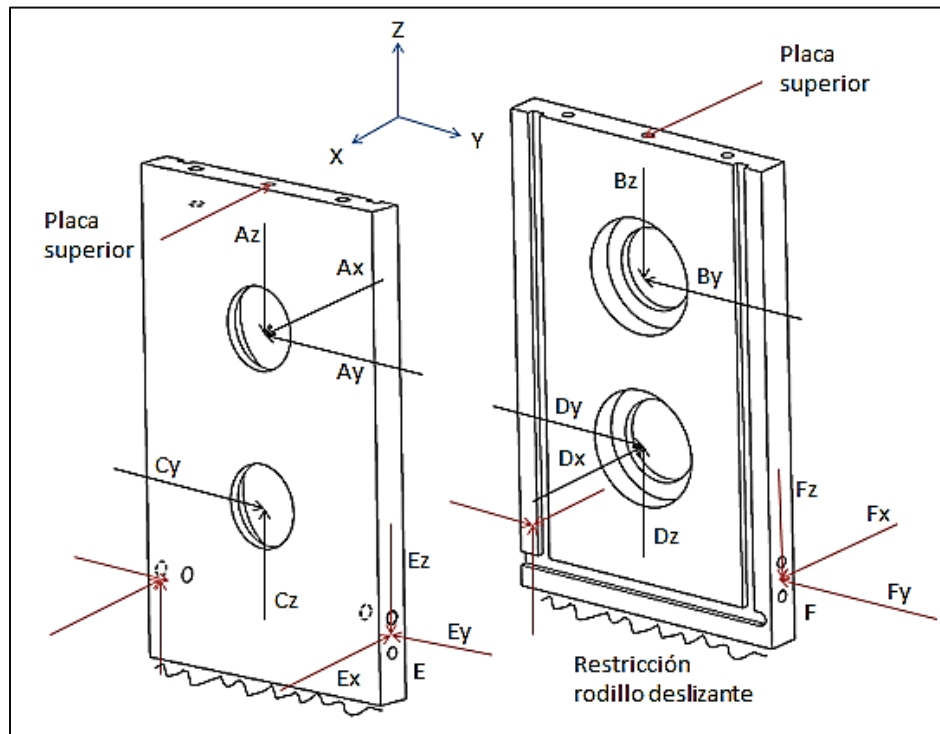


Ilustración 32 Diagrama de cuerpo libre de la estructura de soporte de la Sección 2

Para el análisis por elementos finitos los puntos E y F y sus simétricos en la parte trasera se definen como restricciones rígidas, mientras que la base de la estructura se define como restricción con rodillo deslizante. Las únicas cargas aplicadas son las de los vectores de color negro que corresponde a los rodamientos, la magnitud de estos se presentaron en el Capítulo dos, estas cargas son:

$$C_y = D_y = A_y = B_y; C_z = B_z; A_z = D_z; D_x = A_x$$

En la Ilustración 33 se comprueba que el estado de esfuerzos de la caja de engranajes es adecuado en un caso estático de cargas. El factor de seguridad más bajo es **3** y el esfuerzo de Von Mises más alto dio de **39,0 MPa**.

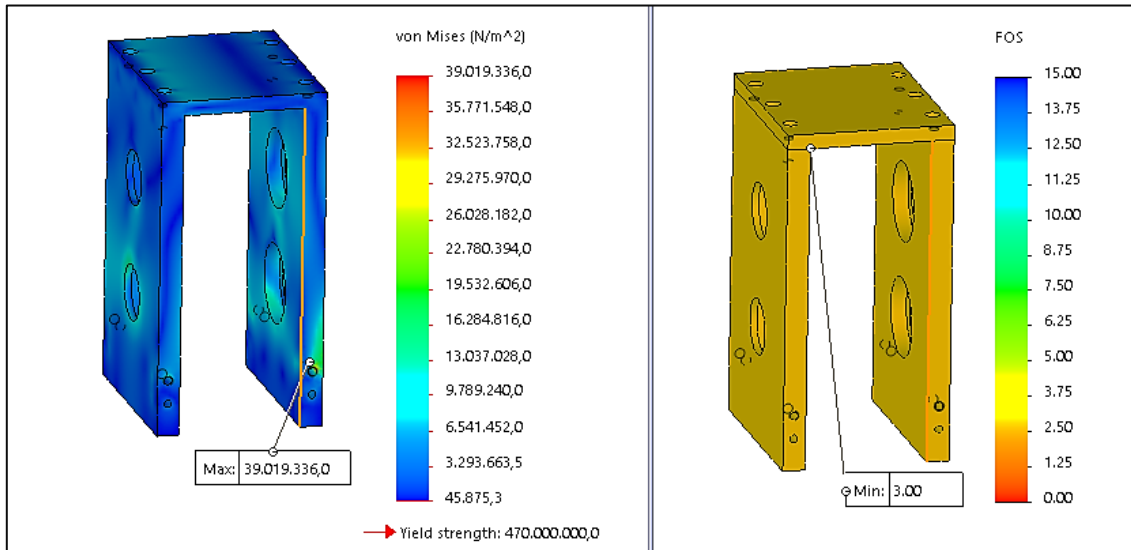


Ilustración 33 Resultados del análisis por elementos finitos de la caja de engranajes.

3.3 ELEMENTOS DE LA CAJA DE LAMINACIÓN

La caja de laminación comprende todos los elementos que soportan la carga sobre los rodillos, estos son: las columnas guías, las placas superior, inferior y de soporte de las ampuestas, y las propias ampuestas.

3.3.1 COLUMNAS GUIAS

Las columnas guías están compuestas de dos materiales unidos por tornillos; internamente presentan un bronce 8088 y el cuerpo principal es de acero AISI 1045 (ver Tabla 2). El análisis de resistencia solo se llevará a cabo asumiendo que el cuerpo de acero soporta todas las cargas existentes.

Las columnas guías cumplen tres funciones importantes, estas son: i) dar soporte a la caja de laminación y sistema *draft*, ii) servir como guía o carril para el movimiento de las ampuesas que soportan a los rodillos de laminación y iii) soportar toda la carga de laminación.

La última función es la crítica, en el estado de esfuerzos a los que se ve sometida la pieza. El análisis debe realizarse como un elemento sometido a fatiga debido a la carga y descarga de las fuerzas de laminado presentes en las columnas. La geometría de la columna se puede simplificar al de una barra con sección transversal cuadrada con concentradores de esfuerzos en los puntos donde se instalaron los tornillos.

En la Ilustración 34 literal a) se presenta el diagrama de cuerpo libre de una de estas columnas guías. La fuerza G equivale a un cuarto de la carga total de laminación que se definió en el inciso 2.2.1, es decir, **$G = 25,5 \text{ kN}$** .

Para el estudio por fatiga y fluencia del elemento en cuestión no se volverán a presentar las ecuaciones empleadas para esto, estas se pueden ver en el Capítulo 2 o directamente en el libro de Shigley [11].

Se considera la barra de sección rectangular con área transversal de $30 \times 47 \text{ mm}$ que soporta una carga que va desde **0 kN** (en reposo) hasta **$G = 25,5 \text{ kN}$** (laminando al máximo). Se encontró que la barra presenta un factor de concentración del esfuerzo de **$K_f = 2,7$** [14], debido a los tornillos en el cuerpo del material. De la Tabla 2 del Capítulo 1 se obtiene que el esfuerzo último es de **$S_{ut} = 640 \text{ MPa}$** , mientras que el esfuerzo de fluencia permisible es de **$S_y = 470 \text{ MPa}$** .

Las fuerzas alterantes y medias son iguales debido a que la barra presenta únicamente un pico de fuerza en un sentido **$F_a = F_m = G/2 = 12,75 \text{ kN}$** . La resistencia a la fatiga es de **$S_e = 197 \text{ MPa}$** , considerando que el elemento fue mecanizado, trabaja a temperatura ambiente, se encuentra solo bajo una carga de tensión axial y con una confiabilidad del 90 %.

Por una parte se comprueba que ambos factores de seguridad superan el 1 y 1,56 mínimo que se determinó en el Capítulo 1, dando **5** y **7,9** para fatiga y fluencia respectivamente. Por otro lado la deflexión que experimenta la columna es de **$0,03 \text{ mm}$** . Se considera que esta deflexión no afecta el proceso de laminación, por lo que la rigidez del material es buena.

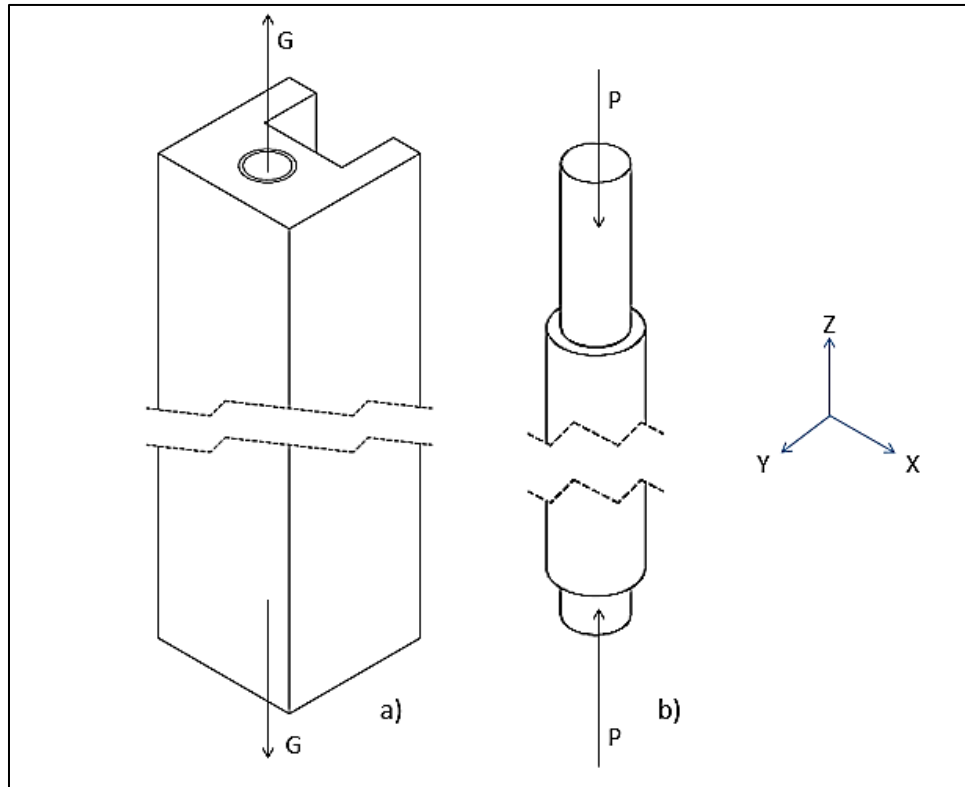


Ilustración 34 Diagrama de cuerpo libre de las columnas guías y de las barras estabilizadoras.

3.3.2 PLACA SUPERIOR

La placa superior es el elemento más robusto de toda la máquina, su solo mecanizado requirió del programa más complejo de todos.

El material con el que está fabricada esta pieza es AISI 1045 (ver Tabla 2). El trabajo de la placa superior es el de transmitir las cargas de laminación desde los tornillos de potencia, pasando a través de las tuercas de bronce, hacia las columnas guías donde finalmente se absorberá toda la carga.

El análisis de esta pieza solo se presenta para un estado de fuerzas por falla estática, debido a que el estudio debió hacerse por medio del método de los elementos finitos, puesto que la geometría de este componente es demasiado compleja para ser analizada analíticamente.

La disposición de las restricciones y aplicación de las cargas sobre el elemento se presentan en la siguiente Ilustración 35.

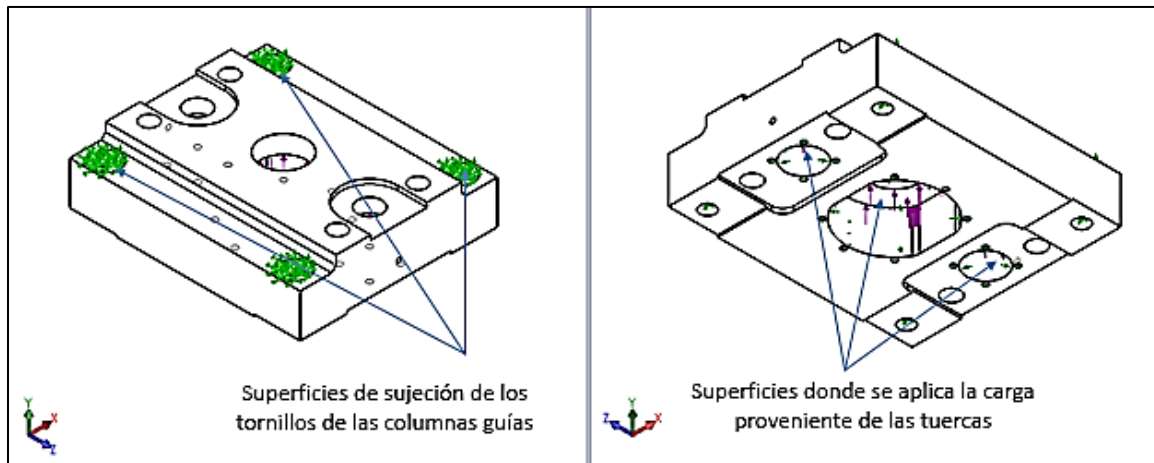


Ilustración 35 Disposición de fuerzas y restricciones en la placa superior de la caja de laminación.

Las superficies donde se apoyan las cabezas de los tornillos que conectan a la placa con las columnas guías se pusieron como restricciones fijas. Los distintos agujeros para los tornillos, las barras y las tuercas, tienen una restricción de rodillo circunferencial¹⁹. La carga de la tuerca de bronce del tornillo de potencia central es $F_g = 68 \text{ kN}$ mientras que cada tuerca lateral transmite una carga de $F_p = 17 \text{ kN}$ (ver Capítulo 2).

En la Ilustración 36 se presentan los resultados de la simulación, estos infieren que los puntos críticos de este elemento se encuentran en los alrededores del tornillo que conecta a la placa con las columnas guías. Sin embargo, el factor de seguridad en estos puntos es de **3,22** bajo un esfuerzo de **164,34 MPa**, lo que indica que el elemento es confiable ante falla estática y se puede considerar como rígido.

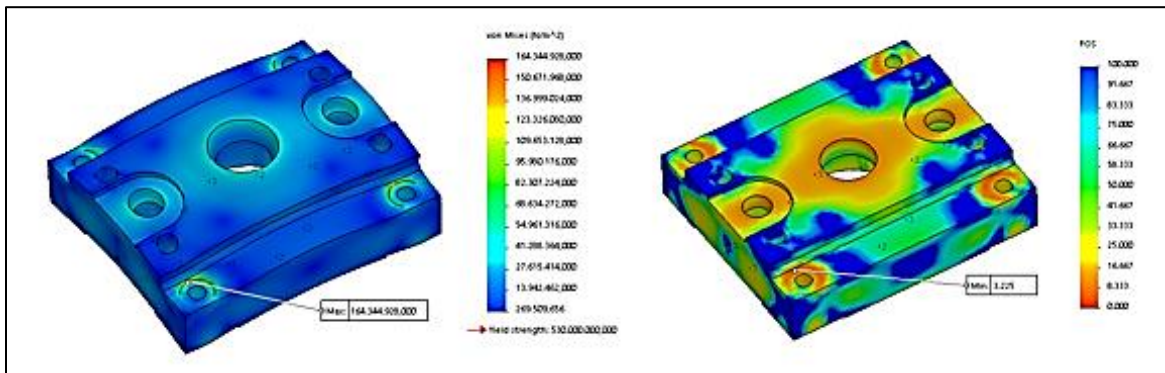


Ilustración 36 Resultados obtenidos del estudio por elementos finitos de la pieza.

¹⁹ Quiere decir que el agujero en la simulación no se puede compactar, que en la vida real se debe a la presencia de los tornillos y pasadores.

3.3.3 PLACA INFERIOR

La placa inferior es el elemento que fija a la caja de laminación y al Sistema Draft con la estructura. El diagrama de cuerpo libre de esta pieza en la presentación del diseño base se muestra en la Ilustración 37.

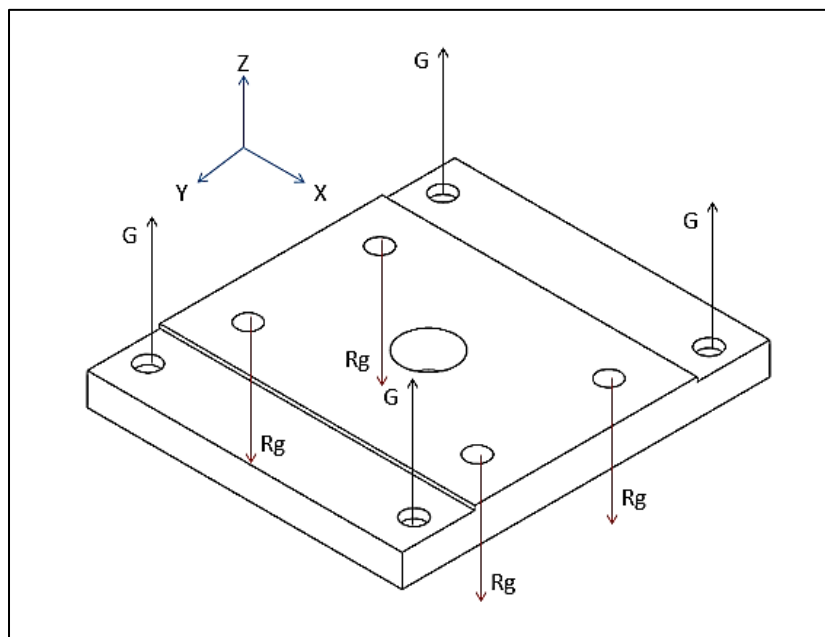


Ilustración 37 Diagrama de cuerpo libre de la placa inferior de la caja de laminación.

Donde la carga G es la fuerza de tracción que experimentan las columnas guía cuando toda la carga de laminación ha sido transmitida. Los vectores R_g representan las reacciones referentes a los tornillos que unen a la placa con la estructura.

Con una carga de laminación de 102 kN, cada tornillo de la columna guía experimenta una fuerza $G = 25,5$ kN. Los agujeros de los tornillos que sujetan la placa a la estructura se definen como restricciones fijas. Esto da como resultado el estudio mostrado en la Ilustración 38.

De la Ilustración 38 se extrae que bajo las condiciones de cargas máximas de laminación la placa presenta en sus puntos críticos un esfuerzo de fluencia máximo de **429,7 MPa**, que deriva a un factor de seguridad a la fluencia de **1,1**.

El agujero central de la placa estaba diseñado para que permitiera el paso de un vástago que uniría a la placa de soporte de las ampuesas (analizadas más adelante) con la celda de carga. Este agujero se modificó posteriormente porque la celda de

carga se cambió del diseño original. Antes era una celda tipo pie y ahora es una celda tipo botella, ver Ilustración 39.

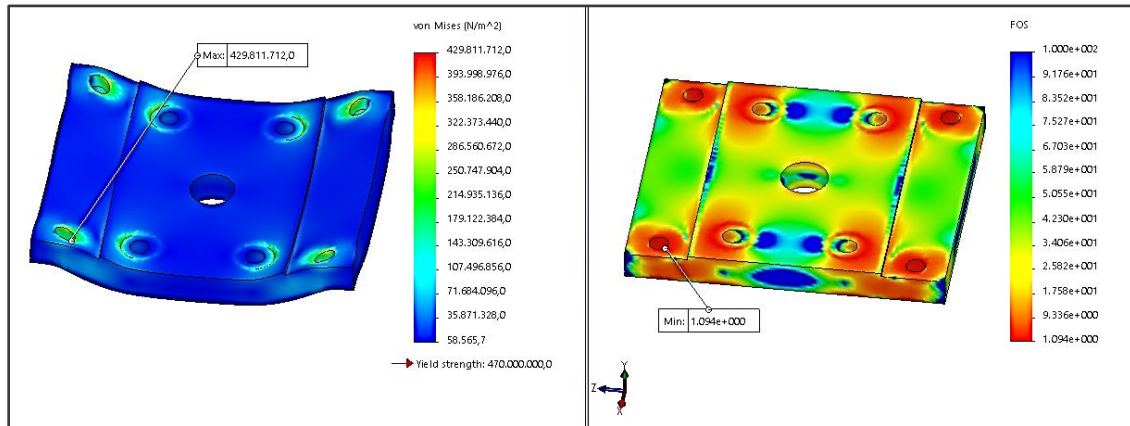


Ilustración 38 Resultados del estudio por elementos finitos de la placa inferior.



Ilustración 39 Celda de carga implementada en la máquina.

El agujero central ya no es un círculo sino que ahora es un cuadrado. Por este agujero pasará la placa superior de la celda de carga. Esta modificación evidentemente reduce la inercia transversal de la placa por lo que los esfuerzos bajo las mismas cargas deben de aumentar.

Para evitar esto, simplemente se anclaron las columnas guías desde la estructura metálica, lo que quiere decir que la placa inferior queda libre de esfuerzos y solamente sirve para posicionar a los elementos de la caja de laminación.

3.3.4 SOPORTE DE LOS RODILLOS “AMPUESAS”

Las cajas de *Ampuestas*²⁰ es el nombre que recibe los elementos estructurales que contienen emparejados cara a cara a los rodamientos cónicos de rodillos (ver 2.3.1.2) que soportan directamente las cargas de laminación.

Estas cajas fabricadas en acero AISI 4140 (ver Tabla 2 Propiedades de los materiales seleccionados para fabricar las piezas del laminador, fuente: matweb.) pueden desplazarse verticalmente dentro de las ranuras de bronce en las columnas guías, esto con el fin de poder variar el espesor final de cada probeta que se desea laminar. El análisis para estos elementos se lleva a cabo por el método de los elementos finitos únicamente, debido a la complejidad del análisis numérico gracias a la geometría.

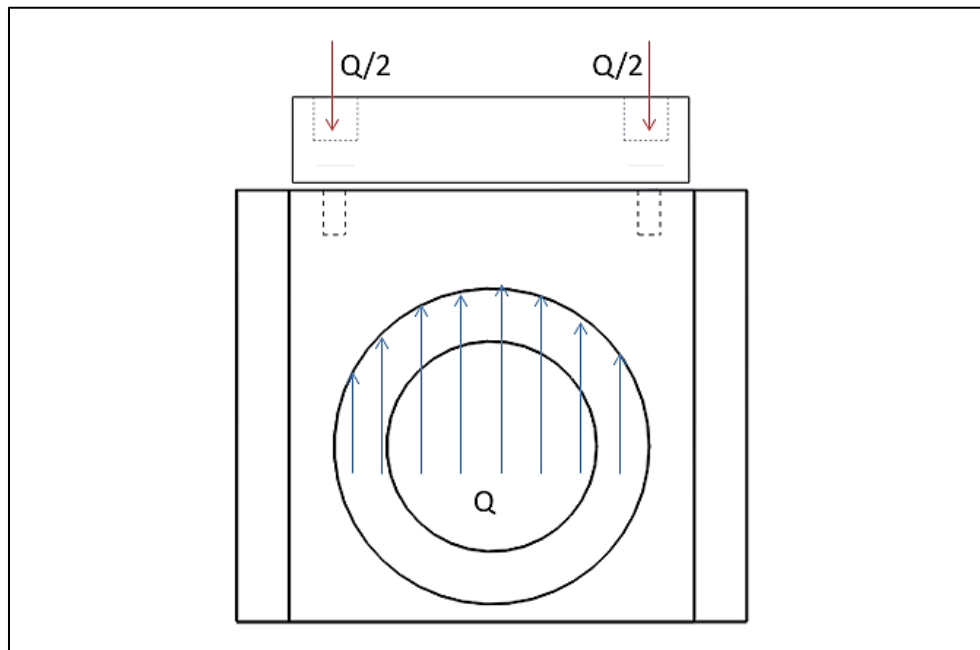


Ilustración 40 Diagrama de cuerpo libre de una ampuesa de la caja de laminación.

En la Ilustración 40 se presenta como es el montaje de una ampuesa y donde se encuentran ubicadas las cargas de la laminación. La fuerza distribuida Q si se representara como una carga puntual sería la mitad de la carga neta de laminación, es decir, 51 kN, es una fuerza de distribución parabólica ya que proviene de las reacciones de los rodamientos que soportan a los cilindros de laminación. Las

²⁰ Término utilizado en el diseño base para referirse a estos elementos.

fuerzas $Q/2$ equivaldrían a las cargas que deben transmitir las barras estabilizadoras explicadas más adelante.

Se puede observar del diagrama que la caja no transmite la fuerza directamente a las barras estabilizadoras, en efecto, tanto las ampuezas del rodillo superior como del inferior se soportan sobre placas de espesor considerable que harían ver a la superficie de contacto de las ampuezas con dichas placas como una superficie rígida y restringida, esta información es útil para el caso de estudio por elementos finitos.

En la Ilustración 41 se presentan los resultados de la simulación, de donde se extrajo que el esfuerzo máximo es de **26,5 MPa**, dando un factor de seguridad la fluencia de **20** en el punto crítico. Se podría decir que estas piezas son las que presentan el factor de seguridad más alto de todos los elementos de la máquina.

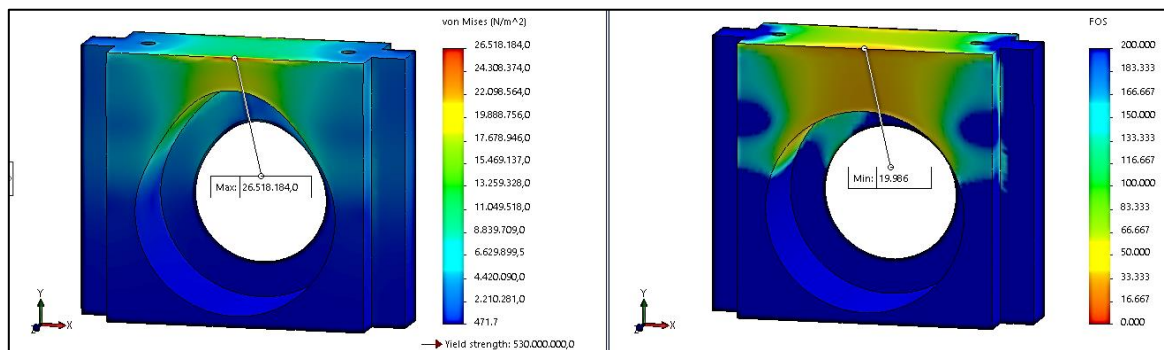


Ilustración 41 Resultados del estudio por elementos finitos de las ampuezas.

3.3.5 PLACA SOPORTE AMPUESAS

La placa de soporte para las ampuezas inferiores es la que transmite toda la carga de laminación directamente a la celda de carga. Esta placa está fabricada en acero AISI 1045 (ver Tabla 2), con una geometría bastante sencilla, pero que de todas formas se modificó para que la pieza soportara mejor las condiciones de carga a las que se encuentra sometida, Ver Ilustración 42.

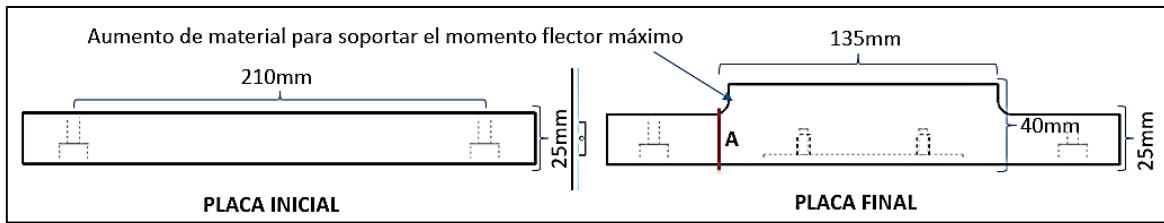


Ilustración 42 Estado geométrico inicial y final de la placa.

Para garantizar el buen comportamiento de este elemento se evaluó el esfuerzo por flexión, se calculó el factor de seguridad, se determinó si presenta una vida infinita por fatiga y se analizó la rigidez del elemento.

La simplificación del problema se llevó a cabo diagramando la placa como una viga simplemente apoyada con una carga distribuida que corresponde a la carga neta de laminación, esta carga distribuida hace referencia a la placa superior de la celda de carga, mientras que los apoyos harán las veces de Ampuesas. Ver Ilustración 43.

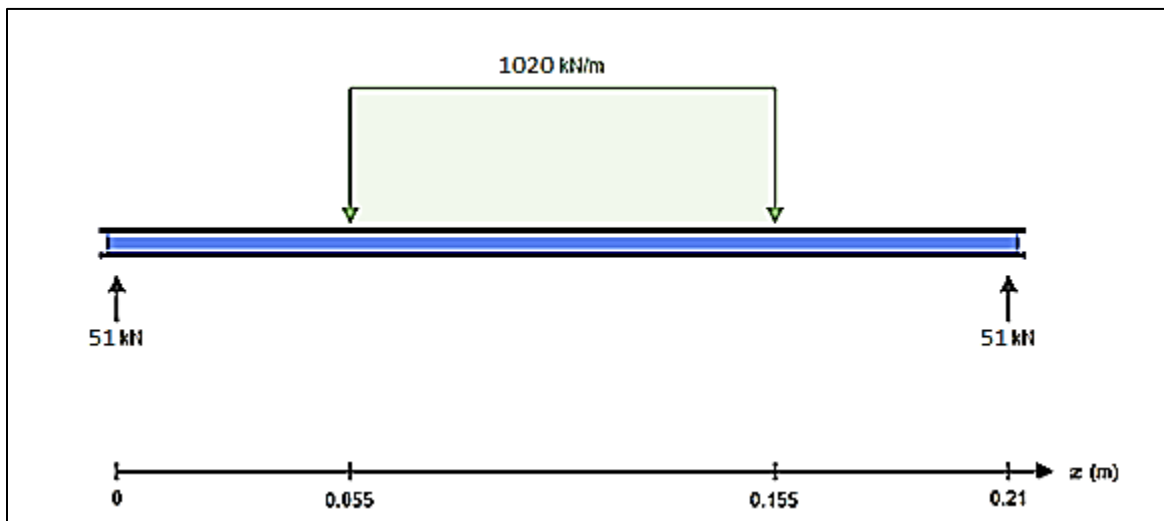


Ilustración 43 Simplificación del estado de fuerzas de la placa de soporte de las ampuesas.

La carga distribuida en 100 mm es de 1020 kN/m, esta longitud equivale a la placa que soportará el vástago que conecta con la celda de carga; la longitud de la viga es de 210 mm, que representa la distancia entre los centros de las ampuesas; el ancho de la placa es de 115 mm; la sección transversal de la viga rectangular en "A"²¹ es de 115 X 25 mm; la inercia de la sección rectangular es base por altura al cubo sobre 12, esto da $1,497 \times 10^{-7} \text{ mm}^4$; el centroide del perfil es 12,5 mm.

²¹ El punto A de la placa es el punto crítico debido a que presenta un concentrador de esfuerzos por el cambio de sección y es además de menor espesor.

A partir del esquema de la Ilustración 43, se obtiene el diagrama de momento flector máximo vs posición en x , ver Ilustración 44. De donde se obtiene que el momento flector máximo es de **4,68 kNm**. Para soportar este momento flector se aumentó el espesor de la placa en la parte central, respetando las dimensiones de instalación²².

Por lo tanto los puntos a considerar para el análisis son el punto “A” de la Ilustración 42 y el punto central de la placa donde el momento flector es máximo. El punto A que se encuentra a 0,037 m del extremo de la viga tiene un momento flector de 2,18 kNm, mientras que en el punto central el momento flector es de 4,68 kNm.

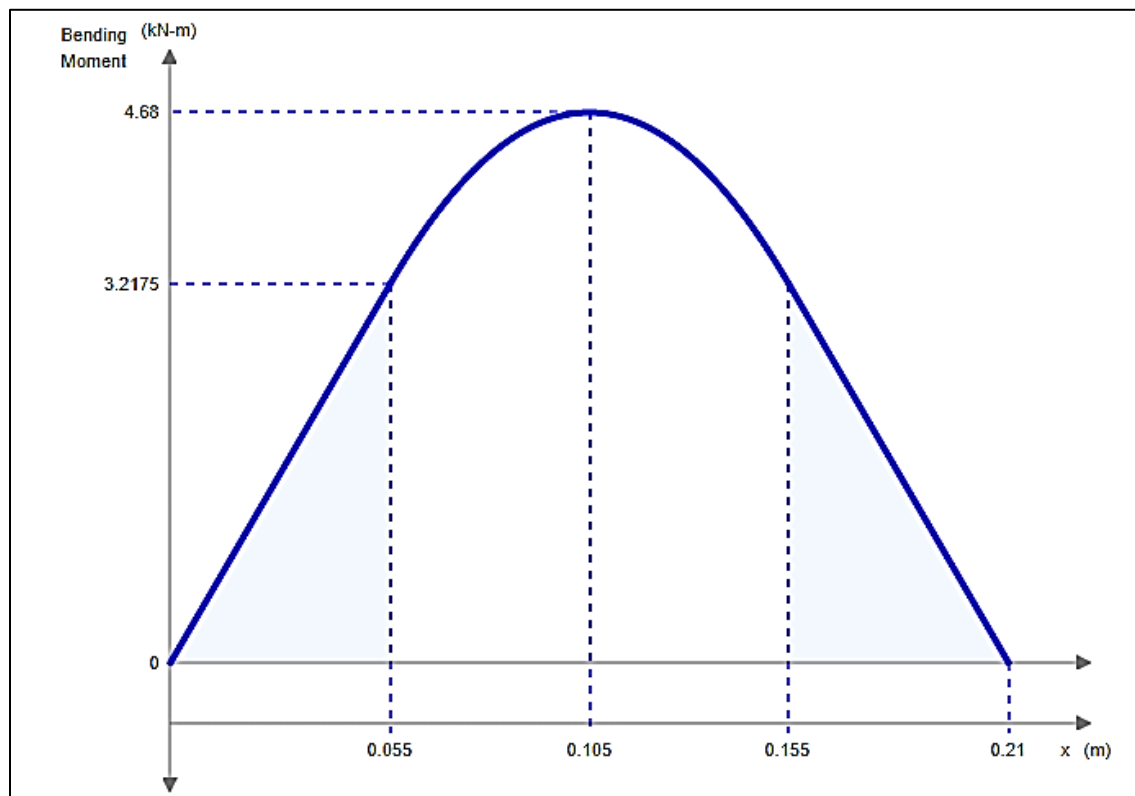


Ilustración 44 Curva del momento flector en función de la posición X de la viga.

El concentrador de esfuerzos en el punto A equivale a $K_f = 1,4$ [14], mientras que en el centro de la viga el concentrador es $K_f = 1,8$, debido a los agujeros para los tornillos.

Con el momento flector, el centroide, la inercia y el factor de concentración del esfuerzo, se encuentra que el esfuerzo alternante y medio para trabajar el análisis por fatiga en el punto A es de **127 MPa** y en el centro de la placa **323 MPa**.

²² Quiere decir que ese aumento es el máximo que se podía realizar considerando el espacio donde se encuentra ubicada la placa.

En el punto A el factor de seguridad a la fatiga empleando el criterio de Goodman dio de **1,18**, mientras que en el centro de la placa da **1,02**. Esto indica que la placa tendrá vida infinita. Por otro lado el factor de seguridad a la fluencia dio **1,85** en el punto A y **1,57** en el centro de la placa, lo que satisface el requerimiento inicial de 1,56. En cuanto a la deflexión de la viga, se encontró que la flexión máxima es de **0,036 mm**. Por lo tanto el elemento se considera como rígido.

3.4 ELEMENTOS DEL SISTEMA DRAFT

Dentro de los elementos estructurales del sistema draft, encontramos a las columnas estabilizadoras y a la placa draft.

3.4.1 COLUMNAS ESTABILIZADORAS

Las barras o columnas estabilizadoras son aquellas que transmiten la carga de laminación desde las Ampuezas hacia la placa *Draft*. En la Ilustración 34 literal b) se presenta el diagrama de cuerpo libre de dichas barras.

Estas están fabricadas en acero AISI 4140 y se encuentran sometidas a compresión, por lo que no se les realiza un análisis de fatiga, pero si un análisis de pandeo y fluencia estática.

Las columnas son de diámetro **d = 19 mm** macizas, y se encuentran únicamente bajo una fuerza de compresión que equivale a 1/4 de la fuerza neta máxima de laminación (ya que son 4 barras), esto es $Q/2 = P = 25,5 \text{ kN}$. Ver Ilustraciones 34 y 40.

El esfuerzo de compresión máximo está determinado por la sencilla fórmula de esfuerzo igual a fuerza sobre área. Esto da que el esfuerzo de compresión es de 109,33 MPa, conllevando a un factor de seguridad de 6,3, que indica que el elemento se encuentra en condiciones óptimas de trabajo.

En cuanto a pandeo, la idea es determinar con las características geométricas de la pieza cual es la carga máxima permisible para que el pandeo no sea un factor determinante en el elemento. Para esto se debe emplear la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Ecuación 41

Donde:

P_c : Carga máxima permitida.

E : Módulo de elasticidad del material.

I : Inercia de la sección transversal.

L : Longitud efectiva de la barra.

Para calcular la longitud efectiva que debe utilizarse hay que recurrir a la Ilustración 45 de donde se obtiene que la longitud debe ser $L/2$ asumiendo que la columna se encuentra doblemente empotrada.²³

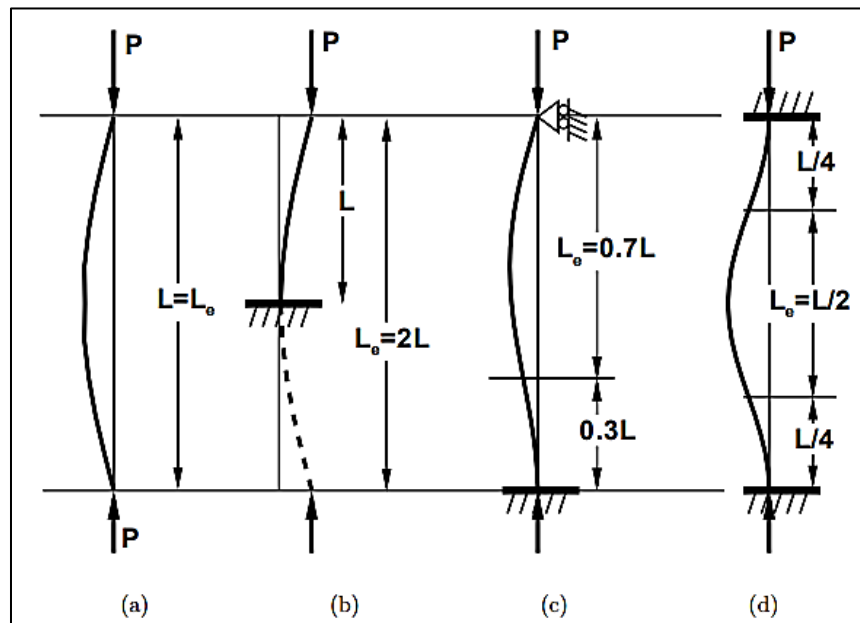


Ilustración 45 Esquemas de las configuraciones de soporte de una columna.

Implementando la Ecuación 41 y sabiendo que la inercia de una sección circular es $I = (1/4)\pi r^4$, que el diámetro de la columna es de 19 mm, que la longitud es de 120 mm, se tiene que la carga crítica es **$P_c = 3,59 \text{ MN}$** . Lo que indica que el elemento se encuentra sobredimensionado y que no corre riesgo alguno de pandeo.

²³ Esto es válido puesto que la barra se encuentra atornillada en sus dos extremos.

3.4.2 PLACA DRAFT

La placa *draft* es la segunda placa de la máquina que más trabajo presentó en su fabricación. Esta es de acero AISI 1045 y es la encargada de transmitir la carga de laminación que proviene de las barras estabilizadoras P a los tornillos de potencia F_g y F_p .

La geometría de la placa es complicada para ser analizada por métodos analíticos, por lo que se recurre únicamente al análisis por medio del método de los elementos finitos para un estado estático de esfuerzos.

En la Ilustración 46 se presenta la disposición de fuerzas y restricciones necesarias para solucionar el modelo por medio de los elementos finitos. Los vectores morados representan las fuerzas que provienen de las barras estabilizadoras. La razón por la que esta fuerza abarca toda la superficie mostrada en la imagen es que entre las barras y la placa *draft* se encuentra un elemento que funciona como “bloque de transferencia” así como sucede con las ampuesas.

El estudio de estos bloques no se presenta porque se encuentran en condiciones de compresión que no fuerzan al elemento de ninguna manera significativa, además están fabricados de acero AISI 4140 cuyas propiedades mecánicas superan al 1045 (material de la placa *draft*).

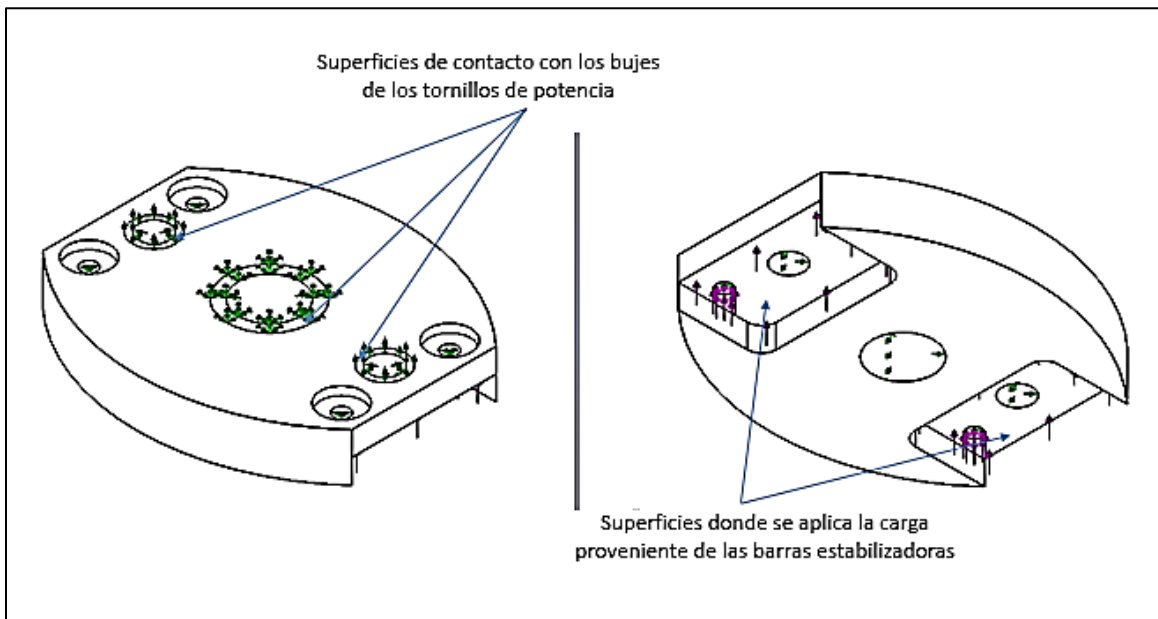


Ilustración 46 Disposición de fuerzas y restricciones de la placa *draft* para ser analizada.

Los resultados del análisis por elementos finitos de la placa *draft* se muestran en la Ilustración 47 donde se extrae que bajo las condiciones de cargas máximas de laminación el esfuerzo de Von Misses es de **135,7 MPa**, lo que da un factor de seguridad a la fluencia de **4**. Debido a esto y a que las deflexiones en la simulación dieron en el orden de micro-metros, se considera al elemento como rígido.

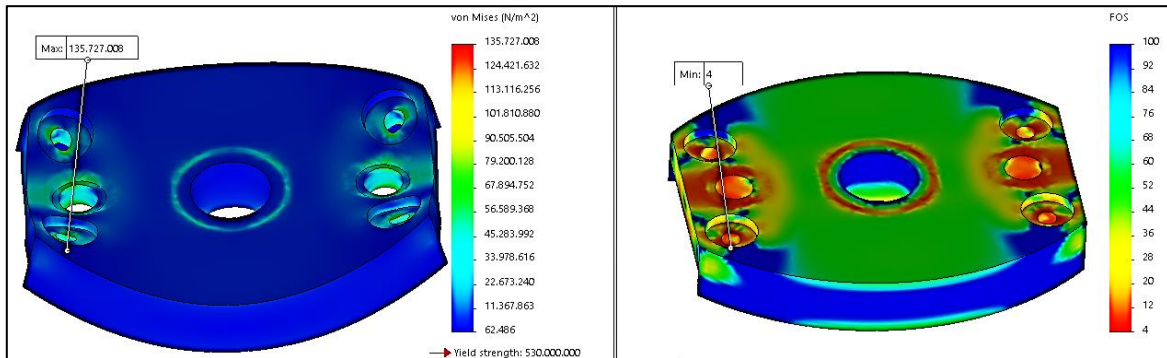


Ilustración 47 Resultados del estudio por elementos finitos de la placa *Draft*

3.5 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- Los elementos estructurales cumplen con los requerimientos de diseño según el factor de seguridad a fluencia.
- Muchos elementos se encuentran sobredimensionados y se consideran como rígidos.
- Los elementos a los que se les efectuó análisis de fatiga cumplen con la vida infinita.
- Los elementos a los que se les efectuó análisis de pandeo se encuentran en óptima capacidad de funcionamiento.
- La estructura metálica de la máquina recibió fuertes modificaciones.

4 PARAMETROS DE LAMINACIÓN

Es importante que en el momento de laminar una chapa metálica se tengan en cuenta las condiciones de trabajo críticas que soporta el equipo de laminación.

Para establecer cuáles son las condiciones de operación segura del equipo de laminación se han instaurado cuatro categorías importantes: la tasa o velocidad de deformación, las propiedades del material a laminar, el porcentaje de reducción, y las cargas de operación.

Se establecen entonces los “parámetros de diseño” y las “variables de diseño”.

Los parámetros de diseño son aquellos valores del proceso de laminación que se deben de tener especificados como requisito de trabajo, estos prácticamente hacen alusión a las probetas o chapas a laminar, la resistencia del material de la chapa Y_f , el espesor de la chapa t_o y el ancho de la chapa b .

Las variables de diseño por otro lado son aquellas condiciones de trabajo que el operario puede variar. Estas variables son los valores de ajuste del equipo de laminación y se deben de configurar antes de iniciar el proceso de laminación. La temperatura de trabajo $^{\circ}T$ (se ajusta con las mufflas del laboratorio de procesos de manufactura), el porcentaje de reducción $\%r$ (se ajusta mediante el sistema draft) y la tasa de deformación ϵ (se ajusta por medio del variador de frecuencia y el tamaño de la probeta a laminar).

En la Ilustración 48 se puede visualizar varios de los parámetros más importantes del proceso de laminación.

A la diferencia entre el espesor inicial y el espesor final se le conoce como *draft*²⁴ “*d*” [18]. Ver Ecuación 42.

$$d = t_o - t_f \quad \text{Ecuación 42}$$

El porcentaje de reducción está directamente relacionado con el *draft* de acuerdo a la siguiente expresión:

$$r = d/t_o \quad \text{Ecuación 43}$$

El resto de parámetros y variables se irán presentando y estudiando en el transcurso de este capítulo.

²⁴ El draft es la cantidad que se reduce el material después de pasar por los rodillos de laminación.

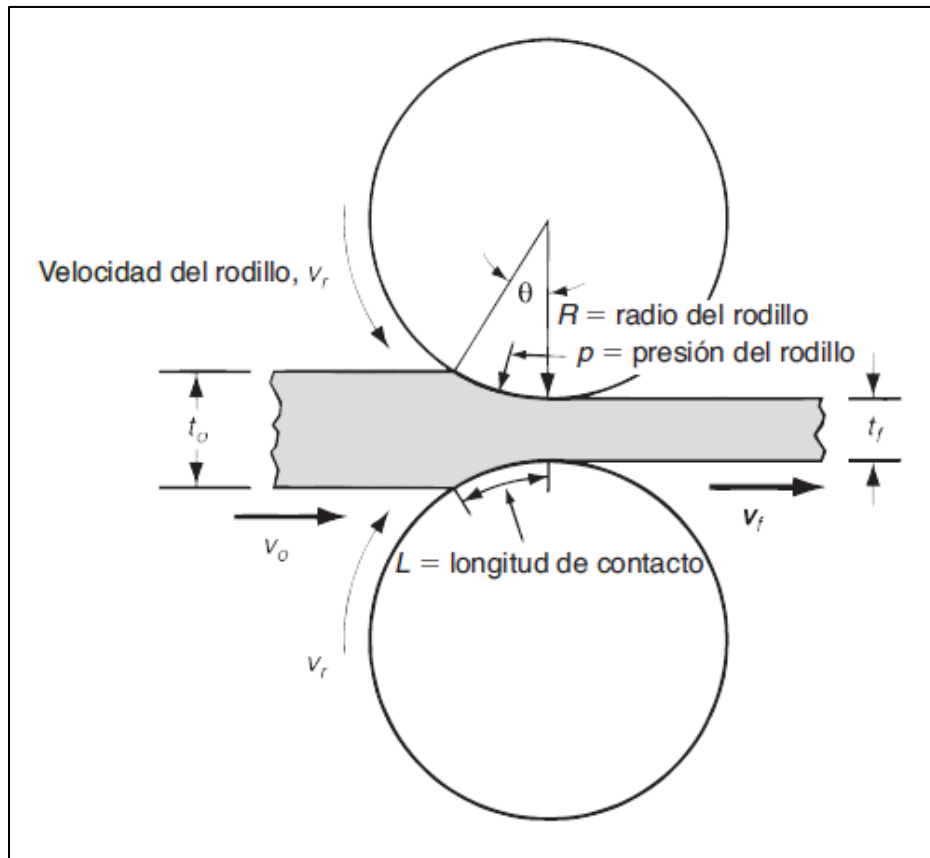


Ilustración 48 Variables y parámetros de la laminación plana, fuente Groover [ref].

4.1 VELOCIDADES DE LAMINACIÓN

Como se indicó en el Capítulo 2, la velocidad que permite aprovechar al máximo la potencia del motor sin impactar significativamente en los elementos del equipo por un exceso de torque se definió como 26,4 m/min según el radio de los rodillos, sin embargo, se pueden obtener velocidades menores gracias al variador de frecuencia.

Resulta que los variadores de frecuencia son capaces de reducir las velocidades de rotación de los motores conservando hasta cierto punto²⁵ el torque nominal que transmiten, ver Ilustración 49. Esto le permite al equipo trabajar en un rango amplio de velocidades de laminación sin comprometer a los componentes mecánicos por un aumento de torque.

²⁵ Después de un límite el torque se disminuye considerablemente.

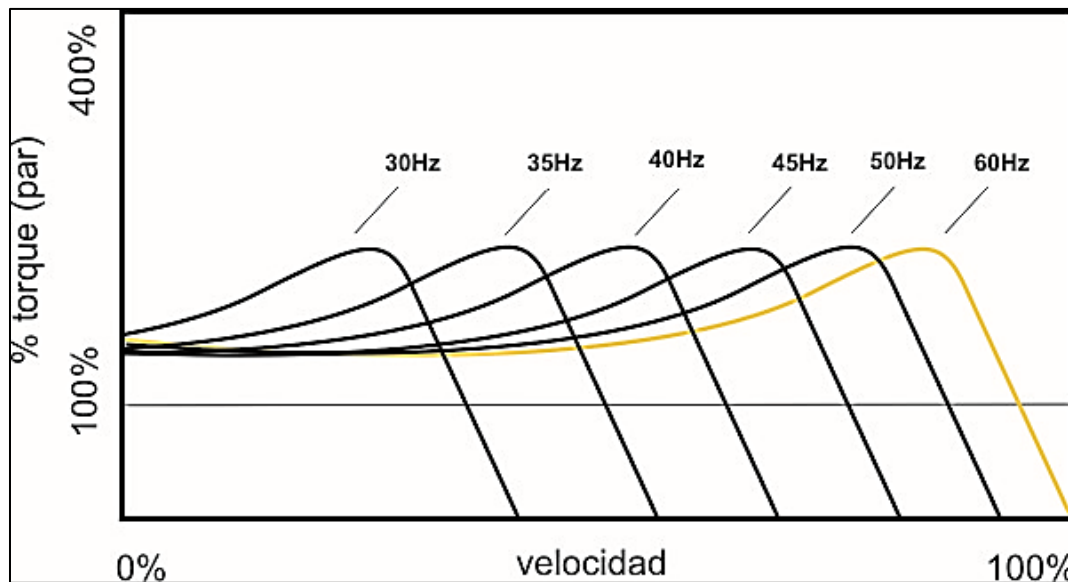


Ilustración 49 Comportamiento del torque con respecto a la velocidad modificada por la frecuencia

Con el variador de frecuencia se puede conseguir una velocidad de hasta 26,4 m/min, incluso se podría conseguir algo más de velocidad aumentando la frecuencia, pero se opta por dejarla máxima en los 60 Hz. Como se aprecia en la Ilustración 49 el torque se mantiene constante a pesar del cambio de frecuencias.

El papel que cumple la velocidad en el proceso de laminación es muy importante, ya que el metal laminado se acelera en el espacio de laminación pues la velocidad de la superficie del rodillo no es la misma que la velocidad de la tira. Como se aprecia en la Ilustración 48, a la entrada del rodillo la tira tiene una velocidad V_0 que se va acercando a la velocidad del rodillo a medida que un punto "X" se acerca al punto neutro a lo largo de la longitud de contacto L , y se sigue acelerando hasta que la tira deja de estar en contacto con los rodillos V_f .

El deslizamiento, ver Ecuación 44, relaciona las velocidades de la tira con la de los rodillos, este se suele correlacionar con el acabado superficial de la tira laminada y se prefieren valores bajos que altos [7], por esto es mejor que el proceso de laminación se realice a bajas velocidades.

$$\text{Deslizamiento} = \frac{V_f - V_r}{V_r}$$

Ecuación 44

Donde:

V_r : es la velocidad superficial del rodillo.

4.1.1 TASA DE DEFORMACIÓN

La tasa de deformación indica la velocidad en la que el material a laminarse sufre el proceso de deformación debido a la carga de trabajo que ejercen los rodillos sobre la chapa para reducirle el espesor [19], esta velocidad se encuentra relacionada con la frecuencia de rotación de los rodillos y existen varias expresiones matemáticas en la literatura que la definen tanto para el caso donde no existe deslizamiento como para el caso donde si existe.

En este documento se trabaja con la Ecuación 45 que fue la implementada en [6] considerando que la laminación presenta deslizamiento. Donde R es el radio de los rodillos.

$$\dot{\epsilon} = \frac{2V_r}{t_f + t_o} \sqrt{\frac{d}{R}} \quad \text{Ecuación 45}$$

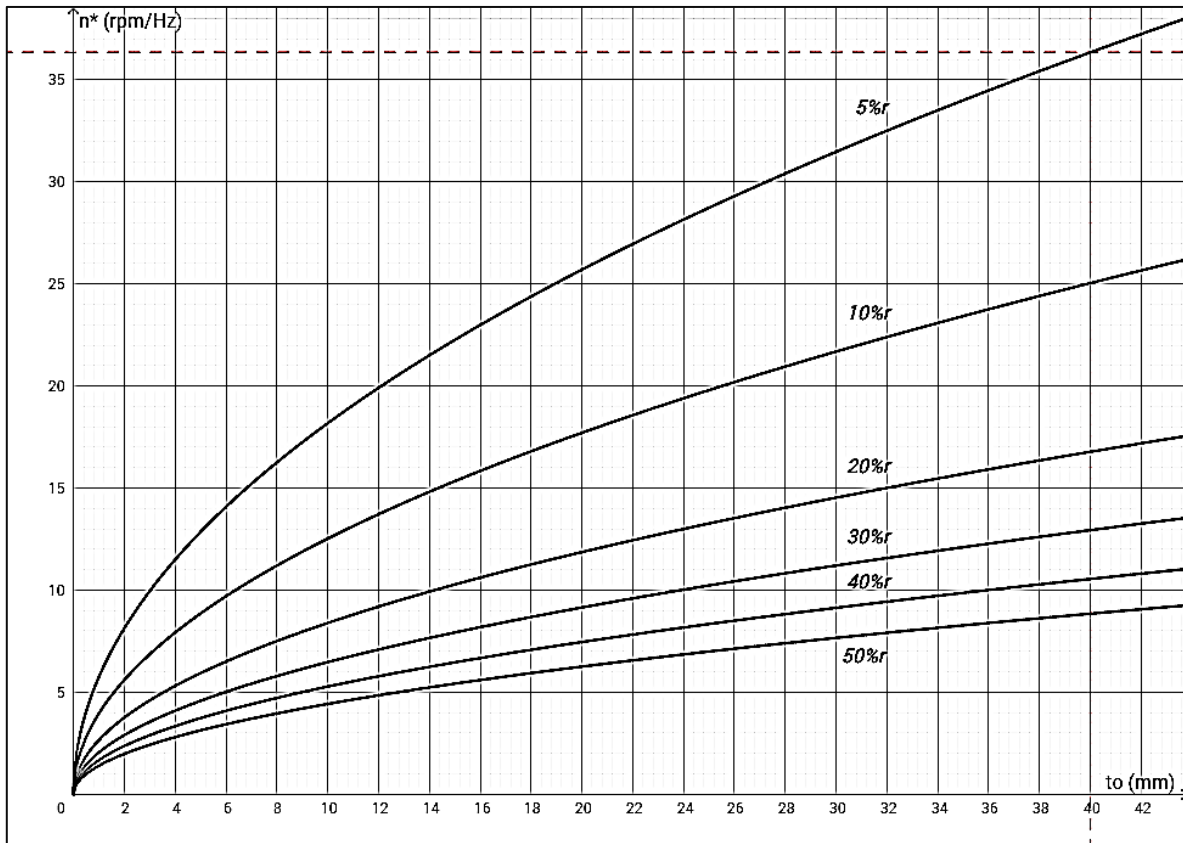
Debido a que en la máquina el parámetro que se puede ajustar es la frecuencia de rotación (n_c), de las Ecuaciones 43 y 45 se despeja esta variable en rpm y se normaliza con respecto a la tasa de deformación tal como se muestra a continuación.

$$n^* = \frac{(30-15r)\sqrt{t_o}}{\pi\sqrt{Rr}} = n_c / \dot{\epsilon} \quad \text{Ecuación 46}$$

Esta velocidad n^* es la frecuencia de rotación modificada de los rodillos de laminación y se puede conseguir a partir de la Gráfica 1. Para obtener la velocidad de rotación real es preciso conocer el valor de la tasa de deformación con la que se desea trabajar y simplemente se despeja de la Ecuación 46.

4.2 MATERIALES QUE SE PUEDEN LAMINAR

El material del que están hechas las chapas para laminar es importante para determinar las condiciones de operación del equipo. Por otro lado es en este punto que se aplica la temperatura dada o la que se necesita para poder laminar. Si el esfuerzo de fluencia del material a laminar supera el esfuerzo de fluencia del material de los rodillos de laminación, se puede calentar para así reducirlo. Además funciona si lo que se necesita es laminar varias chapas de un mismo material a diferentes temperaturas.



Gráfica 1 Velocidad de rotación n^* vs espesor inicial t_o

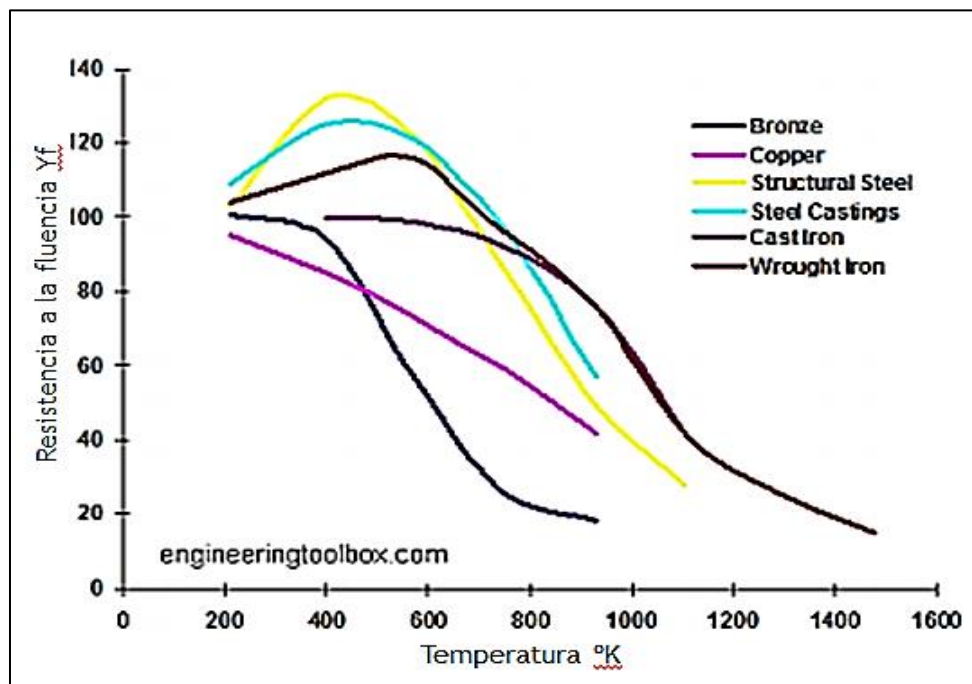


Ilustración 50 Resistencia a la fluencia de algunos materiales vs temperatura de trabajo [20].

En la Ilustración 50 se presenta un ejemplo de cómo es el comportamiento de la resistencia de diferentes materiales metálicos bajo la influencia de la temperatura.

4.2.1 TEMPERATURA DE TRABAJO

Ya se mencionó anteriormente que en el laminado existen tres rangos de temperatura a considerar: en frío, en caliente por debajo de la temperatura de recrystalización y en caliente por encima de la temperatura de recrystalización [1].

Es importante tener este factor bien definido porque las ecuaciones de laminación plana pueden aplicarse o no a los dos tipos de laminación en general (frío y caliente) [21]. En realidad la temperatura influye en el esfuerzo de fluencia del material y en la fricción entre el material a laminar y el material de los rodillos.

En las temperaturas de trabajo en caliente, el esfuerzo de fluencia aparte de depender de la temperatura también lo hace de la velocidad de deformación. El efecto de la tasa de deformación sobre las propiedades de resistencia del material se conoce como *sensibilidad a la velocidad de deformación m* . La relación es directamente proporcional, quiere decir que al aumentar la velocidad de deformación, se incrementa la resistencia del material, ver Ecuación 47 e Ilustración 51 [1].

$$Y_f = C\varepsilon^m$$

Ecuación 47

De la Ilustración 51 se puede inferir que a medida que la temperatura se acerca a la del ambiente, el efecto de la velocidad de deformación en el esfuerzo de fluencia del material se va volviendo despreciable.

La Ilustración 52 muestra los valores típicos de temperatura, sensibilidad a la velocidad de deformación y coeficiente de fricción en trabajo en frío, en caliente por debajo y por encima de la temperatura de recrystalización de los metales clásicos, en donde T_m es la temperatura del punto de fusión del material.

En este equipo, debido al diseño y material de los rodillos, se definió que el trabajo de laminación se llevaría a cabo tanto en frío como en caliente dependiendo obviamente del material de trabajo. La temperatura máxima de operación se definió como 400°C explicado en el Capítulo 5 que habla sobre el diseño de los rodillos de laminación, así como el esfuerzo de fluencia máximo permitido en las chapas a laminar que es de 400 MPa.

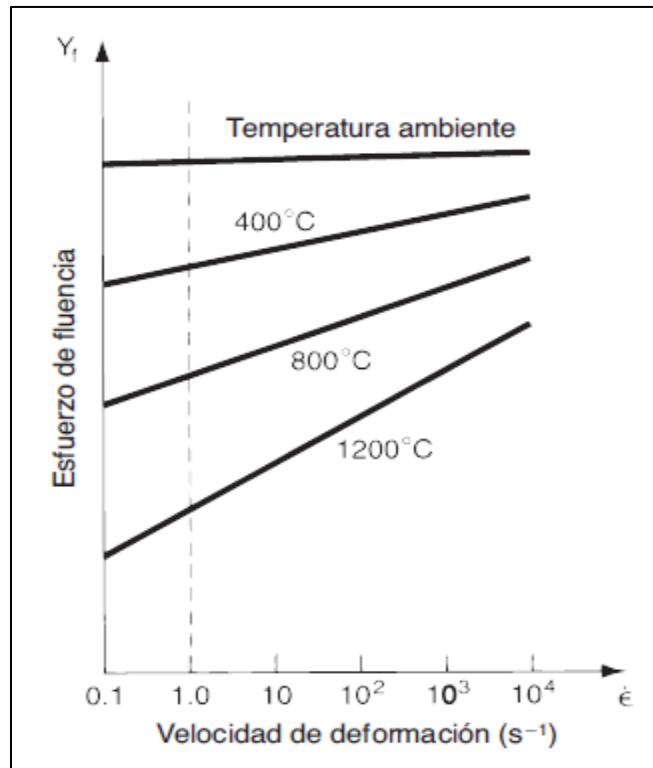


Ilustración 51 Ejemplo del comportamiento de la resistencia de un acero bajo la influencia de la temperatura y de la velocidad de deformación [1].

Categoría	Rango de temperatura	Exponente de sensibilidad a la velocidad de deformación	Coefficiente de fricción
Trabajo en frío	$\leq 0.3T_m$	$0 \leq m \leq 0.05$	0.1
Trabajo en caliente por debajo de la temp. de recrist.	$0.3T_m - 0.5T_m$	$0.05 \leq m \leq 0.1$	0.2
Trabajo en caliente por encima de la temp. de recrist.	$0.5T_m - 0.75T_m$	$0.05 \leq m \leq 0.4$	0.4-0.5

Ilustración 52 Valores típicos de temperatura, sensibilidad a la velocidad de deformación y coeficiente de fricción [1].

Para Groover es más útil analizar el efecto de la laminación con base en el esfuerzo de fluencia promedio durante la deformación, que determinar una secuencia de valores instantáneos. Esto tiene sentido pues obtener esta secuencia de valores sería muy difícil y además de “limitado interés” [1].

Para esto se define el esfuerzo de fluencia promedio $\bar{Y}$ como el valor promedio de los esfuerzos sobre la curva esfuerzo deformación en todo el proceso de laminado. Ecuación 48.

$$\bar{\sigma} = \frac{K\epsilon^n}{1+n}$$

Ecuación 48

Los factores de **K** (coeficiente de resistencia) y **n** (exponente de endurecimiento por deformación) para cualquier metal dependen de la temperatura, ambas se reducen a altas temperaturas. Queda para quien vaya a utilizar este equipo averiguar cuáles son dichos factores para el material que vaya a laminar a una temperatura determinada. De otra manera, en la Ilustración 53 se muestra algunos de estos valores característicos para ciertos metales a temperatura ambiente.

De la Ecuación 48 el término que falta por enunciar es la “*deformación real*” ϵ [1]. Que se puede calcular mediante la Ecuación 49.

$$\epsilon = \ln(t_o/t_f)$$

Ecuación 49

Finalmente, la Ecuación 50 es la expresión que relaciona directamente al esfuerzo de fluencia del material con el esfuerzo promedio.

$$\bar{\sigma} = 2Y_f/\sqrt{3}$$

Ecuación 50

Material	Coeficiente de resistencia, <i>K</i>		Exponente de endurecimiento por deformación, <i>n</i>
	MPa	lb/in ²	
Aluminio puro cocido	175	25 000	0.20
Aleación de aluminio, templada ^a	240	35 000	0.15
Aleación de aluminio, tratada térmicamente	400	60 000	0.10
Cobre, puro, templado	300	45 000	0.50
Cobre, aleación: latón ^a	700	100 000	0.35
Acero, bajo C, templado ^a	500	75 000	0.25
Acero, alto C, templado ^a	850	125 000	0.15
Acero, aleación, templado ^a	700	100 000	0.15
Acero, inoxidable, austenítico, templado	1 200	175 000	0.40

Ilustración 53 Valores característicos del coeficiente de resistencia *K* y del exponente de endurecimiento por deformación *n*, para algunos metales [1].

4.2.2 EFECTO DE LA FRICCIÓN

La fricción en el laminado se debe al estrecho contacto entre las superficies de los rodillos y del material de trabajo, además de las altas presiones que soportan estas superficies en operación [22]. La fricción es importante para que el proceso de laminación se pueda llevar a cabo, sin embargo, si el coeficiente de fricción μ llega a ser lo suficientemente grande, se puede producir el fenómeno de adherencia²⁶.

En la Ilustración 52 se presentó un resumen de los intervalos más comunes del coeficiente de fricción para los diferentes rangos de temperatura en el proceso de laminación.

En efecto, a medida que la temperatura aumenta el coeficiente de fricción también, por eso es común que en la laminación en caliente se suela lubricar [21].

El coeficiente de fricción se encuentra relacionado con varios parámetros importantes de la laminación:

El coeficiente de fricción es igual a la tangente del ángulo de contacto que a su vez se encuentra relacionada con el draft y con el radio del rodillo [19], Ecuación 51.

$$\mu = \tan \theta = \sqrt{d/R} \quad \text{Ecuación 51}$$

La fuerza de fricción es mayor a la entrada de los cilindros, esto permite que los rodillos halen al material de trabajo, sin embargo, existe un límite para el *draft* máximo posible debido a que si el *draft* es muy alto, el material patinaría sobre los rodillos y no se podría laminar. La siguiente expresión se obtiene despejando el *draft* de la Ecuación 51.

$$\mu^2 R = d_{max} \quad \text{Ecuación 52}$$

El coeficiente de fricción influye también en el espesor mínimo límite que se puede laminar, involucrando al radio de los rodillos y al material de trabajo [19] [21], Ecuación 53. Donde el esfuerzo de fluencia promedio se ingresa en MPa.

$$t_{lim} = \frac{\mu R \bar{\sigma}}{12824.3} \quad (\text{unidades Sistema internacional}) \quad \text{Ecuación 53}$$

En la Gráfica 2 se presenta el comportamiento de la Ecuación 53 para distintas resistencias de fluencia promedio a diferentes coeficientes de fricción. Se aprecia

²⁶ La adherencia es la tendencia de las dos superficies en movimiento relativo a pegarse en lugar de deslizarse.

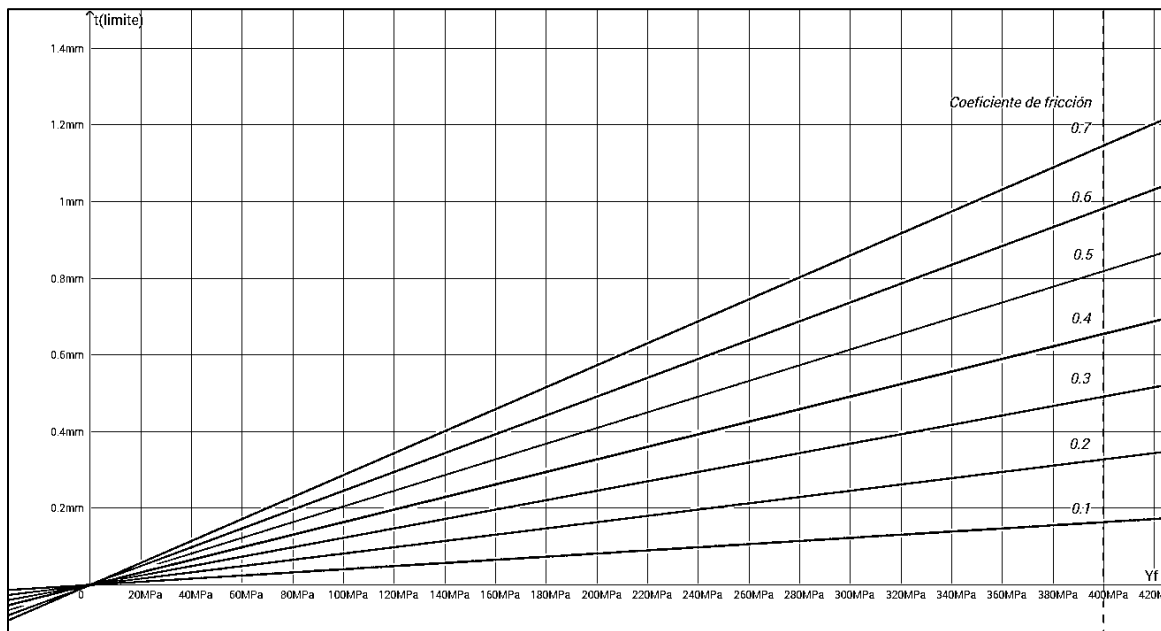
que el espesor límite aumenta cuando la fricción también lo hace, es por esto que para laminar hojas delgadas se suele emplear la laminación en frío.

Así como el coeficiente de fricción se encuentra relacionado con el ángulo de contacto, se puede determinar el ángulo del punto neutro, medido desde el punto donde inicia la longitud de contacto, ver Ilustración 48. En el punto neutro es donde la velocidad tangencial del rodillo es igual a la de la tira [6], Ecuación 54

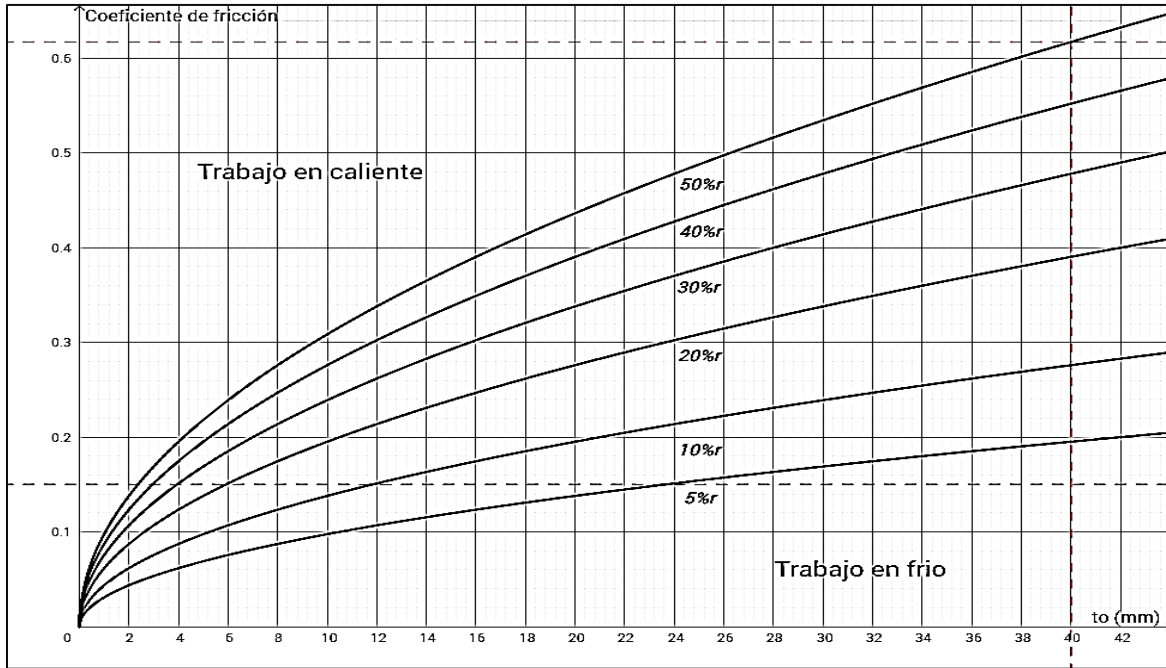
$$\alpha_n = \sqrt{\frac{d}{4R}} - \frac{d}{4R\mu} \quad \text{Ecuación 54}$$

Para obtener el coeficiente de fricción podemos utilizar cuatro caminos distintos, dos teóricos y dos experimentales. Por un lado tenemos de la literatura que el valor típico del coeficiente de fricción para trabajo en frío es de 0,1, mientras que para trabajo en caliente varía entre 0,2 a 0,5 aproximadamente. Este dato crea una ambigüedad en el uso del coeficiente a altas temperaturas pues no se sabría cual valor escoger.

De la Ecuación 51 se puede obtener un coeficiente de fricción más relacionado con la reducción que se hará en la probeta, se sabe que a mayor reducción mayor es el coeficiente. Se puede entonces seleccionar un coeficiente teniendo en cuenta el espesor inicial y el porcentaje de reducción a partir de la Gráfica 3.



Gráfica 2 Curva del espesor final límite en función del esfuerzo de fluencia para diferentes coeficientes de fricción.



Gráfica 3 Curva del coeficiente de fricción en función del porcentaje de reducción y del espesor inicial de la chapa.

Según la gráfica, con el porcentaje de reducción máximo y el espesor inicial máximo permitido se encuentra que el coeficiente de fricción máximo presentado en la laminación de este equipo será de aproximadamente 0,65.

Teóricamente estos serán los valores del coeficiente de fricción con el que se trabajará en este documento. Experimentalmente se encontró en la literatura dos métodos para calcular este coeficiente midiendo las variables físicas de laminación.

Primer método: se puede obtener el coeficiente de fricción midiendo el torque y la fuerza que se están imprimiendo por cada chapa metálica a laminarse, de acuerdo a la siguiente expresión [19].

$$\mu = T/FR$$

Ecuación 55

Segundo método: se puede obtener el coeficiente de fricción aplicando el método de Robert [6], midiendo la fuerza de laminación para dos reducciones de espesor diferentes, en dos chapas del mismo espesor inicial y en las mismas condiciones metalúrgicas, con la Ecuación 56.

$$\mu = 2 \left[\frac{\left(1 - \frac{5e_2}{4}\right) \frac{F_1(1-e_1)}{F_2(1-e_2)} \sqrt{\frac{D'_2 e_2}{D'_1 e_1}} - \left(1 - \frac{5e_1}{4}\right)}{\sqrt{\frac{D'_1 e_1}{2t_0}} - \frac{D'_2 e_2 F_1(1-e_1)}{F_2(1-e_2) \sqrt{2t_0 D'_1 e_1}}} \right]$$

Ecuación 56

Donde:

e₁: Reducción de la primera chapa

e₂: Reducción de la segunda chapa

F₁: Fuerza medida en la primera chapa

F₂: Fuerza medida en la segunda chapa

D'₁: Diámetro corregido para la primera reducción

D'₂: Diámetro corregido para la segunda reducción

t₀: Espesor inicial de las chapas.

El diámetro corregido surge de la corrección del radio según Hitchcock [23]. El radio debe corregirse debido a la deformación que sufren los cilindros bajo las condiciones de laminación, para asegurar una aproximación numérica más precisa en los cálculos de los parámetros de laminación. Ya se sabe que el diámetro equivale a dos veces el radio. Ecuación 57.

$$R' = R \left[1 + \frac{CF'}{bd} \right] \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde b es el ancho de la probeta. La fuerza F' es la fuerza de laminación corregida cuando se emplea R', quiere decir que tanto F' como R' dependen una de la otra por lo que la solución requiere de ensayo y error, no obstante, en la experimentación F' será la fuerza medida. El valor de C es $2,18 \cdot 10^{-4}$ mm²/kg cuando el material de los cilindros es acero [6] [19].

4.3 PORCENTAJE DE REDUCCIÓN

El porcentaje de reducción determina el valor del espesor final que tendrá la chapa después del laminado. Muchas veces a un material se le desea reducir una cantidad considerable en el espesor, la reducción podría ser tan alta que podría generar patinamiento en la entrada de los rodillos ó incluso demandar grandes cantidades de potencia lo que podría conllevar a un sobre esfuerzo en los componentes de la máquina.

Para evitarnos esto, se definieron dos reglas prácticas, experimentales para el laminado, en este caso plano [6]. La primera regla habla sobre el ensanchamiento, mientras que la segunda sobre la reducción máxima.

Regla 1

En el laminado se sabe que el material cuando reduce su espesor aumenta su longitud y su ancho, por conservación de la masa. En la mayoría de casos de laminación al tener un ancho mucho mayor que el espesor, se puede despreciar el efecto del ensanchamiento, sin embargo, en los casos donde esta diferencia no sea considerable es necesario tener presente este comportamiento para no superar los límites del ancho de los rodillos. Para esto se presenta una ecuación simplificada que relaciona al ensanchamiento con la reducción de espesor. Ecuación 58.

$$B = dU$$

Ecuación 58

Donde B representa al ensanchamiento, esto es, la diferencia del ancho final con el inicial; d es el draft ya conocido y U es el coeficiente de ensanchamiento que hay que determinar de forma experimental, pero que normalmente se encuentra entre 0,1 hasta 0,75.

Regla 2

Cuando se desea conseguir una reducción significativamente alta lo que se hace es realizar varias pasadas de laminación para evitar los riesgos mencionados hace poco. Esta regla define cuales deberían ser las máximas reducciones posibles en el proceso de laminado para no comprometer al material de trabajo ni a la máquina.

Si el perfil de la chapa a laminar es rectangular se debe adoptar una reducción máxima de 57% en la primera pasada con un U de 0,45. Si con este porcentaje de reducción no se logra el espesor final deseado, la segunda y demás pasadas deben adoptar una reducción máxima de 35% con un U de 0,35, así hasta llegar al espesor requerido.

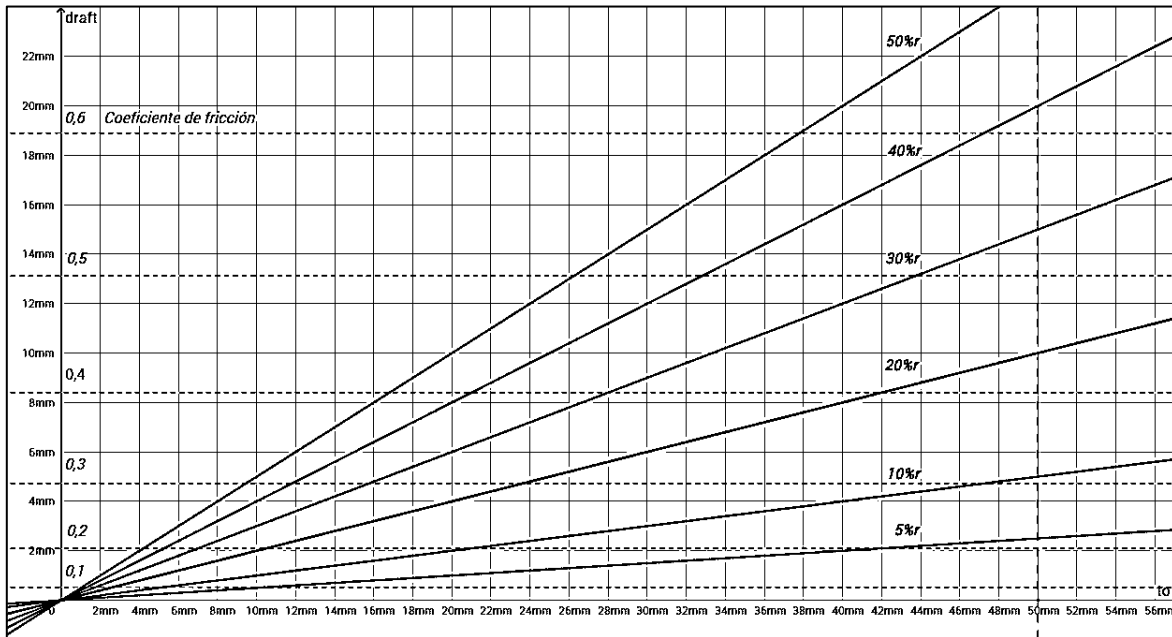
Una vez se tenga el porcentaje de reducción, se procede a determinar el *draft* para ajustar la separación de los rodillos. Como lo indica la Ecuación 43 con la reducción y con el espesor inicial se obtiene el *draft*, tal como lo muestra la Gráfica 4.

En la gráfica se presentan varias curvas de los diferentes porcentajes de reducción y los posibles espesores iniciales de la chapa, para elegir así la separación ideal entre los rodillos de laminación.

Durante la laminación, además de la deformación que experimentan los rodillos²⁷, los componentes del equipo de laminación sufren también una deformación elástica, por lo que la separación entre los rodillos se incrementa [6].

²⁷ Por lo que se corrige el radio del rodillo.

Esta deformación es mayor a medida que se incrementa la carga aplicada y es necesario tenerla en cuenta para fijar la abertura de los cilindros para una reducción dada.



Gráfica 4 Espesor inicial vs Draft

Se define entonces el “modulo del laminador” como el coeficiente que modifica la separación de los rodillos para obtener una abertura que garantice el espesor final deseado. Este módulo es diferente para cada equipo de laminación.

El “salto” es la diferencia que se mide entre el espesor final de la chapa y la separación de los rodillos bajo una carga determinada.

Para encontrar este módulo del laminador se debe hacer pasar por los rodillos, varias probetas de un mismo material con las mismas características físicas y geométricas, variando la separación entre los rodillos por cada pasada, midiendo la fuerza de laminación y el espesor final real. Se grafica entonces una curva de fuerza versus salto, se implementa una regresión lineal y la pendiente de esa curva será el módulo del laminador.

La ecuación lineal que se encuentra para el salto de la máquina presenta la siguiente forma: $J = mF + c$. Donde J es el salto, m es el módulo del laminador, F es la carga de laminación y c es un coeficiente numérico que resulta de la regresión lineal.

El módulo del laminador es un valor fijo que no cambia a pesar de que los materiales y la geometría de las probetas si lo hagan, este valor es propio de cada equipo de laminación, esto se debe a que la fuerza de laminación influye directamente en el salto sin que importen otros parámetros.

Con el porcentaje de reducción y el espesor inicial de la chapa se sabe cuánto es el *draft* y el espesor final de la misma. Al valor del espesor final se le resta el valor del salto y esa medida determina la separación real de los rodillos. Pero para esto es necesario primero determinar teóricamente la fuerza de laminación.

4.4 CARGAS DE LAMINACIÓN

En la literatura se encuentran varias fuentes que definen una ecuación para calcular la fuerza de laminación y el torque requerido. Ya que el equipo de laminación cuenta con una celda de carga que permite medir directamente la carga vertical real de laminación; lo ideal sería comparar esta fuerza experimental con las distintas ecuaciones de fuerza de algunos autores para verificarlas.

4.4.1 FUERZA REQUERIDA

Para calcular la fuerza de laminación de forma teórica, se escogieron²⁸ cuatro expresiones que nos servirán para este fin, estas se presentan a continuación.

4.4.1.1 *Fuerza en laminación plana, con deformación homogénea sin considerar la fricción*

Esta es sin duda la expresión de la carga de laminación más sencilla de todas. Ideal para implementarla en trabajo en frío por su simplicidad y porque no se aleja del valor real de laminación [7]. Ecuación 59.

$$F = \pi b \sqrt{Rd}$$

Ecuación 59

²⁸ En la literatura se encuentran muchos más métodos y teorías para desarrollar la ecuación de carga, sin embargo, las ecuaciones aquí presentadas son las que en la literatura parecen tener un resultado más cercano a la realidad.

4.4.1.2 Fuerza en laminación plana, con deformación homogénea considerando la fricción.

Esta ecuación es similar a la anterior pero se le añade un coeficiente de 1,2 al inicio de la expresión, que según el autor representa el efecto de la fricción [21]. Esta fórmula se puede emplear en el trabajo en caliente, sin embargo, a diferencia de la Ecuación 59 para trabajo en frío, la Ecuación 60 si se aleja notoriamente de los valores reales de laminación, por lo que se recomienda usar únicamente para verificar que la fuerza de laminación no supere la fuerza máxima permitida bajo las condiciones de trabajo, de una manera rápida y sencilla. Ecuación 60.

$$F = 1.2 \forall b \sqrt{Rd} \quad \text{Ecuación 60}$$

4.4.1.3 Fuerza de laminación aplicando la fórmula de Dieter:

La fuerza de laminación de Dieter se basa en una aproximación del esfuerzo de fluencia del material de trabajo y considera la fricción de operación [19]. Ecuación 61. Donde $L = \sqrt{Rd}$ es la longitud de contacto.

$$F = \frac{2}{\sqrt{3}} Y_f b L \left(\frac{e^Q - 1}{Q} \right) \quad \text{Ecuación 61}$$

Donde:

$$Q = \frac{2\mu L}{t_f + t_0} \quad \text{Ecuación 62}$$

4.4.1.4 Fuerza de laminación aplicando la fórmula de Ekelund:

Entre los métodos empíricos para el cálculo de la fuerza de laminación se encuentra la formula desarrollada por Ekelund [6]. Algunos autores como [6] y [22] aseguran que es una de las expresiones que más se acerca al valor de la carga real, por lo que será la que más implementemos en este documento.

$$F = b \forall L \left[1 + \frac{1.6\mu L - 1.2d}{t_f + t_0} \right] \quad \text{Ecuación 63}$$

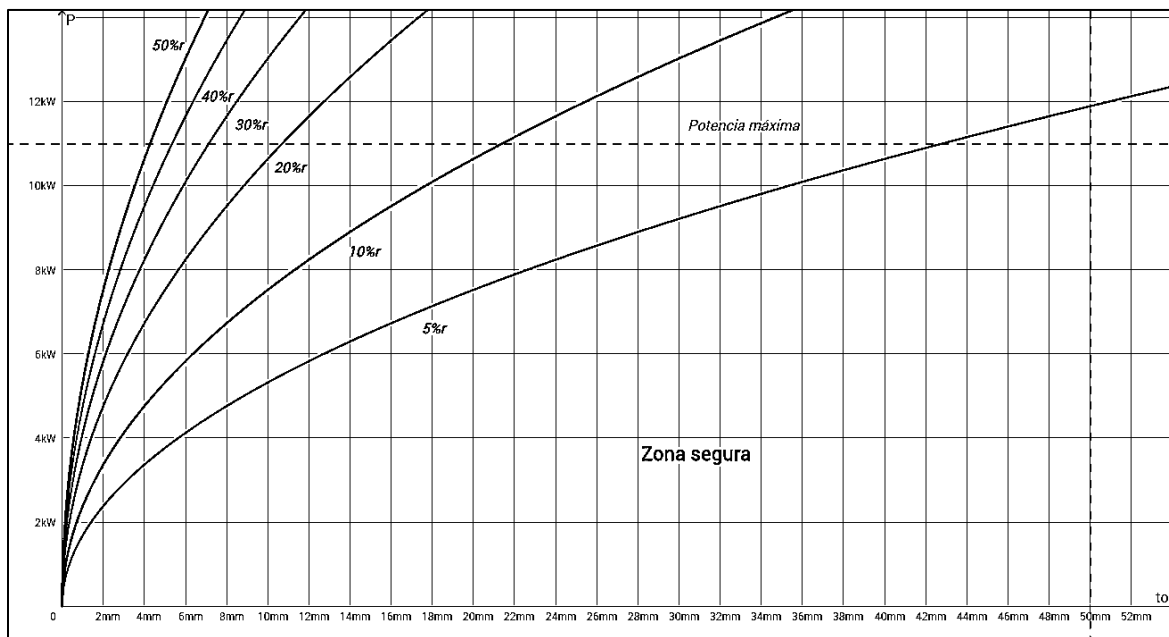
4.4.2 POTENCIA Y TORQUE REQUERIDO

La potencia requerida en el laminado se puede obtener a partir de la Ecuación 66. La potencia máxima del motor es de 11 kW. A la potencia requerida hay que aumentarle las pérdidas de potencia que se producen en los mecanismos de transmisión, para garantizar que el motor sea capaz de producir dicha potencia.

$$P = \pi n_c FL / 30$$

Ecuación 64

Si se grafica la Ecuación 66 considerando la carga máxima de laminación y la velocidad máxima de rotación de los rodillos se obtiene la Gráfica 5. Donde la línea punteada horizontal representa la potencia máxima que soporta el sistema.



Gráfica 5 Espesor inicial vs potencia máxima para diferentes porcentajes de reducción considerando la fuerza y la velocidad máxima de laminación.

Por otro lado el torque o par torsor que experimentan los rodillos se puede calcular para cada rodillo según la siguiente ecuación [1].

$$T = 0,5FL$$

Ecuación 65

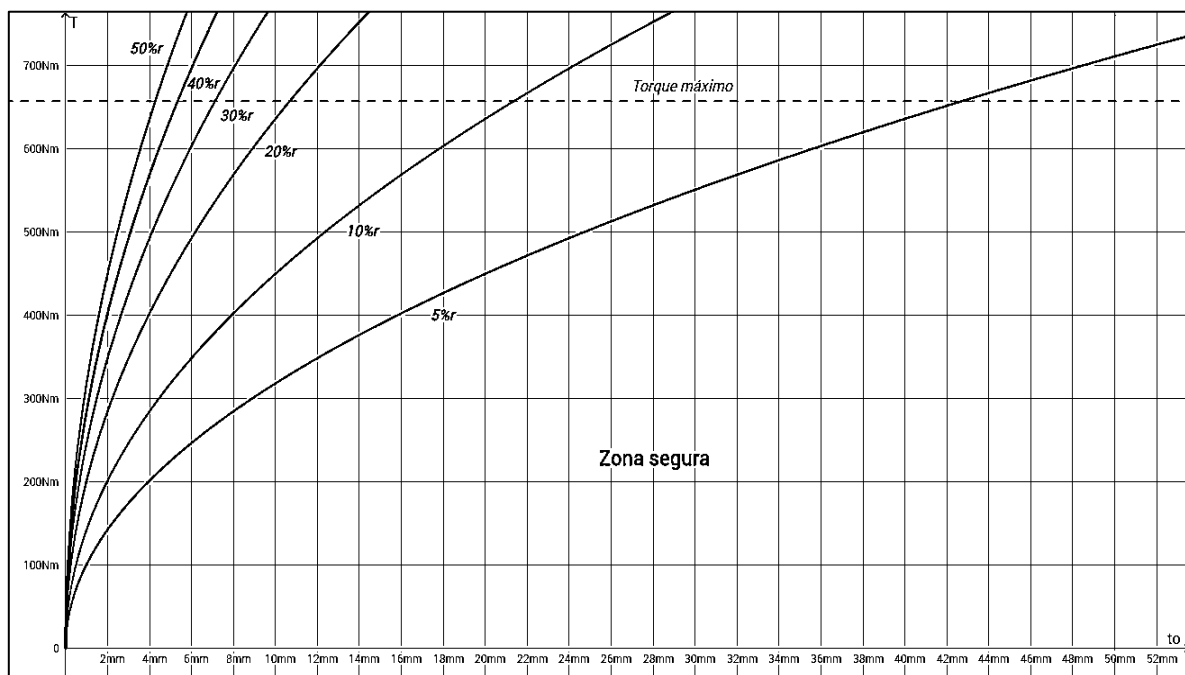
Si se grafica la Ecuación 67 considerando la carga máxima de laminación se obtiene la Gráfica 6. Donde la línea punteada horizontal representa el torque máximo permitido.

El caso inverso empleando la misma ecuación pero considerando el torque máximo de laminación se presenta en la Gráfica 7. Donde la línea horizontal punteada representa la fuerza máxima permitida por el equipo.

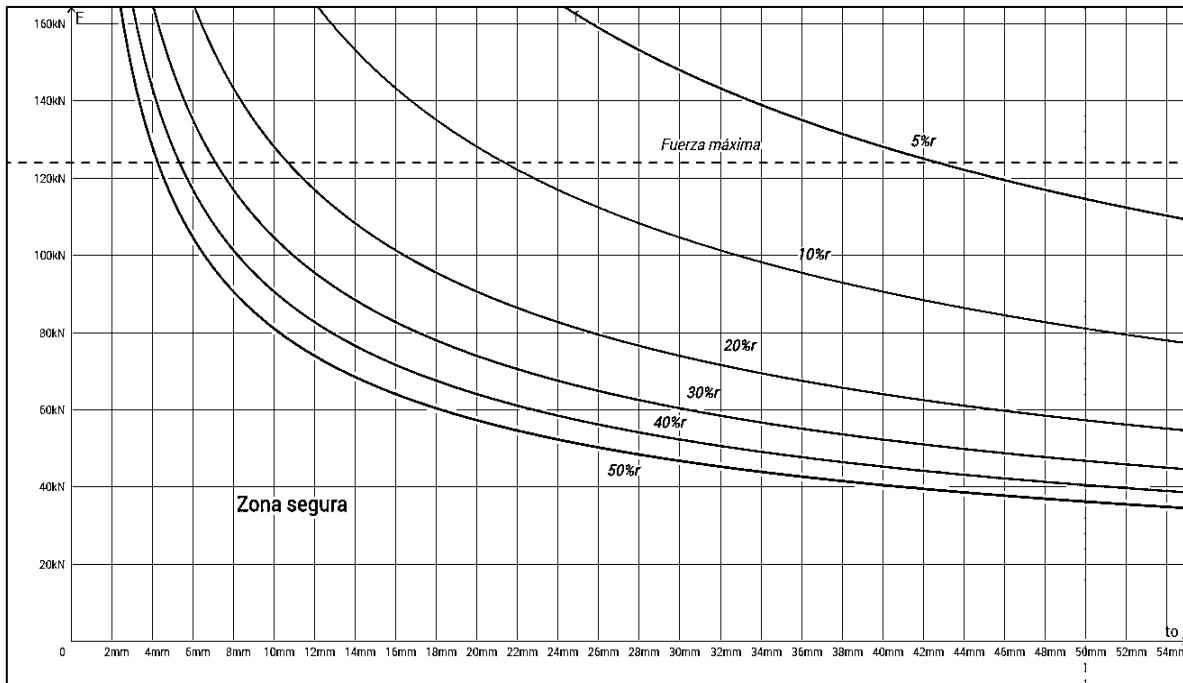
Estas gráficas 5, 6 y 7 permiten establecer una zona segura de trabajo para que en la laminación no se superen los límites de torque, de fuerza y de potencia máximos. En algunos escenarios de laminación es posible trabajar al mismo tiempo con ambos valores límites, en la mayoría de casos esto no sucederá.

Al final es preciso hacer que todas las ecuaciones empleadas cuadren, quiere decir que este proceso requiere de ensayo y error muchas veces.

En el manual de funcionamiento y operación del equipo de laminación se presentan todos los mapas completos y detallados para el trabajo seguro. Estos mapas se obtienen a partir de las ecuaciones del proceso de laminación plana y de las restricciones geométricas y mecánicas del equipo.



Gráfica 6 Espesor inicial vs torque máximo para diferentes porcentajes de reducción considerando la fuerza máxima de laminación.



Gráfica 7 Espesor inicial vs fuerza máxima para diferentes porcentajes de reducción considerando el torque máximo.

4.5 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- La frecuencia de rotación de los rodillos se puede ajustar hasta los 80 rpm derivando en una velocidad de laminación de 26,4 m/min.
- Entre más baja sea la velocidad de laminación, más garantía hay de que no se produzca deslizamiento, evitando así defectos en las chapas laminadas.
- La tasa de deformación debe definirse antes de utilizar el equipo para así establecer la frecuencia de rotación de los rodillos.
- Mientras que un incremento en la temperatura disminuye el esfuerzo de fluencia de un material, un incremento en la tasa de deformación lo aumenta. Sin embargo, a temperatura ambiente se puede asumir que la velocidad de deformación no presenta influencias significativas en el esfuerzo de fluencia del material.
- Un incremento en la temperatura de trabajo induce un aumento del coeficiente de fricción. En este equipo se espera que este coeficiente se encuentre entre 0,1 y 0,65.

- Se puede saber cuál es el máximo porcentaje de reducción y cuál es el espesor mínimo a laminar para un material dado, conociendo el coeficiente de fricción.
- El *draft* máximo permitido en este equipo es de 18,9 mm en caliente, mientras que en frío es de 0,525 mm.
- Se puede establecer el coeficiente de fricción de cuatro formas, dos teóricas y dos experimentales, ver 4.2.2.
- Se deben evitar porcentajes de reducción muy altos por el efecto del patinamiento. Se estableció 50% como porcentaje de reducción máximo en la primera pasada y 35% en las demás, obviamente respetando el *draft* máximo debido a la fricción.
- El espesor final límite para este equipo varía desde los 0,5 mm hasta los 1,5 mm dependiendo del coeficiente de fricción y espesor inicial.
- Para ajustar el equipo al *draft* requerido se debe calcular el módulo del laminador a partir de los saltos de la máquina en función de la fuerza de laminación.
- Se presentaron cuatro métodos de diferentes autores para calcular la fuerza de laminación. En la práctica de laboratorio diseñada para este equipo se podrán comparar estas expresiones con los resultados experimentales. Sin embargo, en un escenario preliminar se empleará la ecuación de Ekelund definitiva.
- Se presentaron los mapas principales de operación segura cuando se desea laminar implementando ya sea el torque, la fuerza, la velocidad o la potencia máximas permitidas.

5 RODILLOS DE LAMINACIÓN

Los rodillos de laminación son talvez los elementos más importantes en el proceso de laminación, y como no serlo, si de ellos dependen que las chapas, placas o probetas a laminar sean trabajadas acorde a las especificaciones requeridas inicialmente. Estos se encuentran bajo altas cargas radiales, alto desgaste debido a la fricción y óxidos formados, además de fatiga térmica debido a los cambios de temperatura en su superficie.

De los diferentes arreglos de rodillos que existen, el sistema dúo reversible es el que se empleó en este laminador, es decir, dos rodillos posicionados verticalmente uno sobre el otro permiten una laminación en ambos sentidos de giro [1]. Este arreglo de rodillos es el más utilizado para dar grandes desbastes iniciales principalmente cuando el material a laminar se encuentra a altas temperaturas. Este proceso no es conveniente cuando se desea laminar placas a espesores muy finos, y en frío no es recomendado emplearlo con materiales muy duros.

Dentro de la laminación se han estandarizado tres regiones térmicas que determinan las propiedades mecánicas y los tratamientos que se deben aplicar a los rodillos de laminación para cada caso, estas regiones son: laminación en frío, laminación en caliente por debajo de la temperatura de recristalización y laminación en caliente por encima de la temperatura de recristalización del material a trabajar.

Para el laminado en frío se emplean generalmente rodillos de acero aleado forjados o mecanizados, que presenten buena resistencia mecánica en el núcleo y alta dureza superficial. Para conseguir estas propiedades se les aplica un tratamiento térmico de temple. Finalmente se rectifica la superficie hasta el punto de darle al rodillo un pulido tipo “espejo”, que dará al material laminado un excelente acabado superficial. Uno de los materiales más recomendados para este tipo de rodillo es el L-1 [22].

Para el laminado en caliente se usan generalmente rodillos fundidos, aunque en ocasiones también se utilizan cilindros de acero forjado templado. Debido a las condiciones de trabajo, estos cilindros se encuentran en condiciones de generar grandes reducciones de espesor por lo que se precisa que el material sea más tenaz, para esto muchas veces después del temple se les da un revenido a baja temperatura. Estos rodillos también pasan por la rectificadora para garantizar acabados superficiales más finos.

Finalmente para contrarrestar el desgaste excesivo que sufren estos cilindros se pueden o no, someter a tratamientos térmicos superficiales como cementación, cianuración, nitruración o recubrimientos de cromo u otras sustancias metálicas [22].

5.1 RODILLOS UTILIZADOS EN LA MÁQUINA

Como ya se ha mencionado en capítulos previos, los cilindros de laminación en frío presentan unas características físicas, químicas y mecánicas diferentes a los cilindros de laminación en caliente, por lo que no es recomendable que se alternen los rangos de laminación para un juego de cilindros configurados para un trabajo en específico.

En nuestro caso, esta recomendación se pasará por alto y se empleará un cilindro de laminación que trabajará tanto para laminar en frío como en caliente, la razón que justifica esta decisión es la falta de presupuesto para tener cuatro rodillos disponibles (dos para trabajo en frío y dos para trabajo en caliente) y el hecho de que el equipo será utilizado en laboratorio para probetas pequeñas y su funcionamiento no es forzado ni continuo.

Como indican los objetivos, la idea inicial era poder laminar probetas que estén alrededor de los 1100° C, por lo que el diseño base proponía que el material de los cilindros fuera un H-13 mecanizado. Lo ideal era que para esta temperatura máxima los rodillos estuvieran fabricados de acero aleado fundido [22]. Pero incluso para un acero H-13 el presupuesto no fue suficiente, por lo que finalmente se seleccionó un AISI 4140, que es un acero de baja aleación al cromo molibdeno de mediana templabilidad de bajo costo.

El material actual de los rodillos de laminación reduce significativamente las capacidades de laminación, por ejemplo ya no se puede laminar a temperaturas muy elevadas, debido a que el punto de temperatura crítico inferior está alrededor de los 749°C y el superior en los 793°C [24], esto quiere decir que la temperatura en la cual el material comienza a recrystalizar el material sería aproximadamente de 400°C, que sería el valor máximo de temperaturas de las probetas a laminarse sin causar modificaciones micro-estructurales.

Por otro lado no se puede trabajar materiales muy duros, lo recomendable sería laminar probetas en cuyo estado presenten una resistencia mecánica inferior a los 400 MPa, que equivaldría al esfuerzo de fluencia del material de los rodillos afectado por el factor de seguridad definido en el Capítulo 1.

Esto quiere decir que el equipo de laminación servirá para laminar aceros de bajo carbono y metales blandos como Aluminio, Bronce, Cobre, entre otros.

A los rodillos de laminación se les recomienda realizar un tratamiento de temple y revenido con un rectificado final para mejorar tanto las propiedades mecánicas como el acabado superficial de los mismos.

Los tratamientos térmicos se deben llevar a cabo como se indica a continuación:

El temple se realiza a una temperatura de 843°C, ya que la temperatura del punto crítico superior es de 793°C y se recomienda aumentar 50° para asegurar que el material alcance una austenización completa [24] [25]. Es necesario sostener esta temperatura un tiempo definido que depende del tamaño del material a tratarse, para esto se ha establecido una ecuación que involucra al diámetro de la barra del material al que se le aplicará el tratamiento. Ecuación 68.

$$t \text{ (horas)} = \frac{1}{2} + \frac{D(mm)}{120} \quad \text{Ecuación 66}$$

En este caso el rodillo de laminación presenta tres secciones distintas que equivalen a 55 mm de diámetro en los extremos y a 105 mm en el centro. Para evitar un crecimiento de grano excesivo, se toma como diámetro de trabajo al menor, es decir, al de 55 mm, que equivaldría a un tiempo de 1 hora, redondeando.

Finalmente se enfría rápidamente en aceite para conseguir una microestructura ferrítica martensítica, Ver Ilustración 54.

Debido a que la estructura martensítica es muy dura y frágil, se debe aplicar un revenido para aumentar la tenacidad del material. El revenido consiste en calentar una pieza templada por periodos del orden de 1 a 3 horas a temperaturas menores que la de austenización [25].

La cuestión con el tratamiento del revenido es que dependiendo de la temperatura se definen dos cosas, por un lado se determina la temperatura máxima de trabajo para evitar que se pierda el revenido, y por otro lado se altera la dureza superficial del material. En la Ilustración 55 se observa cómo se disminuye la dureza a medida que la temperatura del revenido aumenta.

Si escogemos una temperatura de revenido de 400°C durante dos horas, podríamos estimar que la dureza superficial del material estaría alrededor de los 33 HRC [24] y nos permitiría trabajar con metales que estén hasta los 400°C.

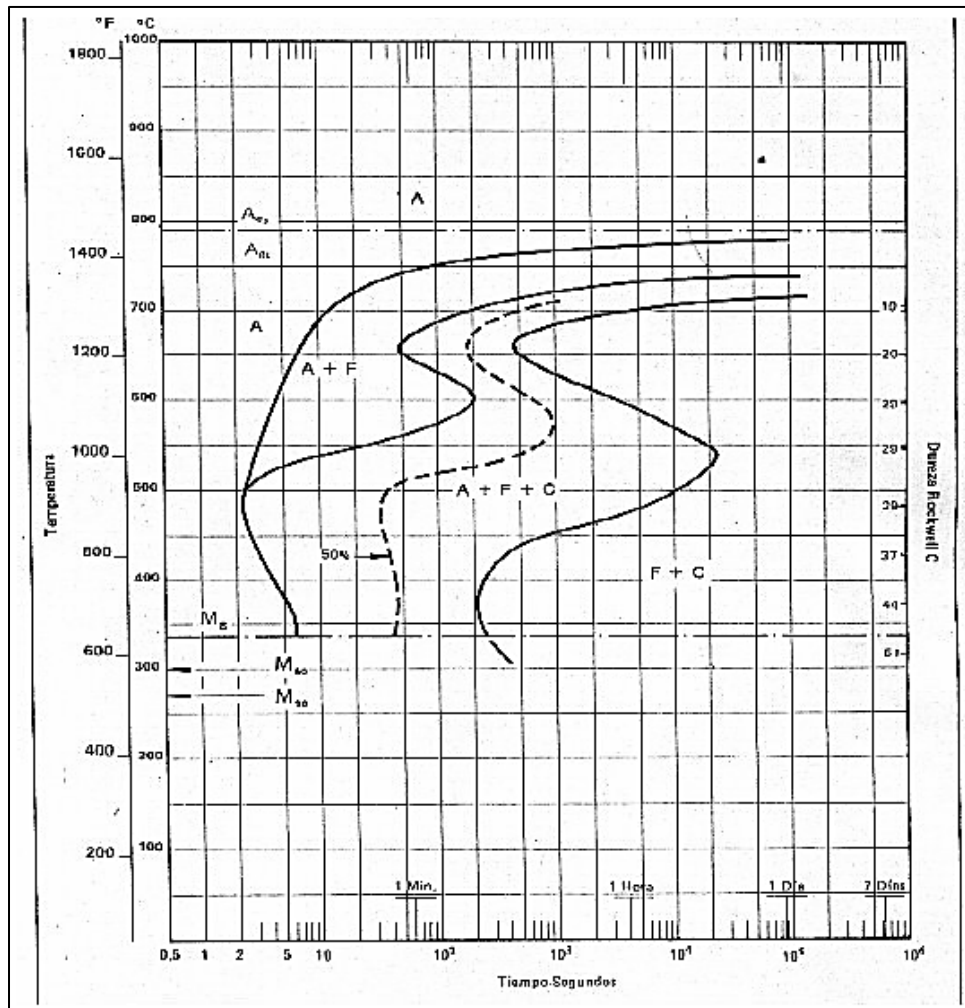


Ilustración 54 Diagrama de transformación Isotérmica del Acero IRAM 4140, equivalente al AISI 4140, imagen adaptada de [24].

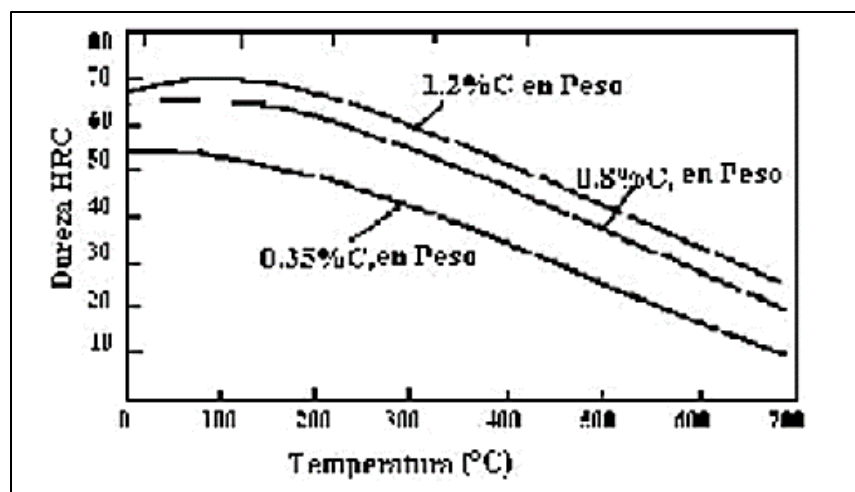


Ilustración 55 Variación de la dureza en función de la temperatura en el revenido, imagen adaptada de [24].

Al final si se desea se puede aplicar un endurecimiento superficial como por ejemplo una cementación, una carbonitruración o algún recubrimiento. El acabado superficial se obtiene rectificando la superficie para darle un efecto espejo, que mejora las condiciones superficiales de las probetas a laminar, al mismo tiempo que disminuye la fricción entre las superficies de los rodillos y de las probetas cuando estén en contacto.

NOTA: Los rodillos que están actualmente montados en el equipo de laminación no presentan el tratamiento térmico recomendado previamente. Se sugiere que en posteriores trabajos realicen tal tratamiento térmico o cambien el material de los rodillos para poder laminar materiales más duros.

5.2 ESTADO DE CARGA DE LOS RODILLOS

En los planos en los anexos se presentan todas las dimensiones de los rodillos de laminación, mientras que en la Ilustración 56 se muestra el diagrama de cuerpo libre del rodillo de laminación donde se exponen las cargas aplicadas y las reacciones en los rodamientos, puntos M y N.

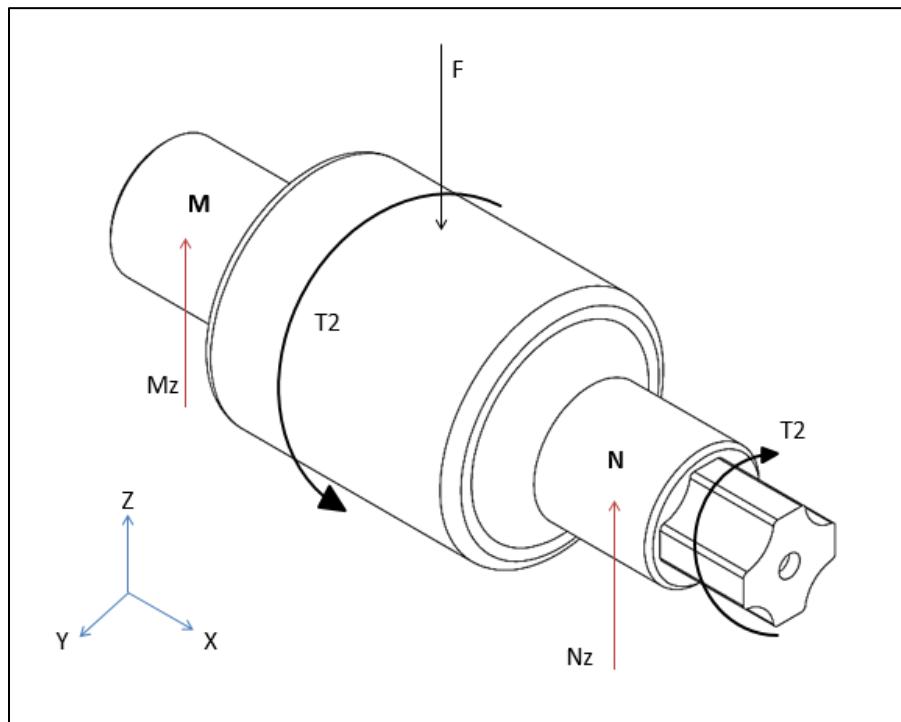


Ilustración 56 Diagrama de cuerpo libre del rodillo de laminación bajo las cargas de trabajo.

Lo ideal es analizar este elemento en las condiciones máximas de laminación, esto es cuando el torque y la fuerza de laminado son máximas. El torque que ingresa al elemento $T_2 = 656,51 \text{ Nm}$ proviene de los árboles de la caja de engranajes de la Sección 2.

Si asumimos que los puntos M y N se encuentran equidistantes de la carga F , se puede concluir por ecuaciones de equilibrio que $M_z = N_z = F/2$. En el Capítulo 2 se encontró que el valor máximo de la fuerza de separación de los rodillos es de 102 kN , lo que quiere decir que las fuerzas $M_z = N_z = 51 \text{ kN}$.

Para determinar la resistencia del rodillo a flexión y a fatiga, se sacan los diagramas de cortante y de momento flector como se presentan en las siguientes ilustraciones.

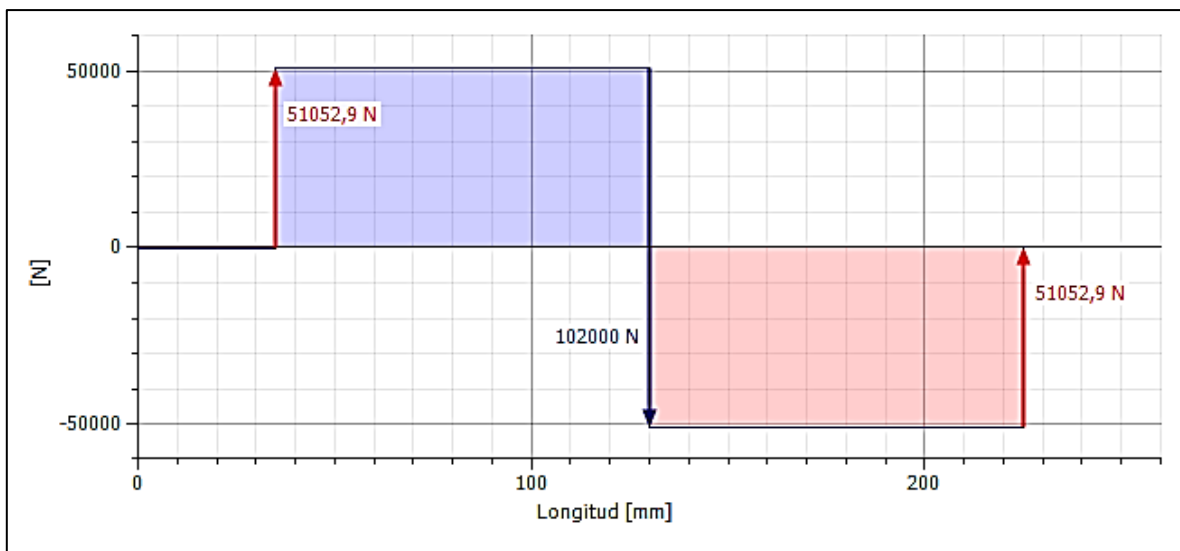


Ilustración 57 Diagrama de fuerzas cortantes en el rodillo de laminación.

La Ilustración 57 confirma que las reacciones en los puntos M y N corresponden a 51 kN . Esta es la carga que deben de soportar los rodamientos ubicados en esos puntos, estos rodamientos se especificaron en el Capítulo 2 (ver 2.3.1.2).

De la Ilustración 58 se obtiene que el momento flector máximo es **4847 Nm** en el intervalo comprendido entre los apoyos de los rodamientos. Los únicos puntos críticos son los hombros del rodillo donde se apoyan los rodamientos y el punto medio del cilindro donde el momento flector es máximo.

En los hombros el momento flector es de 1743 Nm , mientras que en el centro es de 4847 Nm . El torque es el mismo T_2 .

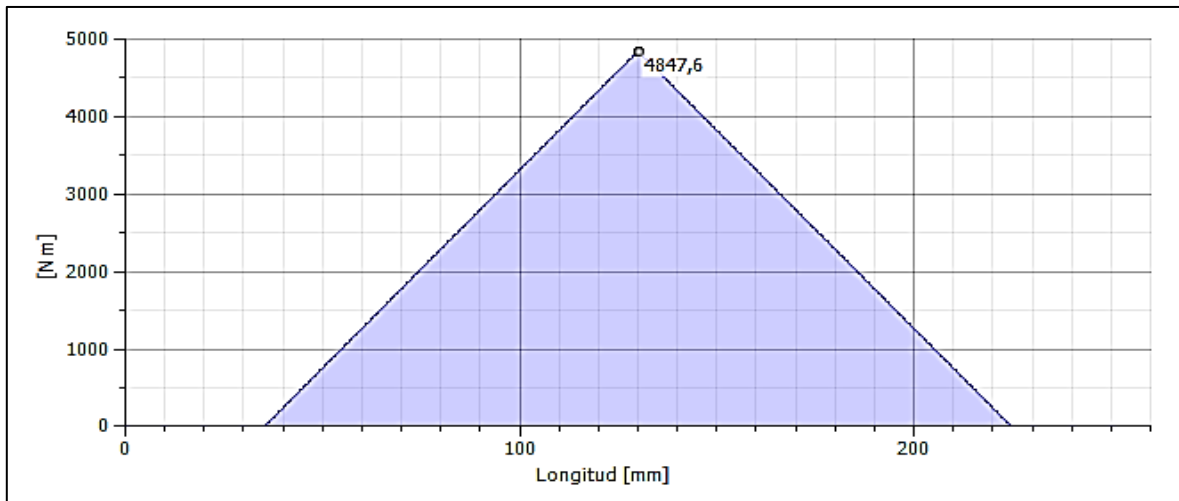


Ilustración 58 Diagrama de momento flector en el rodillo de laminación.

El estudio de los rodillos se efectúa de igual manera que en los árboles de la caja de engranajes, tanto para un estado donde el torque es medio y el momento flector alternante, como para un estado donde el torque es alternante y no hay momento flector.

Con un concentrador de esfuerzos a flexión de 1,3 y a cortante de 1,2 [14], se presenta en la Tabla 16 los resultados del análisis de los rodillos de laminación, donde N_{sf} es el factor de seguridad a fatiga y N_{sy} es el factor de seguridad a fluencia.

Tabla 16 Factores de seguridad a fatiga y a fluencia de los puntos críticos del rodillo de laminación en los escenarios de momento flector alternante y torque alternante.

	Caso de momento alternante		Caso de torque alternante	
Parámetros	HOMBRO	MEDIO	HOMBRO	MEDIO
<i>Momento flector alternante Nm</i>	1743	4847	0	
<i>Torque medio Nm</i>	656,51			
<i>Torque alternante Nm</i>	0		656,51	
<i>Se MPa</i>	242,39	226,18	143,01	131,02
<i>N_{sf}</i>	1,42	4,26	8	9,63
<i>N_{sv}</i>	3,72	12,86	15,97	19,16

Los resultados de la tabla indican que el elemento se encuentra en condiciones mecánicas óptimas de funcionamiento para los estados de esfuerzos a los que será sometido.

En la Ilustración 59 se presentan las curvas de flexión del rodillo, de donde se obtiene que la deflexión máxima es de **43,24 μm** . La fuerza máxima es $F_{\text{max}} = 102 \text{ kN}$. Cómo no existe ninguna masa externa sobre el rodillo, la masa $m = 11,274 \text{ Kg}$ será el peso propio del rodillo de laminación. Así, la frecuencia natural del rodillo es $\omega = 16000 \text{ rad/s} = 2546 \text{ rpm}$.

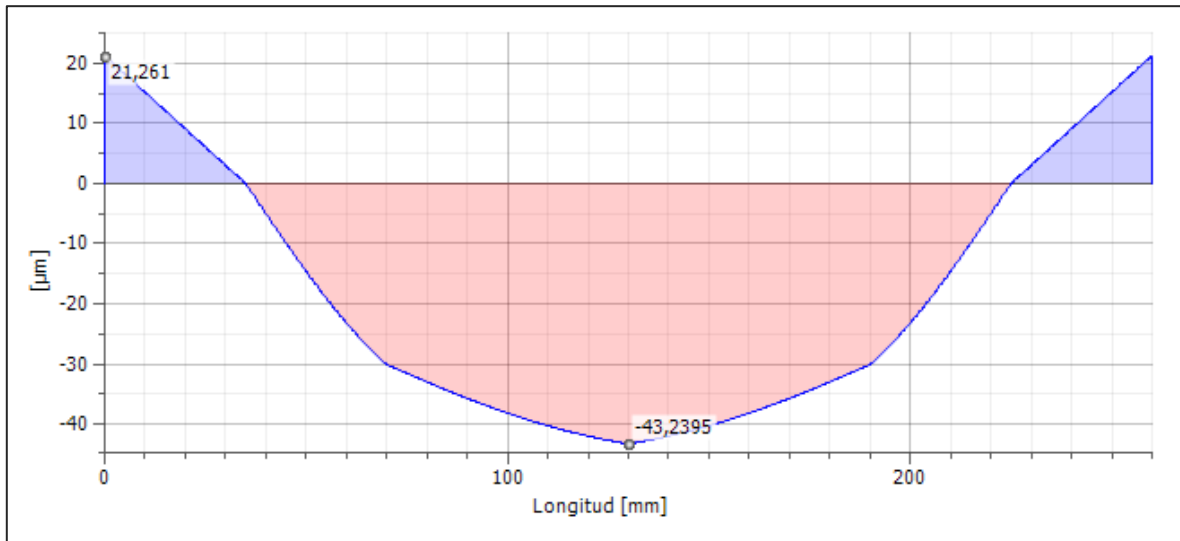


Ilustración 59 Flexión en el rodillo de laminación debida a las cargas de trabajo

5.3 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- El material de los rodillos escogidos es AISI 4140 mecanizado.
- La temperatura de trabajo máxima permitida es de 400°C.
- Los materiales que se pueden laminar no deben superar una resistencia mecánica de 400 MPa. Se recomienda trabajar con metales blandos como aluminio, bronce, cobre, latón, estaño, entre otros.
- Se le debe implementar a los rodillos un tratamiento térmico de temple a 843°C durante 1 hora enfriado en aceite y revenido a 400°C durante dos horas para mejorar las propiedades mecánicas del material.
- Se puede escoger una cementación o nitruración por plasma para terminar de endurecer la superficie de los rodillos.
- Mecánicamente los rodillos aprueban los factores de seguridad de vida infinita y de fluencia, además no presentan riesgo de fallar por velocidades críticas.

6 TECNOLOGIA MECÁNICA EN EL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL LAMINADOR

En este capítulo se describe los procedimientos llevados a cabo para el montaje físico de la máquina, desde el mecanizado de las piezas hasta los ajustes en sitio y puesta a punto del equipo de laminación.

6.1 PROCESOS DE MANUFACTURA (FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS)

Hablando de los procesos de manufactura que se llevaron a cabo en la elaboración de los elementos que componen la máquina se encuentran: cilindrado, ranurado, taladrado, fresado plano, fresado de contorno, machuelado, mecanizado por electroerosión, entre los más importantes.

La mayoría de estos procesos fueron llevados a cabo en el laboratorio de procesos de manufactura de la escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad del Valle. Los procesos que no fueron posibles en este laboratorio se contrataron como servicios en empresas especializadas externas. De este modo el análisis de la tecnología mecánica de los procesos de manufactura en este documento, solo será para aquellos métodos de mecanizado que se hicieron internamente en la universidad. Estos fueron: fresado plano, fresado de contorno, taladrado y machuelado.

6.1.1 CENTRO DE MECANIZADO

El centro de mecanizado es una máquina-herramienta accionada por control numérico que permite trabajar piezas con geometrías complejas con gran precisión en las dimensiones y a altas velocidades de trabajo. En este equipo se realizaron todos los procesos de fresado y taladrado. Se crearon programas desde un ordenador utilizando el software MasterCam y posteriormente se montaron las piezas en la máquina.

El entrenamiento para el uso del centro de mecanizado se adquirió en el curso de manufactura asistida por computador, se trabajaron las operaciones de preparación de las piezas con un técnico SENA entrenado y posteriormente se trabajó solo bajo la supervisión del profesional del laboratorio.

6.1.2 PROCEDIMIENTOS DE TRABAJO

Dentro de los procesos de mecanizado por arranque de viruta se encuentra el mecanizado por fresado que consta de una herramienta característica, denominada fresa, que animada de un movimiento de rotación, mecaniza superficies en piezas que se desplazan con movimiento rectilíneo bajo la herramienta [26].

Existen varios procedimientos para trabajar con el centro de mecanizado y varios tipos de herramientas, en este caso solo se emplearon dos modalidades de trabajo con fresas: el planeado y el contorneado.

Las ecuaciones que relacionan los parámetros de corte se presentan a continuación donde: velocidad de corte v_c , avance de la mesa v_f , avance por diente f_z , velocidad del eje en rpm n , número de dientes o insertos z y diámetro de corte D_1 . Ecuaciones 70 y 71 [27].

$$v_c = \frac{\pi D_1 n}{1000} \text{ (mm/min)} \quad \text{Ecuación 67}$$

$$v_f = n z f_z \text{ (mm/min)} \quad \text{Ecuación 68}$$

Los parámetros de corte tales como velocidad de corte y avance generalmente se encuentran tabulados según el material de la herramienta y el material de la pieza que se trabaja. Los materiales AISI 1045 y 4140, que presentan un contenido de carbono alrededor del 45%, se consideran como aceros semiduros.

6.1.2.1 PLANEADO

Como su nombre lo indica es el proceso que busca generar una superficie plana sobre la pieza de trabajo. Este mecanizado se llevó a cabo con una herramienta popularmente conocida como “piña” que consiste en un mango giratorio que soporta una cantidad específica de “insertos de corte”, así como se presenta en la Ilustración siguiente.

Los insertos de corte son de acero recubiertos con tungsteno, con lo que se obtiene para el material de trabajo las siguientes velocidades:

- Para el desbaste una velocidad de corte de $v_c = 75 \text{ mm/min}$.
- Para el acabado una velocidad de corte de $v_c = 90 \text{ mm/min}$.
- Para el desbaste un avance por diente de $f_z = 0,030 \text{ mm/z}$.
- Para el acabado un avance por diente de $f_z = 0,020 \text{ mm/z}$

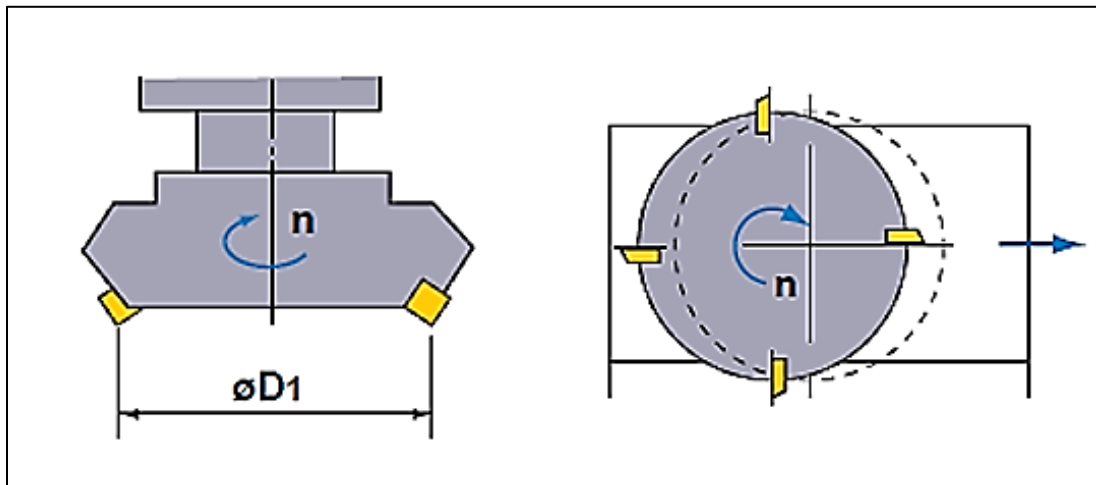


Ilustración 60 Esquema de la geometría de una piña.

La velocidad de rotación n se obtiene de la Ecuación 70. El valor de D_1 es 35 mm lo que resulta en una velocidad de rotación de 682 rpm para el desbaste y una velocidad de 818,15 rpm para el acabado. Se escogieron al final como velocidades de rotación **650** y **800 rpm** para el desbaste y el acabado respectivamente.

Para el avance como la herramienta soporta 6 insertos se obtiene de la Ecuación 71 que para el desbaste y para el acabado se debe trabajar con velocidades de **117** y **96 mm/min** respectivamente.

6.1.2.2 CONTORNEADO

El proceso de contorneado consiste en mecanizar áreas específicas con formas regulares o irregulares por medio de una fresa con mango de cuatro filos, como se muestra en la Ilustración 61.

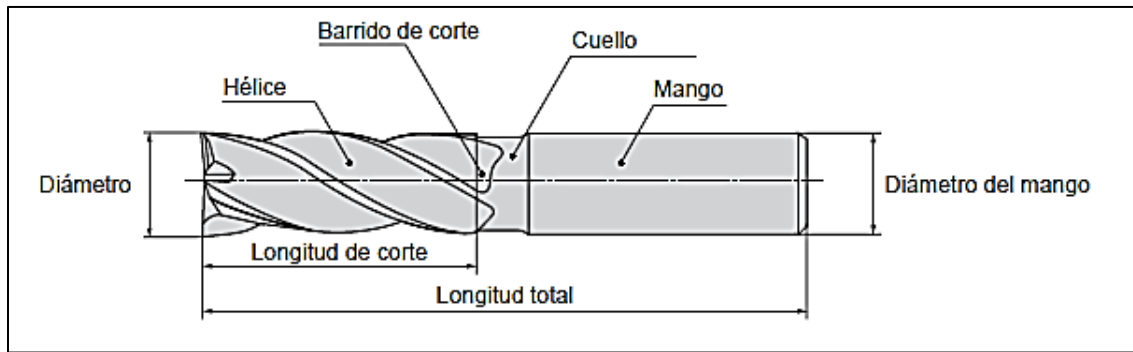


Ilustración 61 Esquema de la geometría de una fresa con mango.

El material de la herramienta es acero al carbono aleado, con lo que se obtiene para el material de trabajo las siguientes velocidades:

- Para el desbaste una velocidad de corte de $v_c = 22$ mm/min.
- Para el acabado una velocidad de corte de $v_c = 30$ mm/min.
- Para el desbaste un avance por diente de $f_z = 0,025$ mm/z.
- Para el acabado un avance por diente de $f_z = 0,015$ mm/z

La velocidad de rotación n con un diámetro de la herramienta $D_1 = 10$ mm da como resultado una velocidad de rotación de 700 rpm para el desbaste y una velocidad de 954 rpm para el acabado. Se toman como velocidades de trabajo **700** y **950 rpm** para el desbaste y el acabado respectivamente.

Para el avance se tiene que la herramienta presenta cuatro filos, por lo que en desbaste y en el acabado se tienen velocidades de **70** y **57 mm/min** respectivamente.

En ambos procesos de mecanizado se trabajó con una profundidad de corte de **1 mm**.

6.1.3 PROGRAMACIÓN MASTER CAM

El software MasterCam fue la herramienta computacional que permitió la programación del centro de mecanizado de forma rápida y efectiva.

En este texto no se explicará cómo programar el equipo CNC ni cómo utilizar el software, simplemente se mostrarán imágenes alusivas al procedimiento empleado para cada pieza mecanizada. La pieza de este ejemplo es la placa superior de la caja de laminación. Ver Ilustración 62.

De la ilustración la imagen a) muestra el diseño de la pieza desde el software Solidworks. Posteriormente este dibujo se transfiere al programa MasterCam donde se le dan las instrucciones a la herramienta del centro de mecanizado, ver imagen b). En la imagen c) se presenta una fotografía de la máquina trabajando sobre la pieza. Finalmente se obtiene la pieza terminada con toda su geometría definida y limpia, ver imagen d).

Este procedimiento fue exactamente el mismo para la mayoría de las piezas del equipo de laminación.

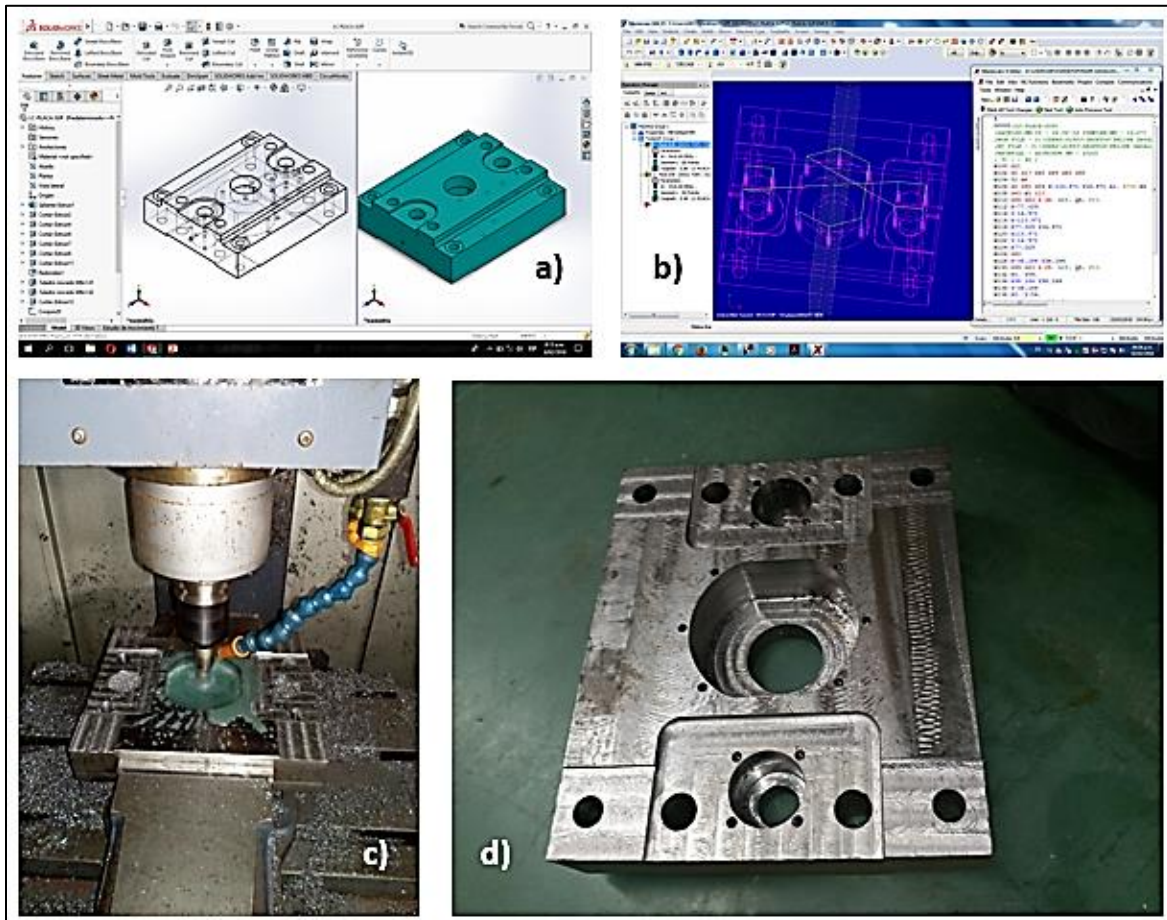


Ilustración 62 Secuencia del proceso de manufactura de la placa superior de la caja de laminación.

6.2 ENSAMBLAJE Y PUESTA A PUNTO

Para el ensamblaje de los elementos fue necesario el uso de los planos de explosión de la máquina para conocer donde se encuentra ubicada cada pieza, estos planos se presentan en los anexos.

6.2.1 ALINEACIÓN Y AJUSTE (RESULTADO FINAL)

Después de tener todas las piezas mecanizadas y listas, se empezaron a ensamblar las secciones de la máquina para revisar los ajustes, las holguras y el movimiento de los mecanismos involucrados.

En la Ilustración 63 se muestra un pre-ensamblaje de todas las secciones del equipo. Esto permitió corroborar las posiciones de los agujeros en la estructura para el anclaje, las posiciones de los tornillos en cada elemento de la máquina y las holguras y luces entre piezas para dar los ajustes en sitio.



Ilustración 63 Fotografía del pre ensamble general del equipo de laminación.

Una primera alineación se dio con la caja de engranajes en la Ilustración 64, donde después de ensamblar los árboles y rodamientos, se rellenaron las luces entre las placas para que estos se alinearan y dejaran rotar libremente al mecanismo.



Ilustración 64 Fotografías de la caja de engranajes donde se presenta el ensamblaje y la alineación de los árboles.

Después de validar la ubicación de cada elemento de la máquina y de haber dejado a punto la caja de engranajes se procedió con la pintura: los elementos estructurales y partes móviles principales se pintaron de negro; los elementos estructurales de la máquina se pintaron de gris, los elementos de protección de amarillo y el volante de rojo.

Se ensamblaron completamente las *Secciones 2, 3 y 4* en su respectiva ubicación, con lo que se pudo entonces comprobar el movimiento. Ver Ilustración 65.

La alineación de los árboles que conectan las *Secciones 1-2 y 2-3* se llevó a cabo empleando un instrumento de alineación laser de la marca Fixturlaser provisto por la empresa Mecanálisis Industrial. Para esto se colocó el árbol de acople y el mecanismo cardán entre las *Secciones 2 y 3*, posteriormente se aseguró el anclaje de la caja de engranajes, de la caja de laminación y del reductor de velocidad, ver Ilustración 66.

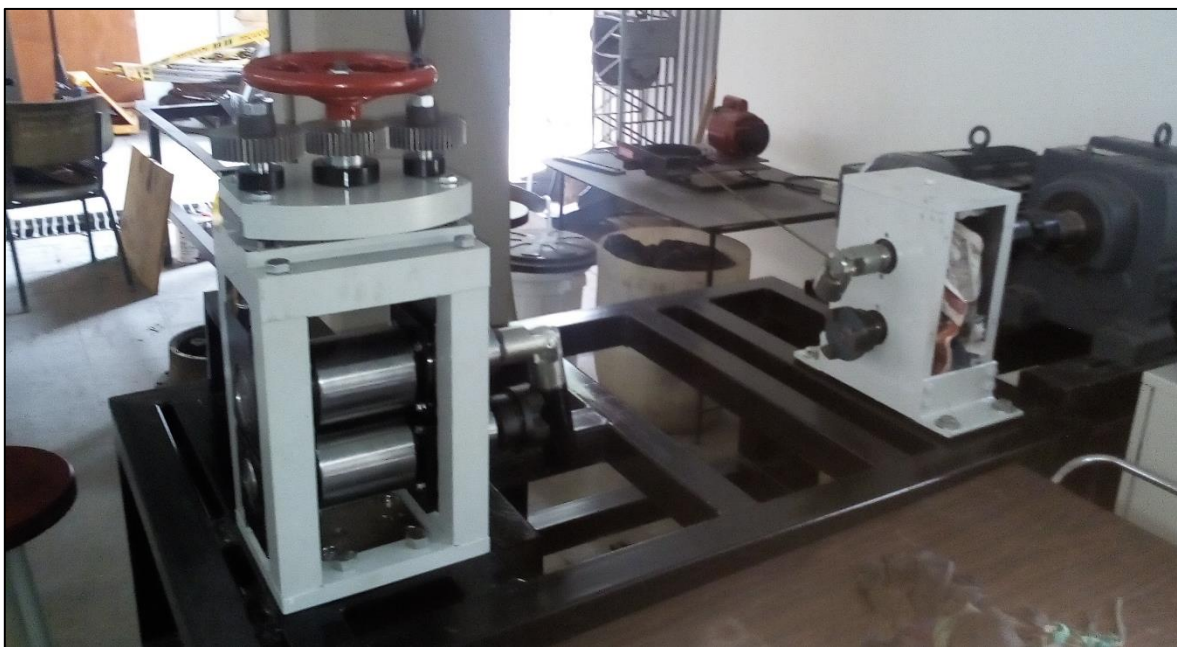


Ilustración 65 Fotografía del ensamble al 85% con los elementos pintados.

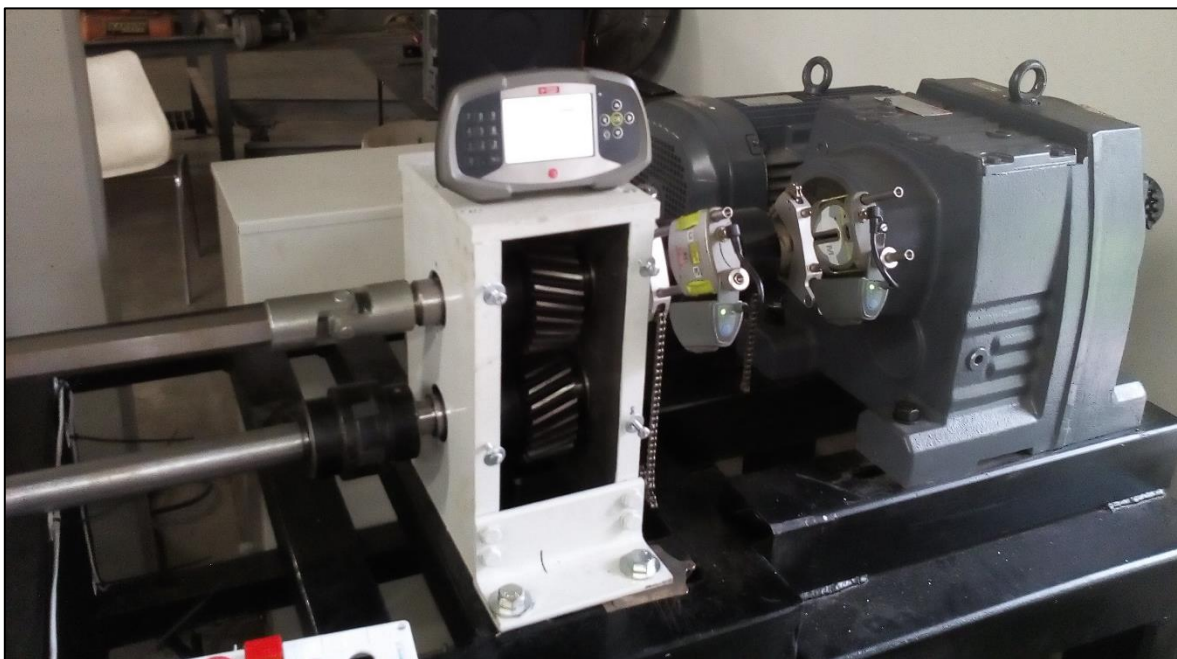


Ilustración 66 Fotografía de la alineación de árboles entre las Secciones 1 y 2 con el instrumento Fixturlaser.

Una correcta alineación en una máquina evita que los niveles de vibración y sonido en los rodamientos sean dañinos. Según la norma ISO-10816 y la CSI, las tolerancias de una alineación de árboles para velocidades de rotación menores a los 750 rpm deben ser menores a 0,13 mm/100mm en angular y menores a 0,19 mm en lineal. El equipo laser arrojó los resultados de la Ilustración 67.

		+0,10/100	Vertical	
		-0,05	-0,43	+0,15
		+5,40/100	Horizontal	
		+1,54	+3,40	+6,72

Ilustración 67 Resultado de la alineación entre árboles de las secciones 1 y 2, por medio del instrumento Fixturlaser.

Según la ilustración anterior, la alineación vertical quedó dentro de las tolerancias permitidas a diferencia de la horizontal. El problema que hubo con la alineación horizontal se dio por la falta de espacio para el desplazamiento de los tornillos del reductor. Esto se podría solucionar ampliando los agujeros para los tornillos en la estructura base o moviendo toda la estructura de la *Sección 1*.

Por cuestiones de tiempo, se dejó la máquina en las condiciones presentadas, ya que para los expertos de Mecanálisis, las bajas velocidades de rotación y el tipo de acople empleado, permite al equipo operar en esas condiciones de alineación sin que los elementos mecánicos presenten problemas, esto se debe principalmente a que el elemento que sufrirá esta desalineación es la estrella elastómera del acople de las *Secciones 1 y 2*. Se entiende que las *Secciones 2 y 3* si quedaron alineadas dentro de los estándares.

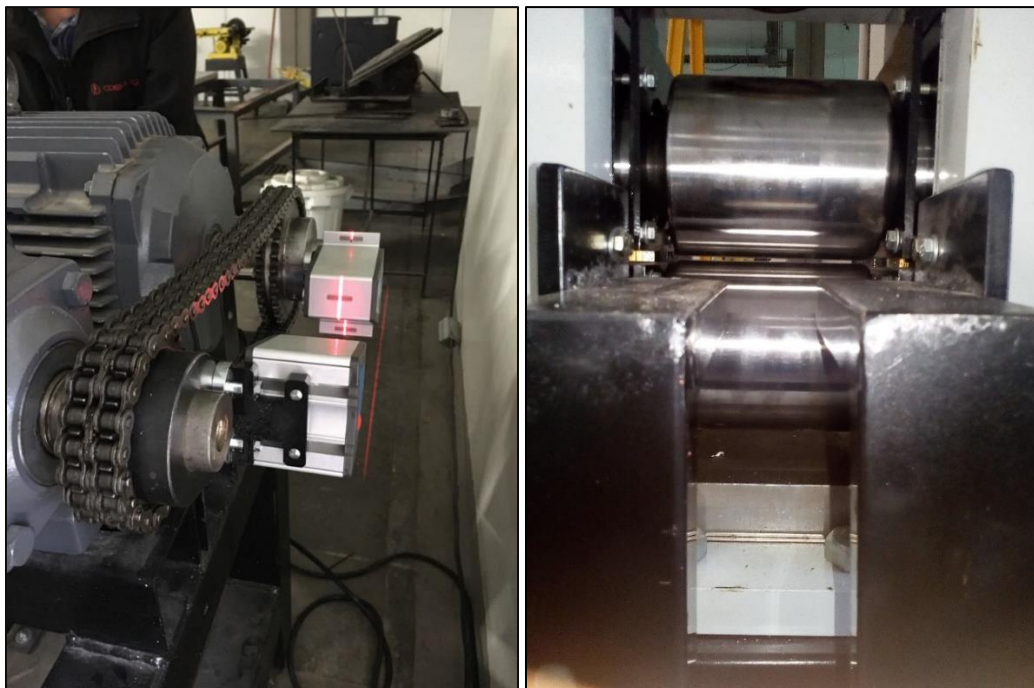


Ilustración 68 Fotografía de la alineación de la cadena (izquierda) y alineación de los rodillos (derecha).

La alineación de la cadena se llevó a cabo por medio de un alineador laser de cadenas y poleas con la que se ajustó la separación y posición del motor, ver Ilustración 68 (izquierda).

La nivelación de los rodillos para que se encontraran paralelos se logró midiendo las luces en los extremos de los mismos para luego rellenar con *shims* en las bases de la celda de carga, ver Ilustración 68 (derecha).

Finalmente se colocaron los sensores de velocidad, de carga, de posición de los rodillos, se calibraron y se comprobaron; se instaló el cableado eléctrico; se configuro la electrónica para dar arranque a la máquina; se lubricaron los rodamientos, engranajes, tornillos de potencia y cadena; se limpiaron los elementos de grasa y polvo; se hicieron los retoques de pintura; se pusieron las guardas de seguridad; y se instaló correctamente el panel de control, todo para dar inicio a las pruebas de funcionamiento del equipo. Ver Ilustración 69

El resultado final cumple lo que se esperaba en el diseño base, lo único que cambió fueron algunos parámetros de trabajo. Con la máquina a punto se procedió con la práctica de laboratorio que se presenta en los anexos.



Ilustración 69 Fotografía del ensamble al 100% incluyendo el sistema eléctrico.

6.2.2 CONTRATIEMPOS PRESENTADOS

Los principales contratiempos presentados en el desarrollo del proyecto se muestran a continuación:

- Debido a los plazos en la ejecución del presupuesto del proyecto, tocó comprar todos los materiales a partir del diseño base sin antes haberlos verificado.
- En el transcurso de la verificación se empezaron a encontrar elementos sobredimensionados y otros que presentaban amenazas de falla, por lo que se ajustaron las condiciones de cargas para tratar de aprovechar al máximo las capacidades del equipo sin comprometer tales elementos críticos.
- Con la fabricación, los principales problemas se debieron a la disponibilidad de las máquinas herramientas y al tiempo excesivo que tomó fabricar algunas piezas con la herramienta disponible en el laboratorio de procesos de manufactura.
- En el ensamble se presentaron contratiempos debidos a las tolerancias para dar los ajustes, en la mayoría de piezas no se tuvo en cuenta este fenómeno por lo que tocó rectificar muchas superficies de ensamble. Por otro lado no se habían diseñado bien los compartimientos de los rodamientos para su extracción, por lo que en el pre-ensamblaje algunos rodamientos se dañaron.
- Otros contratiempos se debieron a las contrataciones de servicios con empresas externas, ya que los procesos de compra por medio de la universidad tardan demasiado, además de que los servicios solicitados a las empresas externas se demoraron más de lo planeado.

6.3 CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- Las máquinas herramientas CNC permiten obtener piezas con mejores acabados superficiales, con mejor precisión dimensional y en menor tiempo por lo que aprender a operarlas o conocer al menos como funcionan es de gran utilidad para el ingeniero mecánico.
- Al diseñar piezas y elaborar planos es muy importante dejar bien definidas las tolerancias dimensionales para dar ajustes en el momento de ensamblar una máquina.
- Es elemental en cualquier máquina que sus árboles, correas, poleas, cadenas, y demás elementos mecánicos se encuentren bien alineados antes

de operar con las cargas de trabajo para evitar que los elementos entren en niveles de vibración y sonido peligrosos, disminuyendo el tiempo de vida útil de los mismo.

- Siempre es bueno aceptar las sugerencias y la ayuda de personal calificado y con experiencia cuando se trata de armar equipos mecánicos.

7 CONCLUSIONES

En el proyecto de grado descrito en este documento se construyó un laminador en caliente de laboratorio a partir de un diseño de referencia que fue verificado desde el punto de vista de funcionalidad, resistencia mecánica, seguridad de operación y mantenibilidad. Las principales conclusiones de este trabajo son:

- El único objetivo que no se pudo cumplir fue el de laminar a temperaturas de trabajo de hasta 1100°C, esta limitación se generó por falta de presupuesto para el material de los rodillos sin embargo de emplearse los materiales seleccionados en nuevos rodillos este objetivo estaría cubierto.
- El factor de seguridad de falla por fluencia con el que se trabajó en todo el documento fue de 1,56 determinado con el criterio de Pugsley. El factor de seguridad a fatiga fue de 1 trabajando con el criterio de Goodman.
- La frecuencia máxima de rotación de los rodillos de laminación es de 80 rpm, que deriva en una velocidad de laminación de 26,4 m/min, velocidades inferiores se consiguen gracias al variador de frecuencia.
- El torque máximo permitido en los componentes mecánicos del equipo es 656,51 Nm.
- La fuerza de laminación máxima permitida por los componentes mecánicos es de 102 kN.
- Todos los componentes de la máquina satisfacen el factor de seguridad a falla estática y presentan vida a fatiga superior a 10^5 ciclos, que equivale a 3 años mínimo.
- Ningún elemento de la máquina exhibe problemas por velocidades críticas.
- Ningún elemento de la máquina muestra problemas por pandeo.
- El principal problema que se encontró en la verificación del diseño base se debe a la rigidez de los árboles. Trabajando con las cargas máximas de operación, ningún árbol presenta un ángulo de flexión debido al torque que se encuentre dentro de los valores permisibles de deflexión.
- La temperatura máxima de trabajo se estimó en 400°C.
- Los materiales a laminar no deben tener un esfuerzo de fluencia superior a los 400 MPa.
- El espesor inicial máximo para trabajo en frío es de 25 mm, mientras que en caliente puede ser de hasta 40 mm.
- El espesor límite varía con la fricción y por ende con la temperatura. Para trabajo en frío se estima que el espesor límite es de 0,5 mm, mientras que para trabajo en caliente 1,5 mm.

- El espesor final máximo restringido por la separación máxima de los rodillos es de 25 mm.
- El ancho de las probetas máximo restringido por el ancho de los rodillos es de 80 mm, sin embargo, hay que considerar que a medida que el espesor de la probeta se acerca al ancho de la misma, el efecto del ensanchamiento se va volviendo considerable.
- No se restringe la longitud de la probeta, aunque para el trabajo en caliente se recomienda que no supere los 300 mm para que el material quepa en los hornos.
- Se espera que el coeficiente de fricción en este equipo se encuentre entre 0,1 y 0,6.
- En caliente se puede conseguir un porcentaje de reducción máximo de 50%, mientras que en frío solamente se llega al 25%.
- El *draft* máximo permitido por el diámetro de los rodillos y el coeficiente de fricción es de 18,9 mm en caliente, mientras que en frío es de 0,525 mm.
- La máxima tasa de deformación permitida en el equipo es de 10 hz.
- Los parámetros de laminación que se pueden ajustar y medir en el equipo son: la potencia eléctrica suministrada, la separación entre los rodillos, la velocidad de rotación y la fuerza de laminación.
- Los mapas de operación segura del equipo se presentan completamente en el manual de funcionamiento y operación.
- Con la práctica de laboratorio se confirma que los resultados experimentales son similares a los teóricos.

8 RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS

- Si se desea laminar materiales más duros o a mayor temperatura se pueden cambiar los rodillos.
- Es preciso realizar el tratamiento térmico a los rodillos para evitar un desgaste superficial prematuro.
- Se deben reemplazar los acoples instalados actualmente para aumentar la capacidad de trabajo del equipo.
- Se deben respetar todas las recomendaciones de seguridad del manual de funcionamiento y operación del equipo.
- Se puede mejorar la alineación entre la *Sección 1 y 2*, haciendo las respectivas correcciones a la estructura
- Se deben instalar las guardas de seguridad.
- Se deben instalar los recipientes para la lubricación de la cadena y de los engranajes helicoidales..

9 REFERENCIAS

- [1] M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas, Tercera ed., México: Mc Graw Hill, 2007.
- [2] R. L. Timings, Tecnología de la fabricación, México: Alfaomega, 2001.
- [3] J. L. Morris, Procesos modernos de fabricación, Barcelona: Labor S.A, 1961.
- [4] M. Moreno, «Efecto de los tratamientos termo-mecánicos en la respuesta tribológica de una aleación Fe-Mn-Al-C para aplicaciones industriales,» Propuesta de investigación de convocatoria interna, Cali, 2013.
- [5] F. I. Industrial, «Laminación Protocolo - Curso de Materiales,» Escuela Colombiana de Ingeniería, Bogotá, 2011.
- [6] L. F. Lozano, Evaluación de los principales parámetros en la laminación de chapas y perfiles, Buenos Aires: Departamento de Metalurgia, 1972.
- [7] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, Manufactura, ingeniería y tecnología: Ingeniería y tecnología de materiales., Séptima ed., vol. 1, México: Pearson Educación, 2002.
- [8] R. C. Juvinall, Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, México: Limusa, 1991.
- [9] L. C. Ríos Q. y E. Roncancio H., «Análisis y desarrollo de un programa de selección rápida de factores de seguridad, para diseño de elementos mecánicos,» de *Scientia et Technica Año XIII*, 2007.
- [10] S. Group, «SKF Transmission chains,» SKF, 2016.
- [11] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava ed., México: Mc Graw Hill, 2008.
- [12] H. City, «Service Factor & A.G.M.A Load Class Information».
- [13] G. Dr. Gonzáles Rey, «Cálculo de vida útil de engranajes cilíndricos según criterio de resistencia a fatiga del material.,» de *12 Convención científica de ingeniería y arquitectura*, La Habana.

- [14] W. D. Pilkey, Peterson's stress concentration factor, Estados Unidos: John Wiley & sons, INC, 1997.
- [15] M. N. Ivanov, Elementos de Máquinas, Moscú: Escuela superior, 1984.
- [16] S. n. d. a. SENA, «Elementos de Máquinas,» Sena Sofía Plus, Cali, 2006.
- [17] B. Pavic, J. Rados y S. Perse , «Influence of axial force in the intermediate shaft on the load capacity of the paired cardan mechanism,» Science in traffic, 2001.
- [18] J. L. Enríquez, E. T. Guerra, S. d. E. De Bengy y D. F. Segovia, Monografías sobre Tecnología del Acero: Laminación, Madrid, 2010.
- [19] G. E. Dieter, Mechanical Metallurgy, Tercera ed., New York: Mc Graw Hill, 1986.
- [20] T. Robert, «Influencia de la temperatura en el comportamiento mecánico de los metales,» de *Procesos de conformado mecánico*, 2008, p. 8.
- [21] J. Del Río, Conformación plástica de materiales metálicos (en frío y en caliente), Primera ed., España: Cie Inversiones, 2005.
- [22] W. Trinks, Fundamentos de la Laminación, Madrid: Gráficas Osca S.A, 1964.
- [23] J. H. Hitchcock, The Rolling of Metals, New York: John Wiley & Sons, 1959.
- [24] H. Svoboda y H. Lorusso, «Características del acero IRAM 4140,» Facultad de Ingeniería, Buenos Aires.
- [25] D. R. Askeland, Ciencia e ingeniería de los materiales, México: Tomson Editores, 1998.
- [26] M. Rossi, Máquinas-Herramientas modernas, Hoepli.
- [27] DPTO. de Ingeniería Mecánica, «Módulo III: Mecanizado por arranque de viruta,» Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Bilbao.
- [28] D. Kuc, E. Hadasik, G. Niewielski, I. Schindler, E. Mazancová, S. Rusz y P. Kawulok, «Structural and mechanical properties of laboratory rolled steels high-alloyed with manganese and aluminium,» *Elsevier*, p. 6, 2012.

- [29] A. S. Hamada, Manufacturing, mechanical properties and corrosion behaviour of high-Mn twip steels, Oulu: Faculty of Technology, 2007.
- [30] E. Kenneth S. y R. B. Mckee, Fundamentals of Mechanical Component Design, John Wiley & Sons, 1969.

10 ANEXOS

10.1 (ANEXO A) MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN

10.2 (ANEXO B) PRÁCTICA DE LABORATORIO

10.3 (ANEXO C) PLANOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLAJE

(ANEXO A)

MANUAL DE USO Y MANTENIMIENTO DEL LAMINADOR



Elaborado por	Aprobado por	Fecha	Versión No
Juan F. Dávalos	John Coronado Sara Rodríguez	13/02/2018	001

TABLA DE CONTENIDO

- I. CUIDADO
- II. PRECAUCIONES
- III. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS
- IV. PARTES DEL LAMINADOR
- V. OPERACIÓN DEL LAMINADOR
- VI. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS PARA UNA OPERACIÓN SEGURA
- VII. PROCEDIMIENTOS PARA TRABAJAR CON EL EQUIPO
- VIII. MANTENIMIENTO

CUIDADO

El equipo de laminación es una máquina que forma parte del Laboratorio de Procesos de Manufactura. Permite soportar los conceptos aprendidos en los cursos teóricos de ingeniería de la Universidad del Valle, así como el uso con fines de investigación. Por esto es importante que se tengan presentes en todo momento las siguientes instrucciones de cuidado para asegurar la durabilidad del equipo:

- Mantenga la zona de trabajo únicamente con los materiales que se requieran para las prácticas.
- Antes y después de usar el equipo asegúrese de limpiar la máquina con un trapo o *waípe* seco.
- En ningún caso desensamble el equipo. Si es necesario desarmar alguna parte póngase en contacto con el responsable del mantenimiento.
- Nunca encienda la máquina en la velocidad de trabajo, empiece con la velocidad mínima.
- Evite forzar el volante cuando se llegue a los límites de carrera del rodillo superior.
- Por ningún motivo supere las condiciones de trabajo mencionadas en los mapas de operación segura.
- Cuando termine de usar el equipo no deje elementos ajenos a la máquina en su área de trabajo.
- Presione el botón de seguridad, baje los *breaks* y cierre la caja eléctrica siempre que termine de usar el equipo.

PRECAUCIONES

Para que no sufra lesiones al momento de operar el equipo de laminación, tenga en cuenta estas precauciones:

- Nunca desconecte el equipo mientras esté en funcionamiento.
- No altere la configuración de la caja eléctrica por ningún motivo. Solo tiene autorización el personal calificado.
- Para trabajo en frío se debe usar: pantalón cerrado, bata de laboratorio, gafas de protección, zapatos cerrados.
- Para trabajo en caliente se debe usar además: guantes térmicos, chaleco térmico.
- Tenga mucho cuidado cuando traslade una probeta caliente desde el horno hacia la máquina.
- Por ningún motivo deje caer la probeta sobre el soporte del laminador, podría fracturarse la baldosa.
- Por ningún motivo toque las probetas cuando se encuentran a altas temperaturas.
- Nunca opere el equipo de laminación cuando haga falta alguna de las guardas de seguridad.
- Por ningún motivo toque ni acerque los dedos a los rodillos cuando se encuentren en movimiento.
- Evite que las probetas excedan la longitud de la mesa.
- Nunca desplace los rodillos cuando una probeta se esté laminando.
- No varíe la velocidad de laminación mientras se trabaja sobre una probeta.
- Si se calientan los rodillos en exceso, busque la forma de refrigerarlos con aire.
- Evite forzar la entrada de una probeta por la abertura de los rodillos. Si el material no es jalado solo, quiere decir que el coeficiente de fricción no es suficiente y requiere o más calor o disminuir la reducción.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

El equipo de laminación permite trabajar dentro de los intervalos presentados a continuación:

- Fuerza máxima de laminación: 102 kN.
- Torque máximo: 656,51 Nm.
- Potencia máxima: 11 kW.
- Velocidad de rotación de los rodillos máxima: 80 rpm.
- Temperatura máxima de operación: 300°C.
- Materiales que se pueden laminar: aluminio, bronce, latón, estaño, entre otros metales blandos; pvc, peak, entre otros polímeros; acero SAE 1020, acero SAE 1010. En general materiales que no superen los 400 MPa de resistencia a la fluencia.
- Ancho máximo de las probetas: 70 mm.
- Espesor inicial máximo de las probetas en frío: 25 mm
- Espesor inicial máximo de las probetas en caliente: 40 mm
- Espesor final máximo permitido: 25 mm.
- Porcentaje de reducción máximo en frío: 25%.
- Porcentaje de reducción máximo en caliente: 50%.
- Tasa de deformación máxima: 10 Hz.
- Energía: AC 220 V / 60 Hz.
- Dimensiones del equipo: 700 X 450 X 140 mm (Largo X Ancho X Alto)

PARTES DEL LAMINADOR

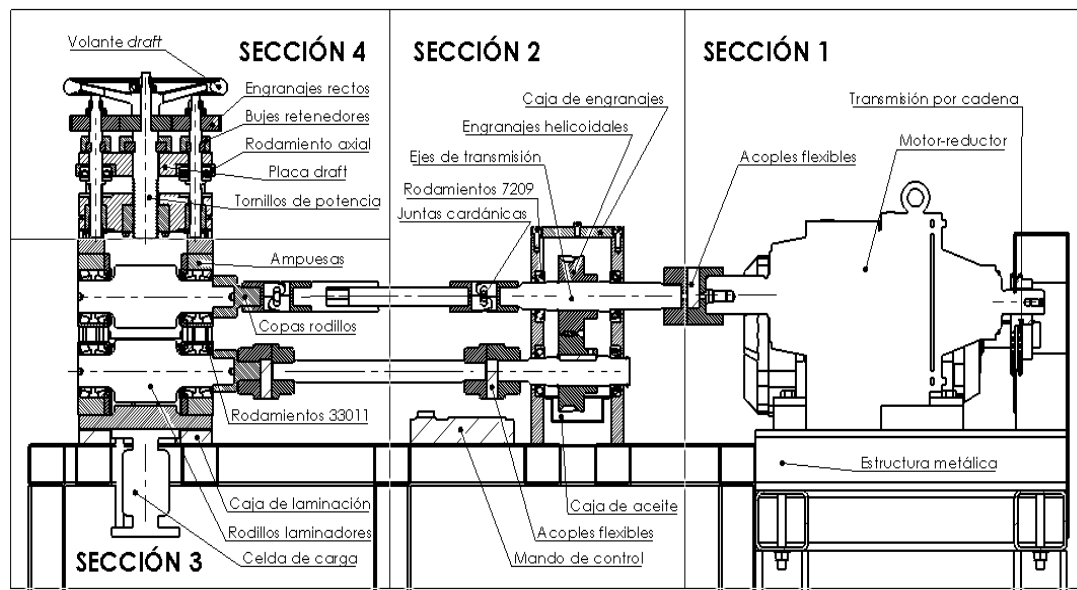


Imagen 1 Corte horizontal del esquema de las partes del laminador.

OPERACIÓN DEL LAMINADOR

El usuario de laboratorio debe haber recibido una capacitación previa por el monitor sobre el manejo de equipos del laboratorio antes de su uso, para constancia de esto en la carpeta de calidad, hay un formato llamado control de asistencia, donde se registran las personas que hayan recibido la capacitación, este documento lo maneja el coordinador y/o monitor en la carpeta de calidad. Debe verificarse en el formato (F-12-MP-12-01-04), llamado “Listado de personal autorizado para el acceso, uso de equipos, instrumentos o insumos”, si el usuario está registrado dentro de las personas autorizadas que ya recibieron la capacitación y el equipo o instrumento a utilizar puede operar la máquina.

Verificar el estado inicial del equipo, cualquier anomalía encontrada regístrela en el formato f-07-MP-12-01-04 (Registro de dificultades en el desarrollo de los procesos) de la carpeta de calidad e informe al encargado del laboratorio.

DEFINICION DE PARAMETROS PARA UNA OPERACIÓN SEGURA

Los mapas de operación segura permiten trabajar con el equipo de laminación dentro de una zona donde se garantiza el buen funcionamiento de la máquina sin sobrecargas.

Defina los siguientes parámetros de laminación según su caso de trabajo:

- Defina el material de trabajo: Temperatura de fusión T_m y esfuerzo de fluencia Y_f .
- Defina las dimensiones de las probetas: ancho b , espesor inicial t_0 y longitud.
- Defina el porcentaje de reducción r .
- Entre con estos datos en el Mapa A y encuentre el espesor final t_f , si es menor al límite especificado continúe, si no redefina los parámetros.
- En el Mapa B identifique el *draft* d y el rango esperado para el coeficiente de fricción μ .
- En el Mapa C identifique el coeficiente de fricción teórico y el régimen de trabajo frío/caliente.
- Del Mapa D identifique la deformación real ϵ

- De la literatura o de un ensayo de tensión estime el coeficiente de resistencia K , el exponente de endurecimiento por deformación n , para obtener el esfuerzo de fluencia promedio según la siguiente expresión:

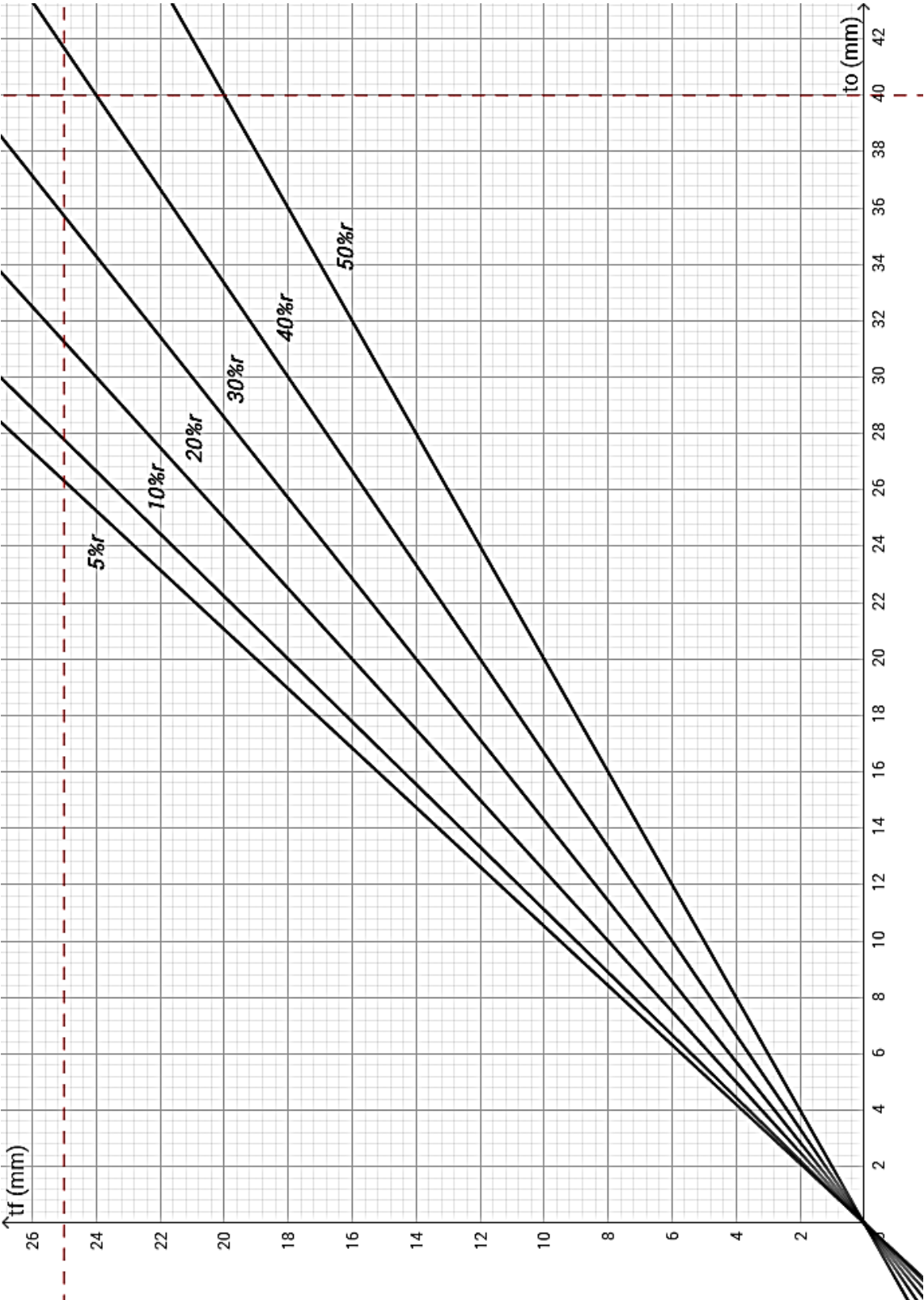
$$\bar{\sigma}(\text{esfuerzo de fluencia promedio}) = \frac{K\epsilon^n}{1+n}$$

- Si no tiene esta información, con el esfuerzo de fluencia estime el esfuerzo de fluencia promedio usando el Mapa E.
- Usando la temperatura de fusión T_m y el coeficiente de fricción teórico use el (Mapa F) para estimar la temperatura de trabajo $^{\circ}T$; si $^{\circ}T$ es menor que la temperatura límite de operación de los rodillos continúe, de lo contrario redefina los parámetros.
- Usando el Mapa G identifique la velocidad por unidad de tasa de deformación n^* .
- Usando el Mapa H identifique la velocidad de rotación en rpm n_c para una tasa de deformación definida (menor a 10Hz, usualmente se trabaja entre 0,1 y 10 Hz); o identifique la tasa de deformación para una velocidad de rotación definida. Si los valores superan los máximos de operación redefina los parámetros.
- En los mapas I, J, K, L y M identifique el valor de la variable Q para el coeficiente de fricción teórico, este parámetro Q se multiplica con el ancho de la probeta y con el esfuerzo de fluencia promedio para obtener la fuerza de laminación:

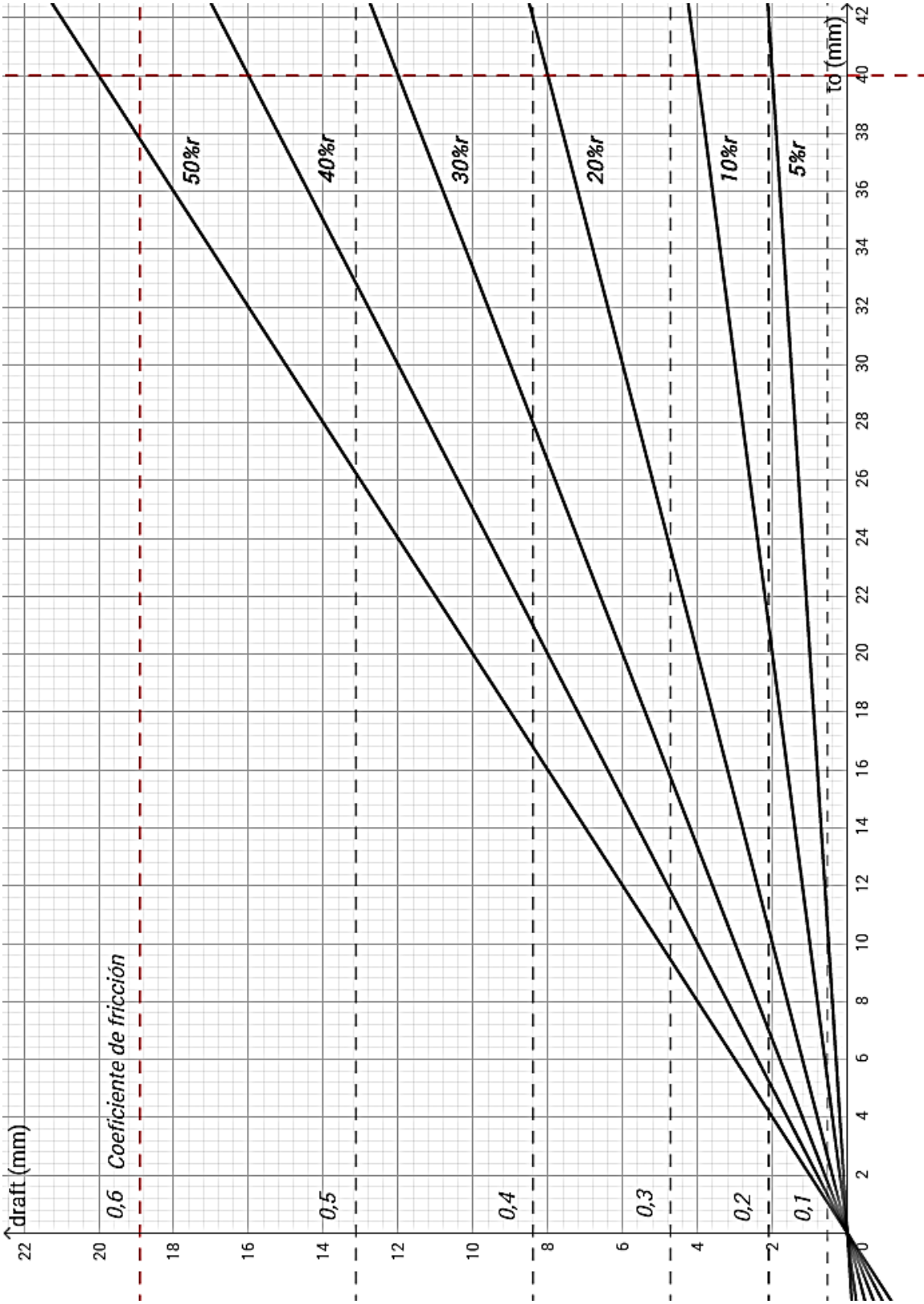
$$F = b\bar{\sigma}Q$$

- Con el Mapa N determine la longitud de contacto entre los rodillos y el material de trabajo.
- Usando el Mapa O identifique el torque requerido para la laminación.
- Usando el Mapa P identifique la potencia requerida para la laminación.

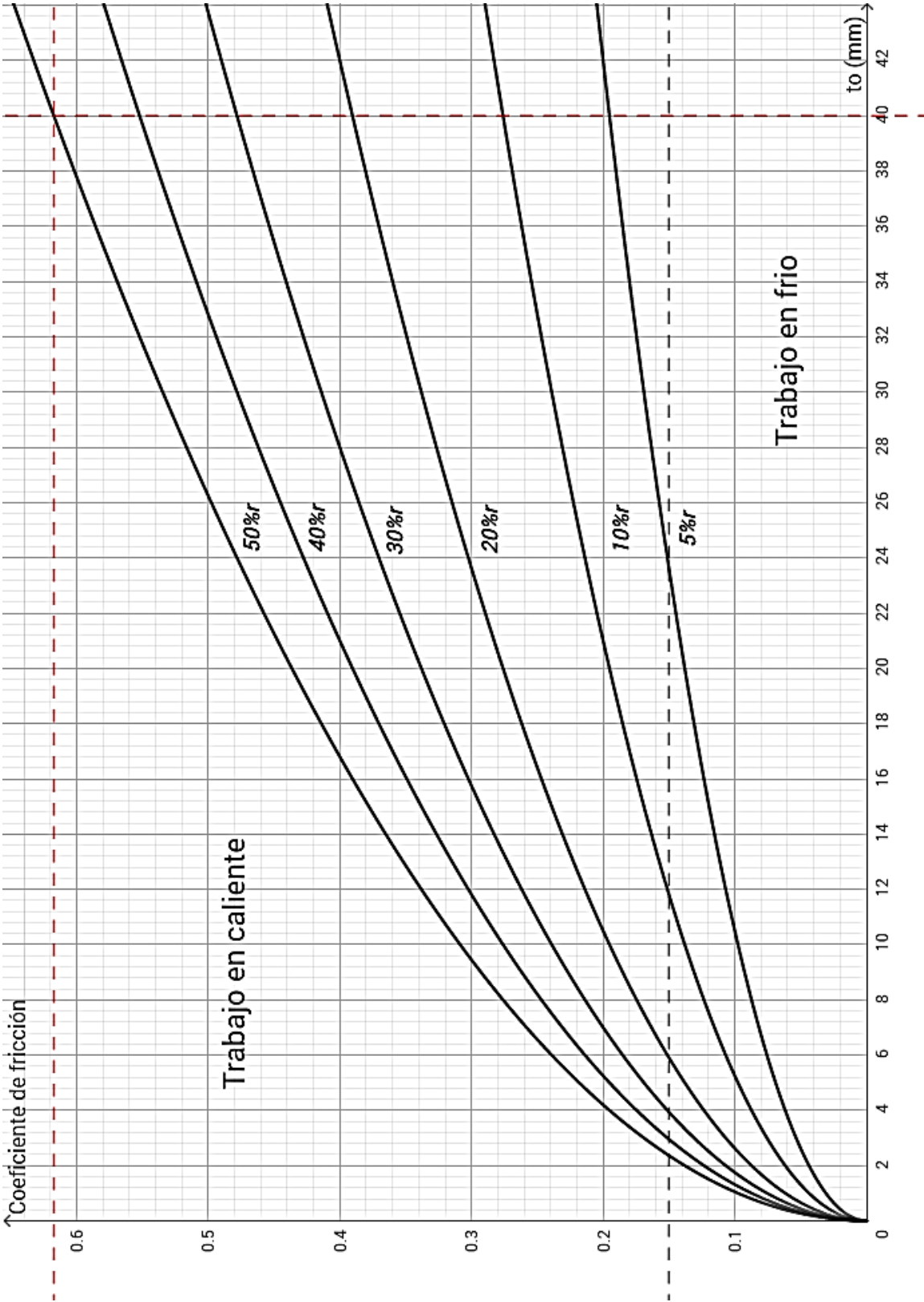
Mapa A Espesor final vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



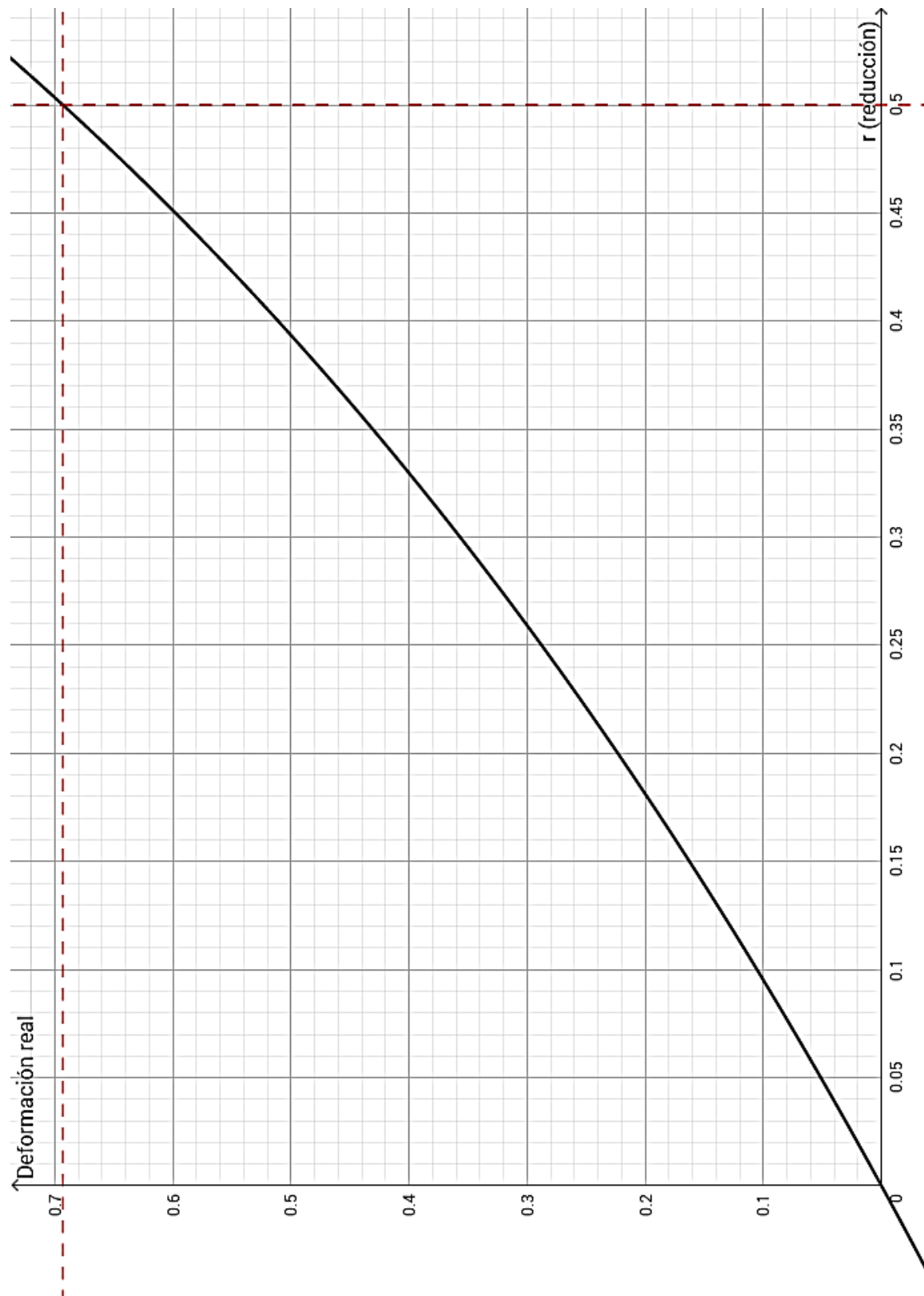
Mapa B Draft vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



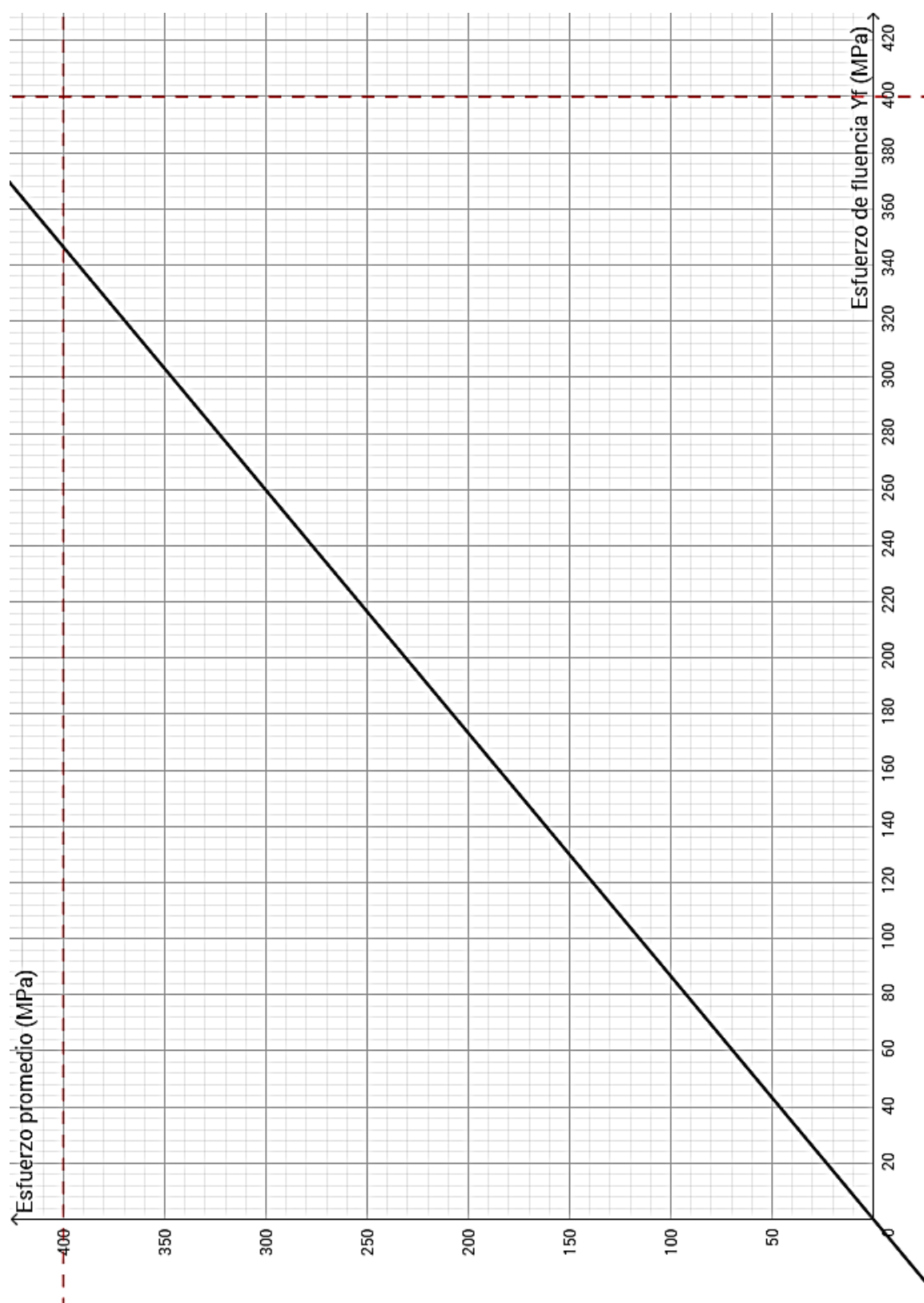
Mapa C Coeficiente de fricción vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



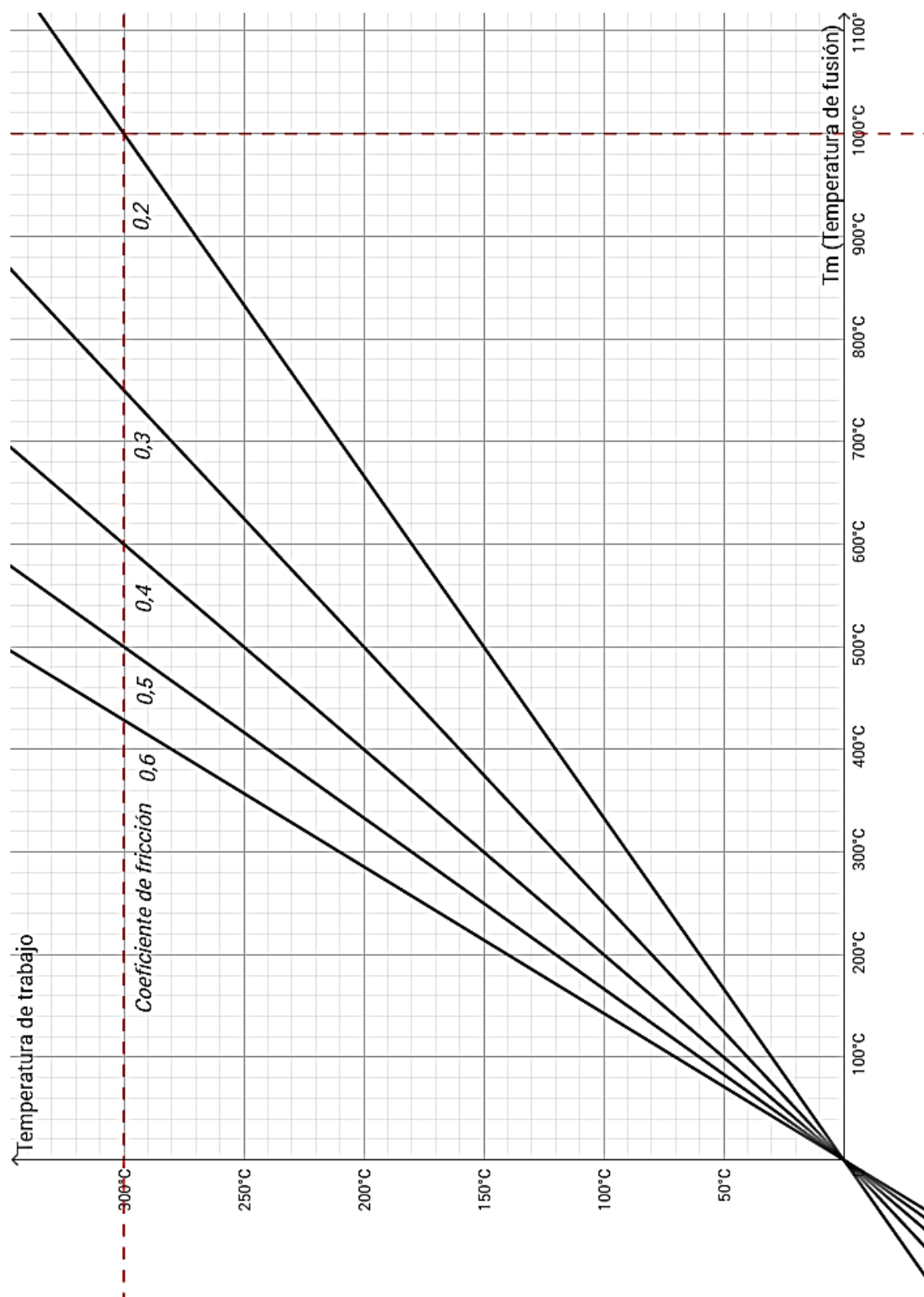
Mapa D Deformación real vs porcentaje de reducción.



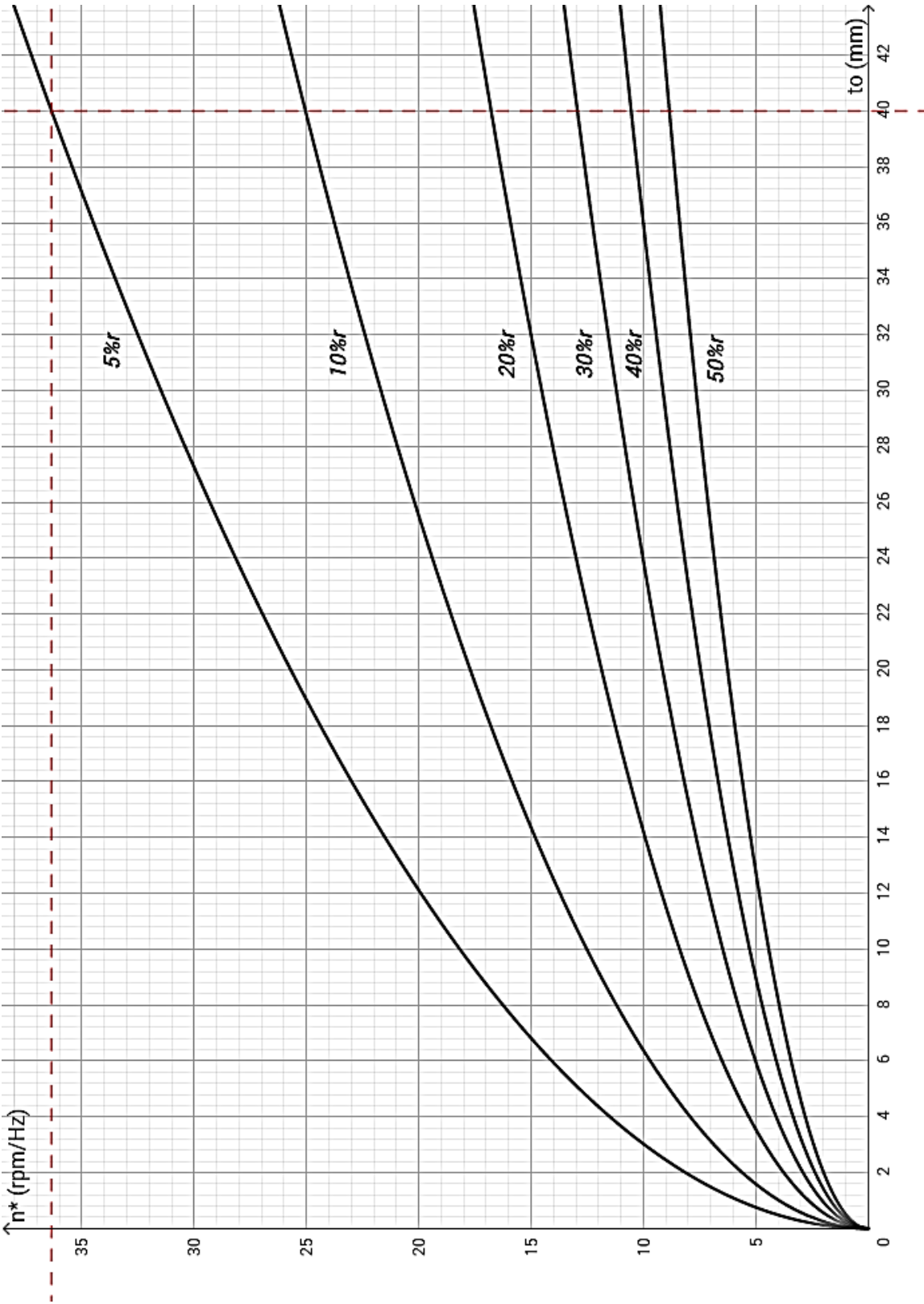
Mapa E Esfuerzo de fluencia promedio vs esfuerzo de fluencia normal Y_f .



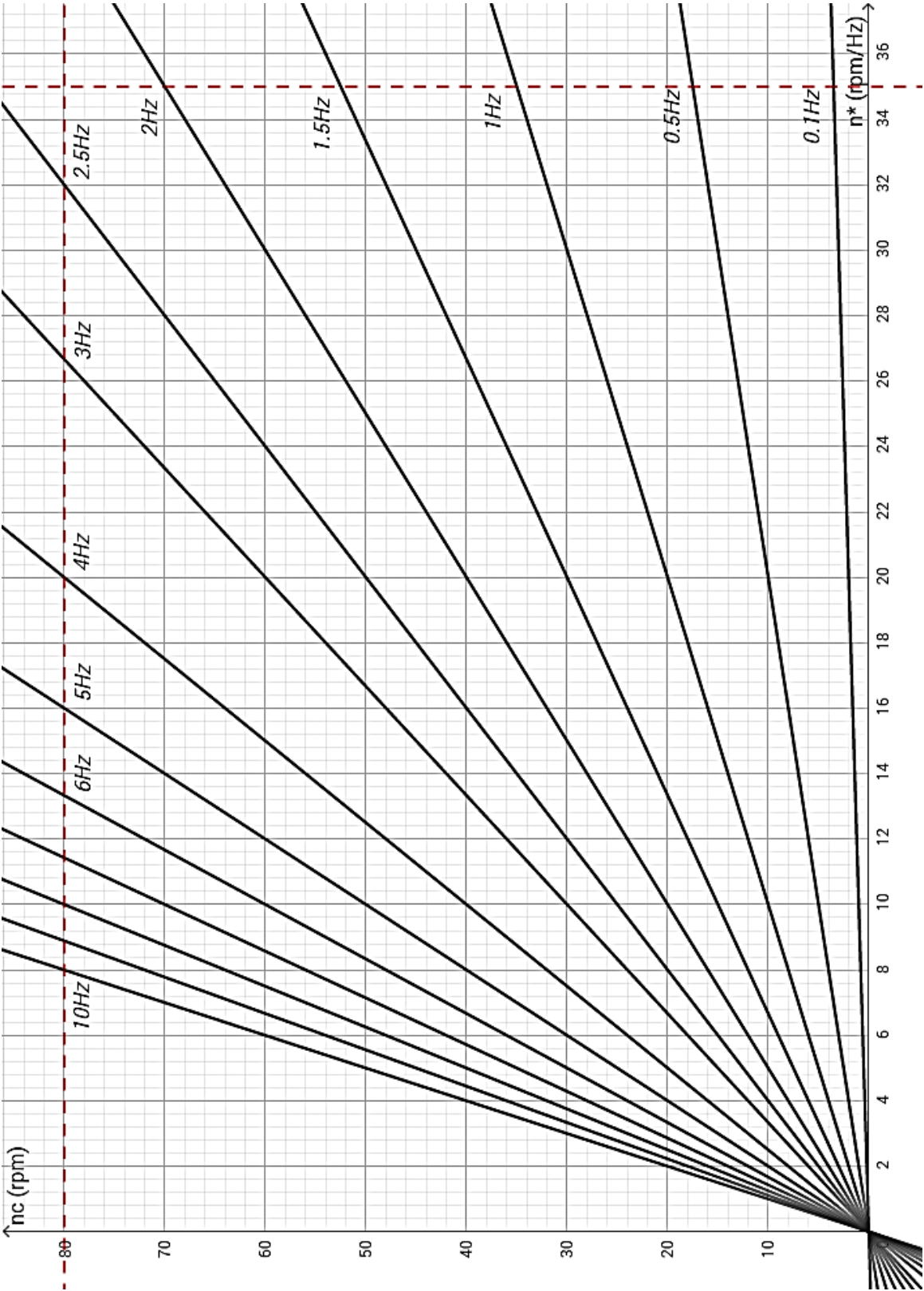
Mapa F Temperatura de trabajo vs coeficiente de fricción y temperatura de fusión.



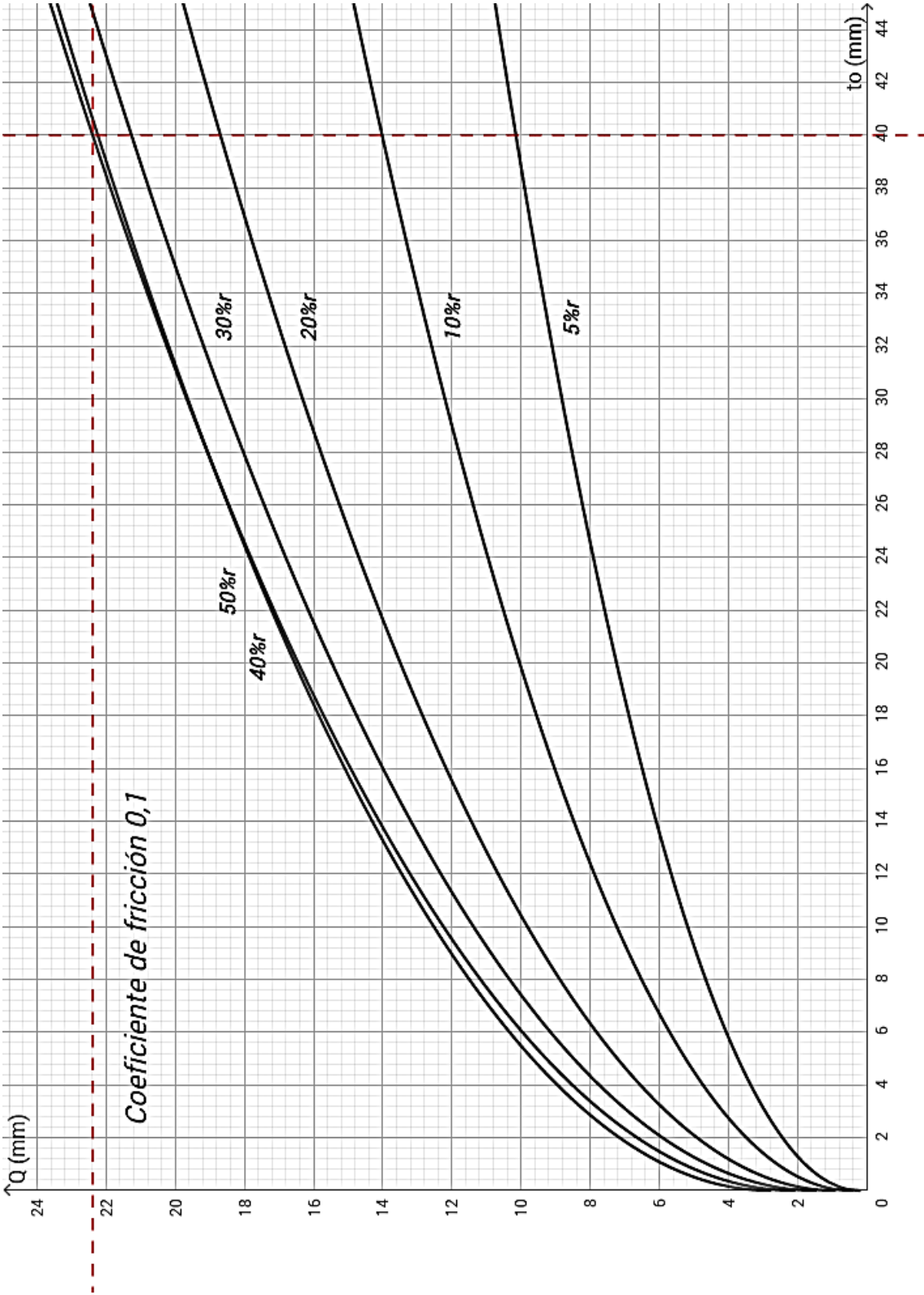
Mapa G Velocidad de rotación n^* vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



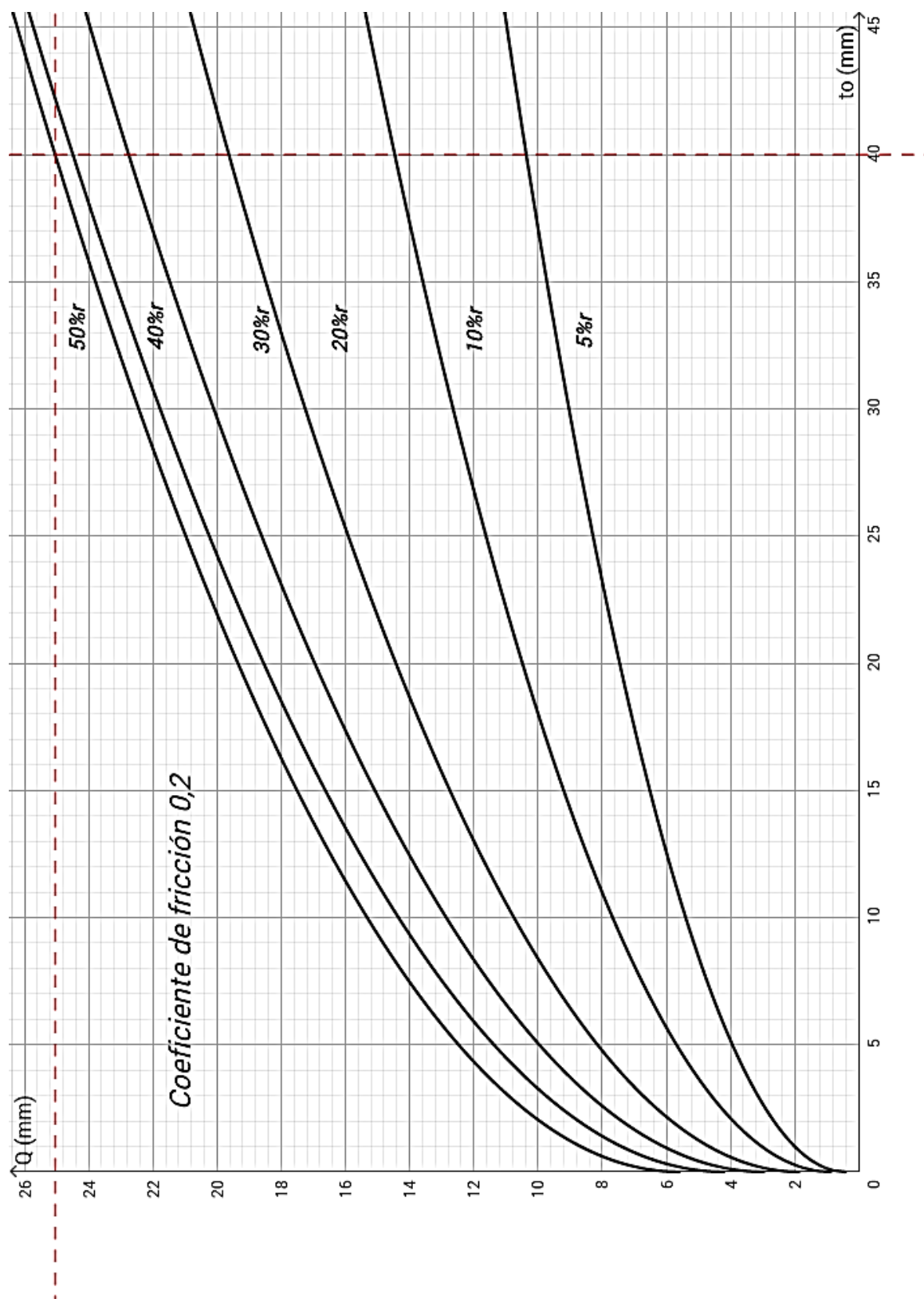
Mapa H Velocidad de rotación de los rodillos n_c (rpm) vs tasa de deformación y n^* .



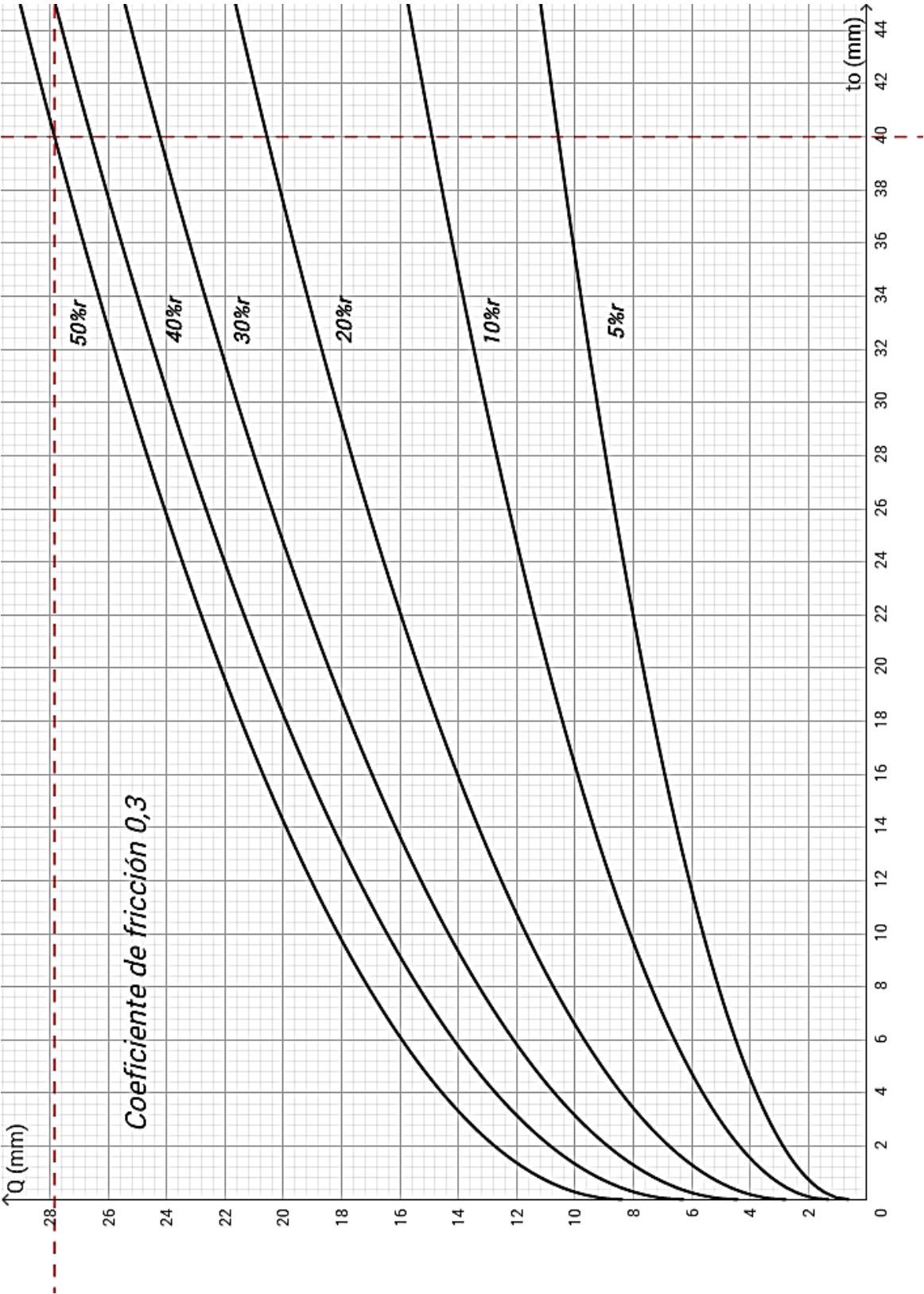
Mapa I Valor de Q cuando $\mu=0.1$ vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



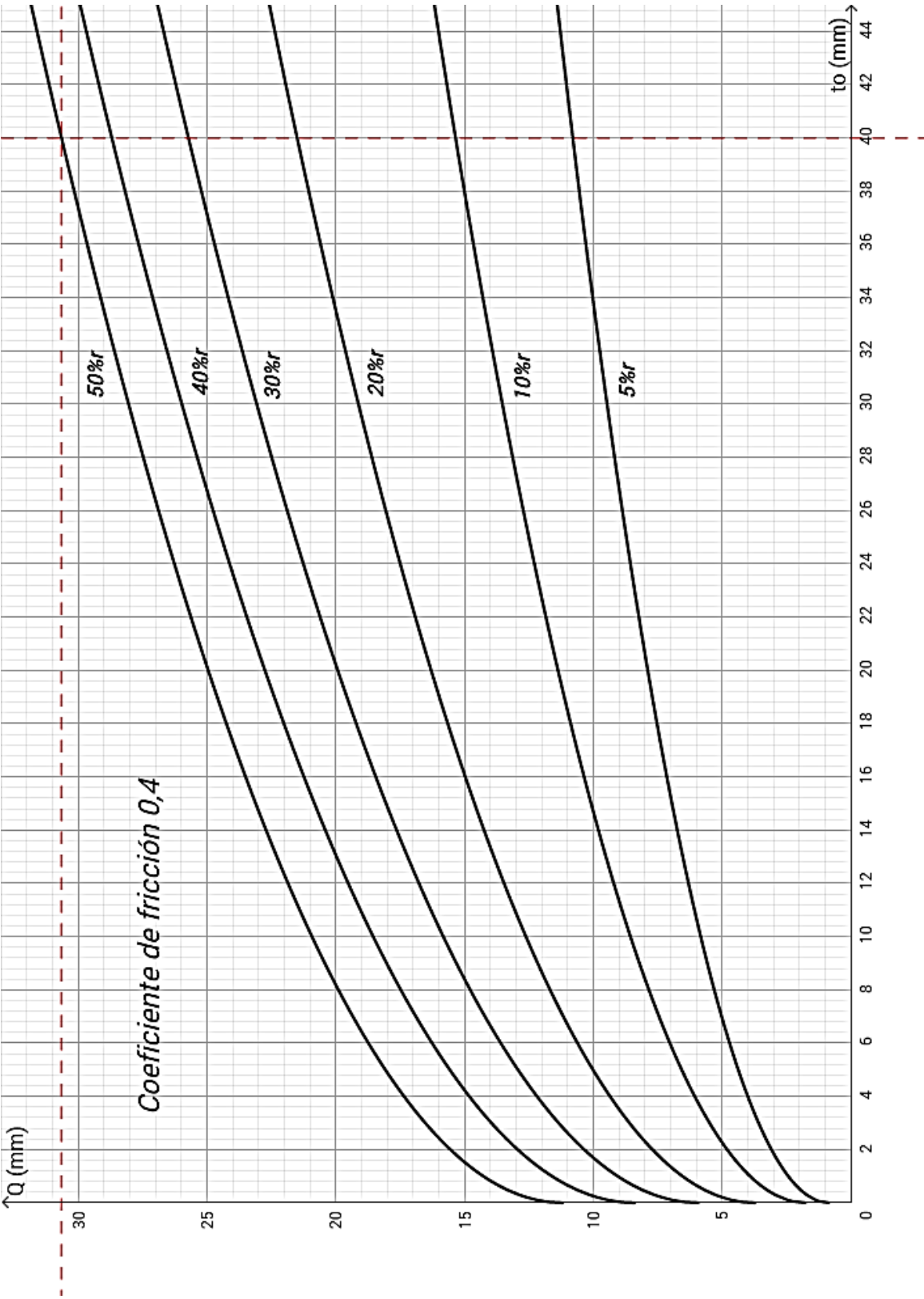
Mapa J Valor de Q cuando $\mu=0.2$ vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



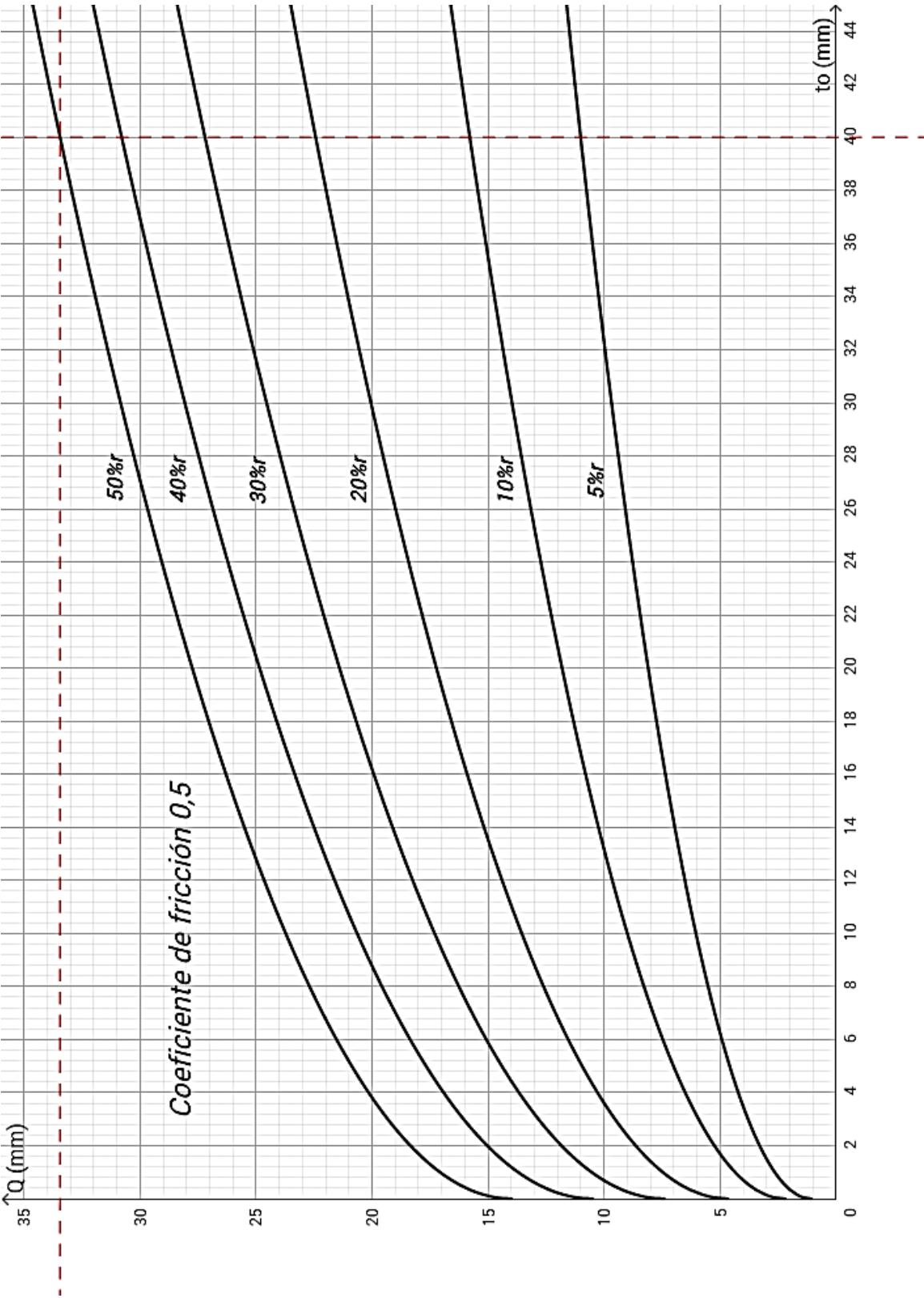
Mapa K Valor de Q cuando $\mu=0.3$ vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



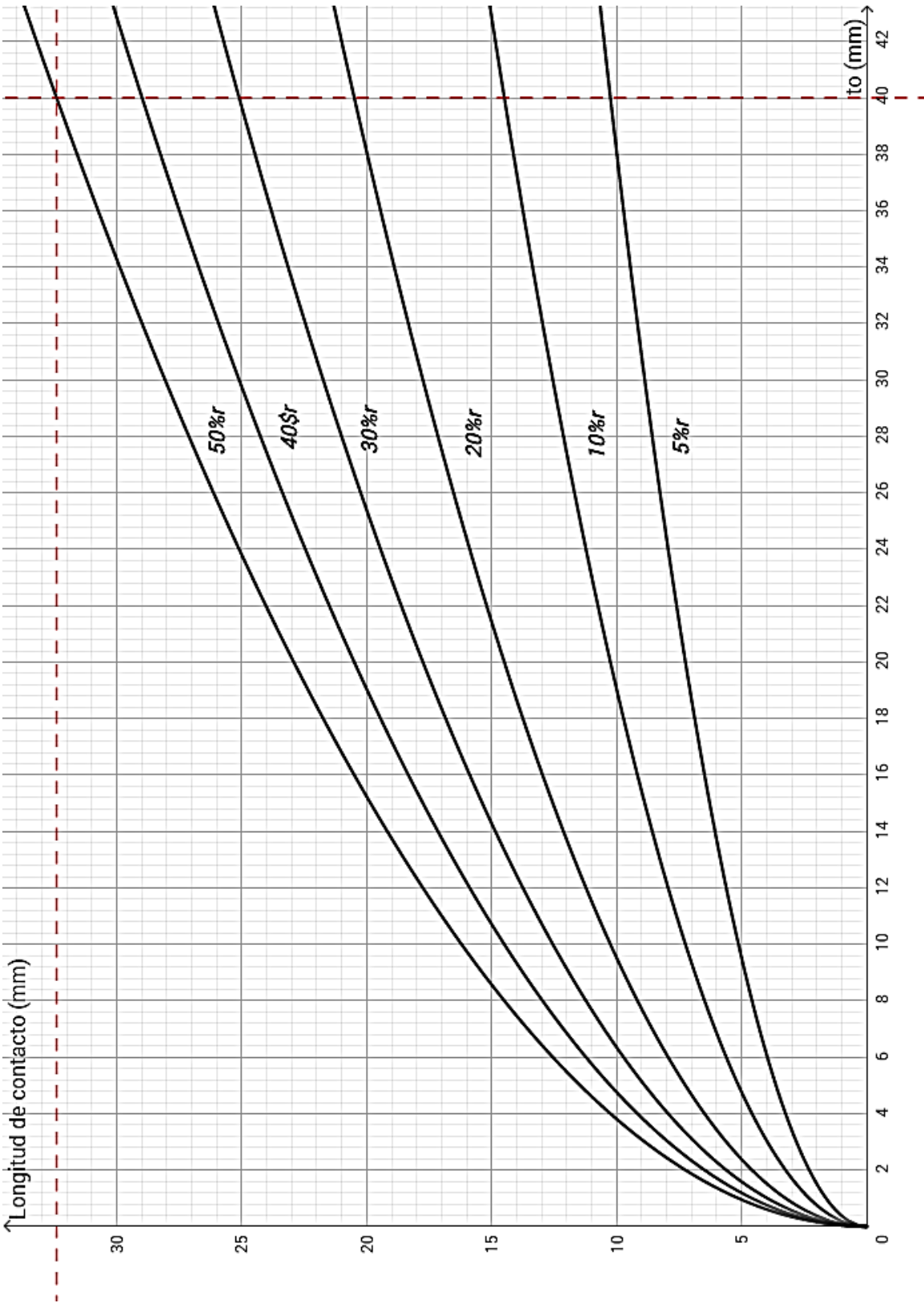
Mapa L Valor de Q cuando $\mu=0.4$ vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



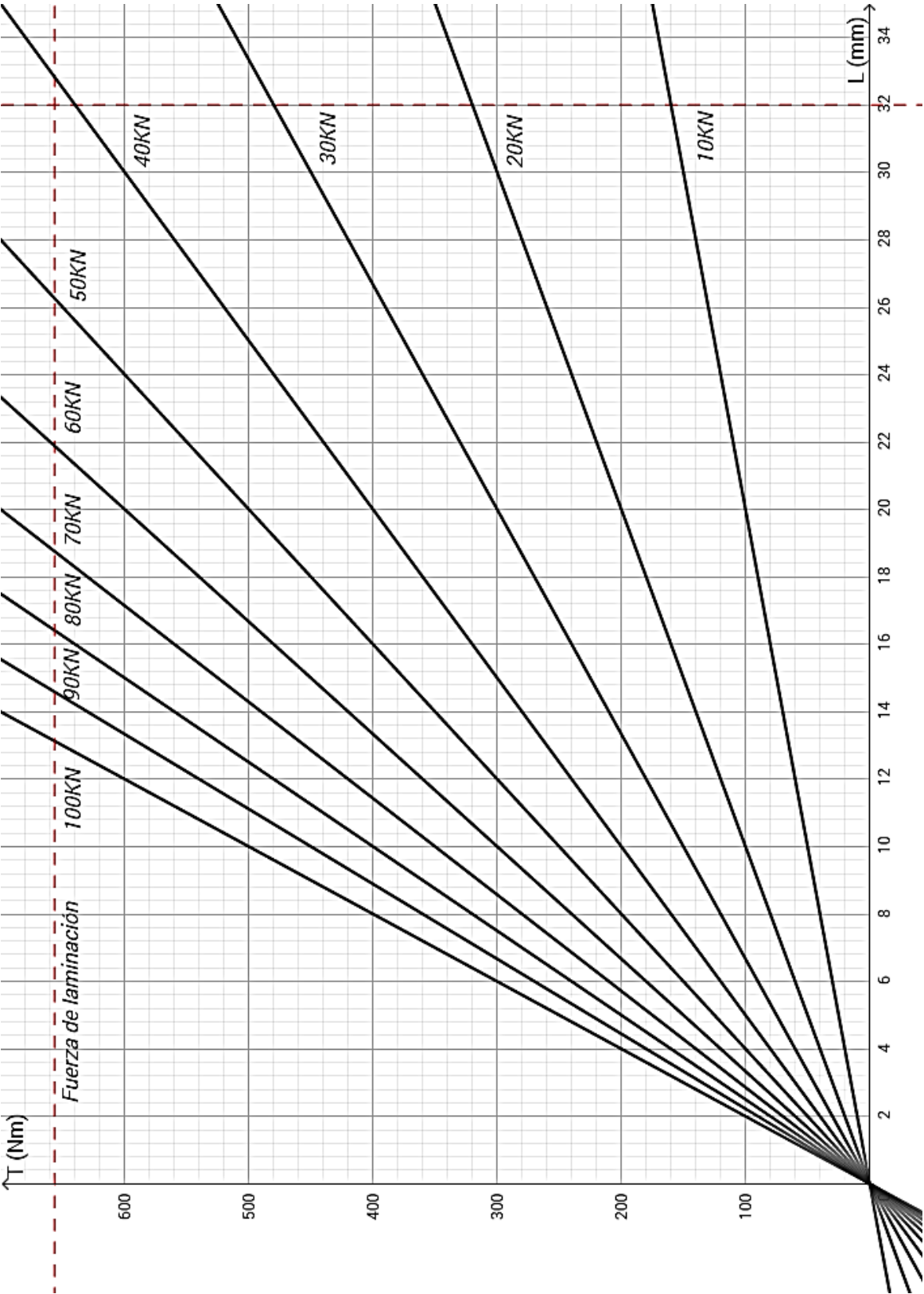
Mapa M Valor de Q cuando $\mu=0.5$ vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



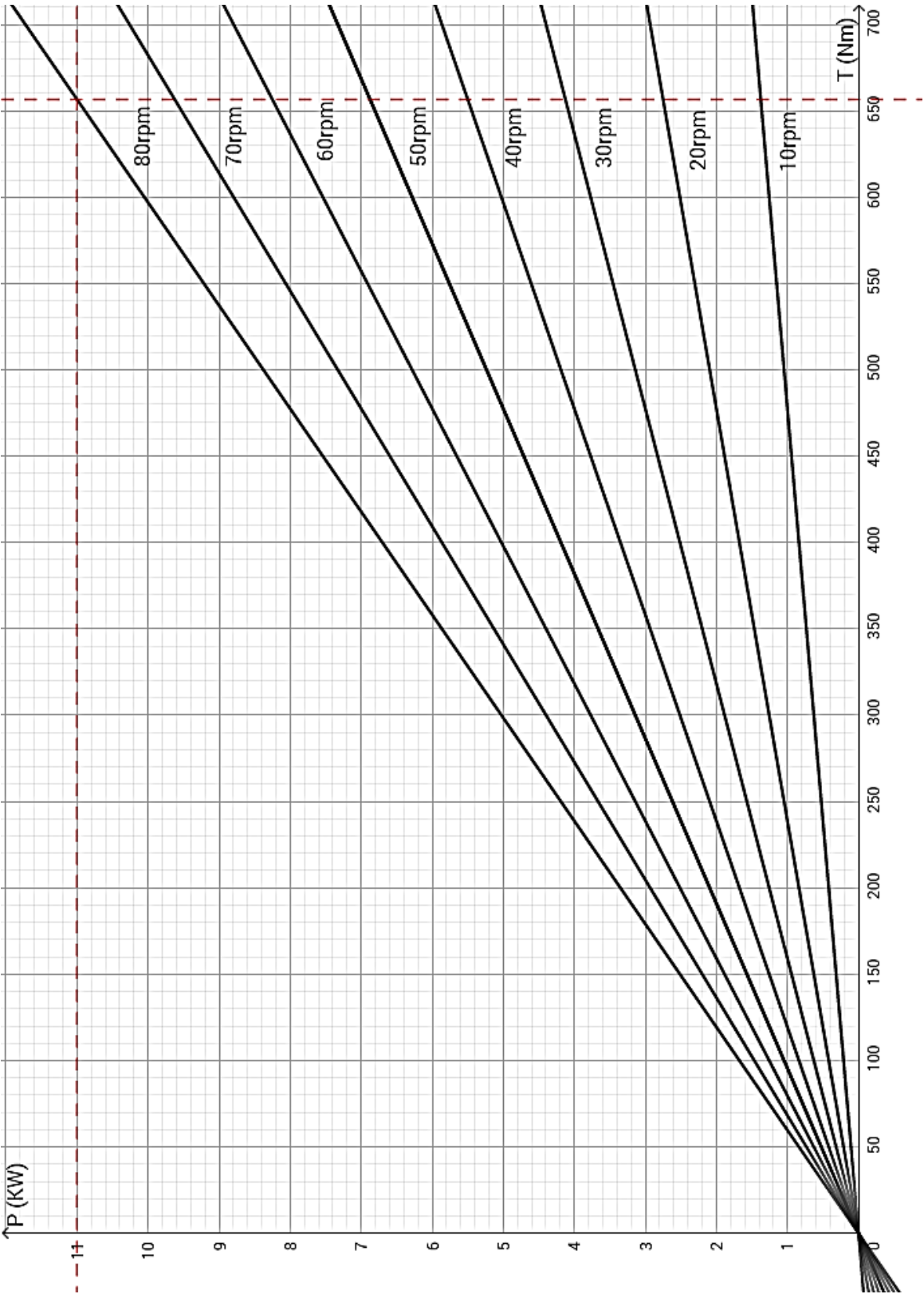
Mapa N Longitud de contacto vs porcentaje de reducción y espesor inicial.



Mapa O Torque vs fuerza de laminación y longitud de contacto L.



Mapa P Potencia vs velocidad de rotación en rpm y torque.



PROCEDIMIENTO PARA TRABAJAR CON EL EQUIPO

- Verifique que el material de las probetas, las dimensiones y las condiciones de trabajo se encuentran en la zona segura de operación.
- Energice el sistema eléctrico (ver Parámetros de operación).
- Si se va a trabajar en caliente lleve la probeta a uno de los hornos hasta que alcance la temperatura requerida. Para saber cuánto tiempo debe dejar la probeta en el horno puede usar la siguiente expresión:

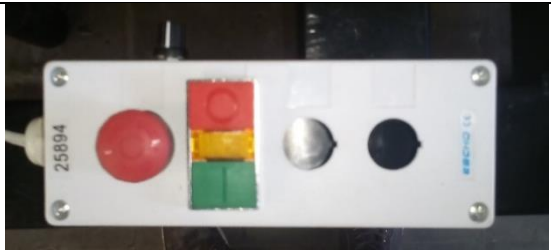
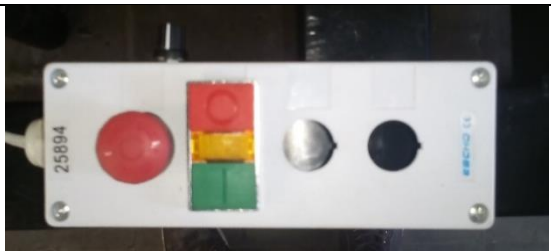
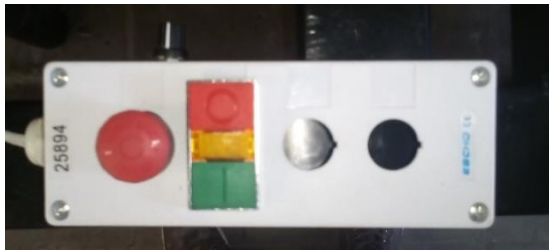
$$t \text{ (horas)} = \frac{1}{2} + \frac{t_o(\text{mm})}{120}$$

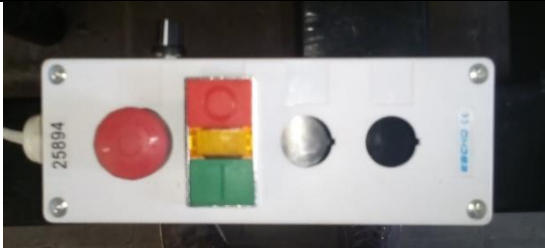
- Calcule la separación de los rodillos empleando la siguiente expresión usando m (módulo del laminador) = 0,0934 y C (constante experimental) = 0,517, o los valores obtenidos en la práctica de laboratorio.

$$\text{Separación} = t_f - (mF + C)$$

- Ajuste la separación de los rodillos (ver Parámetros de operación).
- Encienda la máquina (ver Parámetros de operación).
- Ajuste la velocidad de los rodillos (ver Parámetros de operación).
- Haga pasar la probeta.
- Anote los parámetros de laminación mostrados en el *display* o descargue los datos en un ordenador.
- Si se van a realizar más pasadas, ajuste de nuevo la separación de los rodillos, ajuste de nuevo la velocidad (si es necesario) y haga pasar de nuevo la probeta.
- Cuando se encuentre en un periodo de pausa apague la maquina oprimiendo el botón rojo. (ver Parámetros de operación)
- Cuando termine definitivamente de usar el equipo presione el botón de emergencia, gire la perilla de velocidad completamente a la derecha, baje los *breaks* de la caja eléctrica y cierre con llave.

Parámetros de operación

<i>Energizar el equipo</i> Para energizar el equipo se debe activar el break que se encuentra en la caja eléctrica.	
<i>Prender la máquina</i> Para prender la máquina se oprime el botón verde del panel de control.	
<i>Parar la máquina</i> Para detener la rotación de los rodillos se oprime el botón rojo del panel de control o en su defecto la parada de emergencia.	
<i>Ajustar la velocidad</i> Para ajustar la velocidad se acciona la perilla que se encuentra en un costado del panel de control. Hacia la derecha disminuye la velocidad y hacia la izquierda la aumenta.	

<i>Ajustar la separación de rodillos</i> Para desplazar al rodillo superior se hace girar el volante hacia la derecha para subir el rodillo o hacia la izquierda para hacerlo bajar.	
<i>Ajustar la temperatura de trabajo</i> Para aumentar la temperatura de las probetas de trabajo se utilizan las mufflas que se encuentran al lado del laminador.	
<i>Parámetros de laminación</i> El display ubicado en el panel de control muestra el valor instantáneo de los parámetros de laminación que el equipo es capaz de medir.	

MANTENIMIENTO

- Una vez por semestre se debe cambiar el aceite lubricante de la cadena (SAE30), de los engranajes helicoidales (SAE90), además de engrasar los rodamientos (Grasa SKF LGEP2).
- A los 3 años de uso del equipo se debe verificar el estado de los elastómeros de los acoples flexibles y de los rodamientos. En caso de ser necesario se deben cambiar.

(ANEXO B)

PRÁCTICA DE LABORATORIO



Elaborado por	Aprobado por	Fecha	Versión No
Juan F. Dávalos	John Coronado Sara Rodríguez	13/02/2018	001

TABLA DE CONTENIDO

- I. INTRODUCCIÓN
- II. MARCO TEÓRICO
- III. OBJETIVOS
- IV. MATERIAL DE TRABAJO
- V. LAMINACIÓN EN FRÍO
- VI. LAMINACIÓN EN CALIENTE
- VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS
- VIII. CONCLUSIONES

INTRODUCCIÓN.

El formado de metales es una de las prácticas más populares en la obtención de formas básicas o definitivas de los materiales primarios. Este incluye varios procesos de manufactura donde se utiliza la deformación plástica como principio fundamental, y depende de parámetros que afectan las propiedades finales del producto, como; la temperatura de trabajo, la fricción y la velocidad de deformación [1]

Dentro de los procesos de manufactura para el formado de metales se encuentra el laminado. Este es un proceso de deformación donde el espesor del material de trabajo se reduce mediante fuerzas de compresión ejercidas por un arreglo de rodillos que giran en direcciones opuestas [1] [2]. Esta deformación se logra gracias a la fricción que hay entre los cilindros de laminación y el material de trabajo, que al ser jalado y comprimido produce que los granos se reduzcan y se reorienten y que los poros y sopladuras se cierran y sueldan, por tanto se pueden mejorar las propiedades mecánicas del material [3]. El proceso de laminación puede llevarse a cabo a temperaturas superiores a la de recrystalización del material (laminado en caliente *alto*²⁹), a temperaturas inferiores a la de recrystalización del material (laminado en caliente *bajo*³⁰) y a temperaturas cercanas a las del ambiente (laminado en frío³¹) [1].

²⁹ Temperatura de trabajo que va desde 0,5 a 0,7 veces la temperatura de fusión del material.

³⁰ Temperatura de trabajo que va desde 0,3 a 0,5 veces la temperatura de fusión del material.

³¹ Temperatura de trabajo inferior a 0,3 veces la temperatura de fusión del material.

MARCO TEÓRICO.

En la Imagen 1 se presentan los principales parámetros de laminación. En este caso el marco teórico presentado a continuación se encuentra restringido solamente a la laminación plana

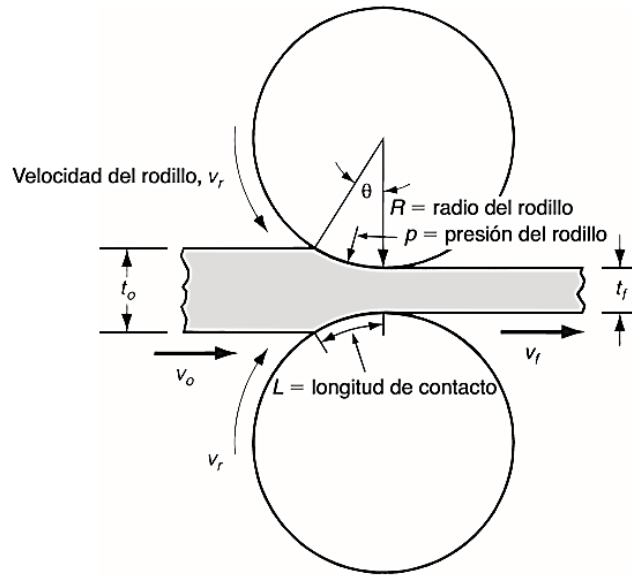


Imagen 1 Parámetros de análisis en los rodillos de laminación [1]

El *Draft* d , es la cantidad que se reduce el espesor del material, y la reducción r es la razón de cambio que sufre el espesor de la chapa.

$$d = t_o - t_f = r t_o$$

Ecuación 1

Donde t_o es el espesor inicial de la chapa o lámina, t_f es el espesor final de la chapa. La reducción máxima que se puede realizar a una lámina depende del coeficiente de fricción μ que se genera entre la lámina y los rodillos y del radio de los rodillos R .

$$\mu^2 R = d d_{max}$$

Ecuación 2

La deformación real e máxima alcanzada es el logaritmo natural de la razón t_o/t_f . Así se puede determinar el esfuerzo de fluencia promedio del material $\bar{\sigma}$ de trabajo.

$$e = \ln(t_o/t_f)$$

Ecuación 3

$$\bar{\sigma} = (K e^n)/(n + 1) = 2 Y_f / \sqrt{3}$$

Ecuación 4

Donde K es el coeficiente de resistencia constante y n es el exponente de endurecimiento por deformación, ambos parámetros son propios de cada material y dependen de la temperatura. Por otro lado Y_f es el esfuerzo de fluencia del material a laminarse.

La fuerza (F) que debe generar el rodillo en el laminado plano dependerá de la fricción generada entre los materiales, para estados de bajo coeficiente de fricción se utiliza la primer ecuación presentada a continuación, para estados de mayor fricción se utiliza la segunda ecuación, esto debido a que la longitud de contacto aumentará por lo que se requiere más fuerza.

$$F = b\gamma L \left[1 + \frac{1.6\mu L - 1.2d}{t_f + t_o} \right]; \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde b es el ancho de la chapa, t_{prom} es el promedio del espesor a reducirse y L es la longitud de contacto.

$$L = \sqrt{Rd} \quad \text{Ecuación 6}$$

La potencia P que se requiere en el tren de laminado completo será.

$$P = 2\pi N F L \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde N representa la velocidad de giro del rodillo en RPM. Por último, el torque T que requiere cada rodillo de laminación y la velocidad de deformación $\dot{\epsilon}$ se calculan como sigue. Donde V es la velocidad tangencial del rodillo.

$$T = 0,5 F L \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\dot{\epsilon} = \frac{2V_r}{t_f + t_o} \sqrt{\frac{d}{R}} \quad \text{Ecuación 9}$$

En las temperaturas de trabajo en caliente, el esfuerzo de fluencia aparte de depender de la temperatura también lo hace de la velocidad de deformación. El efecto de la tasa de deformación sobre las propiedades de resistencia del material se conoce como *sensibilidad a la velocidad de deformación m* . La relación es directamente proporcional, quiere decir que al aumentar la velocidad de deformación, se incrementa la resistencia del material, ver Ecuación 10.

$$Y_f = C \dot{\epsilon}^m \quad \text{Ecuación 10}$$

El coeficiente de fricción se puede obtener experimentalmente a partir de los dos métodos que se presentan a continuación:

Primer método: se puede obtener el coeficiente de fricción midiendo el torque y la fuerza que se están imprimiendo por cada chapa metálica a laminarse, de acuerdo a la siguiente expresión [19].

$$\mu = T/FR$$

Ecuación 11

Segundo método: se puede obtener el coeficiente de fricción aplicando el método de Robert [6], midiendo la fuerza de laminación para dos reducciones de espesor diferentes, en dos chapas del mismo espesor inicial y en las mismas condiciones metalúrgicas, con la Ecuación 12.

$$\mu = 2 \left[\frac{\left(1 - \frac{5e_2}{4}\right) \frac{F_1(1-e_1)}{F_2(1-e_2)} \sqrt{\frac{D'_2 e_2}{D'_1 e_1}} - \left(1 - \frac{5e_1}{4}\right)}{\sqrt{\frac{D'_1 e_1}{2t_0}} - \frac{D'_2 e_2 F_1(1-e_1)}{F_2(1-e_2) \sqrt{2t_0 D'_1 e_1}}} \right]$$

Ecuación 12

Donde:

e₁: Reducción de la primera chapa

e₂: Reducción de la segunda chapa

F₁: Fuerza medida en la primera chapa

F₂: Fuerza medida en la segunda chapa

D'₁: Diámetro corregido para la primera reducción

D'₂: Diámetro corregido para la segunda reducción

t₀: Espesor inicial de las chapas.

El diámetro corregido surge de la corrección del radio según Hitchcock [23]. El radio debe corregirse debido a la deformación que sufren los cilindros bajo las condiciones de laminación, para asegurar una aproximación numérica más precisa en los cálculos de los parámetros de laminación. Ya se sabe que el diámetro equivale a dos veces el radio. Ecuación 13.

$$R' = R \left[1 + \frac{CF'}{bd} \right]$$

Ecuación 1369

Donde b es el ancho de la probeta. La fuerza F' es la fuerza de laminación corregida cuando se emplea R', quiere decir que tanto F' como R' dependen una de la otra por lo que la solución requiere de ensayo y error, no obstante, en la experimentación F' será la fuerza medida. El valor de C es 2,18*10⁻⁴ mm²/kg cuando el material de los cilindros es acero [6] [19].

OBJETIVOS

- Comprender y analizar el funcionamiento de un equipo de laminación y sus partes.
- Establecer las diferencias entre un trabajo en frío y uno en caliente evidenciando la variación del esfuerzo de fluencia con los cambios de temperatura.

Objetivos específicos:

- Determinar el módulo del laminador.
- Determinar el coeficiente de fricción del material de trabajo a diferentes temperaturas de trabajo.

MATERIAL DE TRABAJO.

Cualquier metal blando ($Y_f < 400$ MPa) sirve para desarrollar esta práctica de laboratorio. Se deben definir las siguientes características:

- Temperatura de fusión
- Esfuerzo de fluencia.
- Coeficiente de resistencia K .
- Exponente de endurecimiento por deformación n .
- Sensibilidad a la velocidad de deformación m .

LAMINACIÓN EN FRÍO

Condiciones preliminares para realizar la práctica de laminación en frío:

- Coeficiente de fricción teórico de 0,1.
- *Draft* permitido máximo 0,525 mm.
- Porcentaje de reducción inicial 5% para la probeta 1 y 3% para la probeta 2.
- Temperatura de trabajo ambiente aproximadamente 28°C.
- Dimensiones de las probetas: espesor 10 mm, ancho 30 mm, largo 100 mm.
- Tasa de deformación 1 Hz

Metodología

1. Siga las instrucciones del Manual de funcionamiento y operación del equipo de laminación.
2. Ajuste el sistema draft en 10mm (espesor inicial de la probeta) y haga una pasada preliminar para quitar las posibles rebabas.
3. Usando el Mapa G del Manual de funcionamiento y operación del equipo de laminación calcule el n^* para una reducción igual a 5% y 3%
4. Usando el Mapa H calcule la frecuencia de rotación de los rodillos
5. Encienda el motor y ajuste la velocidad de rotación.
6. Introduzca la probeta.
7. Anote los valores que aparecen en el display o en el ordenador en las Tablas 1 y 2.
8. Tome las medidas dimensionales de cada probeta antes y después de pasar por los rodillos.
9. Repita los pasos anteriores para 10 pasadas del material conservando un draft de 0,5 mm para cada probeta respectivamente.

Se deben completar las Tablas 1 y 2.

Tabla 1 Datos de medición probeta 1 en frío.

N°	t _o mm	t _f mm	t _e mm	b mm	F KN	P _e KW	n _c rpm	r %	°T _e °C
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

Tabla 2 Datos de medición probeta 2 en frío

N°	t _o mm	t _f mm	t _e mm	b mm	F KN	P _e KW	n _c rpm	r %	°T _e °C
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

LAMINACIÓN EN CALIENTE

Condiciones preliminares para realizar la práctica de laminación en caliente:

- Coeficiente de fricción teórico desde 0,2 hasta 0,6
- Temperatura de trabajo 400°C.
- Dimensiones de las probetas: espesor 30 mm, ancho 30 mm, largo 100 mm.
- Porcentaje de reducción 20% para la primer probeta y de 30% para la segunda.
- Velocidad de rotación 15 rpm.

Metodología

1. Siga las instrucciones del Manual de funcionamiento y operación del equipo de laminación.
2. Lleve las probetas a la temperatura solicitada utilizando las muflas.
3. Ajuste la separación de los rodillos para obtener los porcentajes de reducción establecidos.
4. Encienda el motor y ajuste la frecuencia de rotación de los rodillos en 15 rpm.
5. Introduzca cada probeta una vez y déjela enfriar.
6. Anote los valores que aparecen en el display o en el ordenador en las Tablas 3 y 4.
7. Mida las dimensiones finales de cada probeta y anótelas en las tablas.

Se deben completar las Tablas 3 y 4.

Tabla 3 Datos de medición probeta 1 en caliente.

°N	t _e mm	d mm	F KN	P _e KW	ε Hz	°T °C
1						

Tabla 4 Datos de medición probeta 2 en caliente.

$^{\circ}\text{N}$	t_e mm	d mm	F KN	P_e KW	ε Hz	$^{\circ}\text{T}$ $^{\circ}\text{C}$
1						

ANALISIS DE RESULTADOS

Para la laminación en frío:

- Grafique la curva que se obtiene entre la diferencia del espesor final y la separación de los rodillos con la fuerza de laminación. Efectúe la respectiva regresión lineal. La pendiente de la curva es el módulo del laminador.
- Despeje el esfuerzo de fluencia promedio con ayuda de la Ecuación 5, la fuerza medida de laminación y las dimensiones de la probeta.
- Calcule el coeficiente de fricción con uno de los métodos expuestos en el marco teórico.

Para la laminación en caliente:

- Despeje el esfuerzo de fluencia promedio con ayuda de la ecuación 5, la fuerza medida de laminación y las dimensiones de la probeta. Compare estos resultados con los obtenidos en la prueba de laminación en frío.
- Calcule el coeficiente de fricción con uno de los métodos expuestos en el marco teórico y compárelo con el coeficiente en frío.

CONCLUSIONES

Saque conclusiones de las prácticas y disuta.

(ANEXO C)