



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ECUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECANICA

“DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA HIDRAULICA CON
CUATRO RODILLOS PARA PLANCHAS DE HASTA 20mm DE ESPESOR
Y RADIO MAXIMO DE 250mm PARA LA EMPRESA METAL SUR
E.I.R.L.”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

GAMARRA OLANO, EDUIN RONAN

ASESOR:

Mg.Ing. JULCA VERASTEGUI, LUIS ALBERTO

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

TRUJILLO – PERÚ

2016

PAGINAS PRELIMINARES

ACTA DE SUSTENTACIÓN.

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA ROLADORA HIDRÁULICA CON CUATRO RODILLOS PARA PLANCHAS DE HASTA 20mm DE ESPESOR Y RADIO MÁXIMO DE 250mm PARA LA EMPRESA METAL SUR E.I.R.L.”

Gamarra Olano, Eduin R.
Autor

El jurado evaluador del trabajo de investigación para obtener el título profesional de INGENIERO MECÁNICO que ha mencionado el bachiller en mención; acuerda aprobar por unanimidad y recomienda la publicación y difusión del mismo para el conocimiento de la comunidad académica.

Mg.Ing. Jorge Adrián Salas Ruiz
Presidente

Mg.Ing. Luis Alberto Julca Verastegui
Secretario

Mg.Ing. Jorge Inciso Vásquez
Vocal

DEDICATORIA.

Al culminar una etapa más de mi vida estudiantil, dedico todo el sacrificio reflejado en este proyecto a mis padres y hermanos; ya que sin su constante apoyo y amor no hubiese alcanzado mis sueños de obtener mi título profesional.

Además, les dedico este proyecto a todos mis

compañeros y amigos para que algún día lo puedan leer y les sirva como herramienta de aprendizaje y trabajo

El autor.

AGRADECIMIENTO

Mi eterna gratitud a Dios, a mis padres, hermanos y a mi amigo que nunca me falla Jehová , gracias a todos ustedes por haberme dado la vida por cuidarme y siempre llevarme por un buen camino, pero quiero en especial agradecer a Dios por haberme regalado unos padres maravillosos que me han sabido dar todos mis derechos y obligaciones, mil gracias por todo su amor por su infinito sacrificio y por todo ese esfuerzo y comprensión que siempre lo llevo y lo llevare presente; además agradezco todos los profesores de toda mi vida estudiantil por haberme guiado y enseñado la ciencia del saber y ser testigos de mis triunfos y capacidades, a la Universidad Cesar Vallejo y también a la Universidad Nacional de Trujillo por permitir adquirir sus libros sin excepción, que sus profesores con su paciencia y dedicación llevo los mejores ejemplos y enseñanzas. En especial a los docentes asesores, por su desempeño, su permanente ayuda, sus conocimientos, que han permitido realizar este trabajo de desarrollo de tesis, y en la formación como Ingeniero Mecánico.

EL AUTOR

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo: Eduin Ronan Gamarra Olano con DNI N° 44791236, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y autentica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo, 2016

Eduin R. Gamarra Olano
Autor

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado, presento ante ustedes la Tesis titulada “DISEÑO DE UNA MÁQUINA ROLADORA HIDRÁULICA CON CUATRO RODILLOS PARA PLANCHAS DE HASTA 20mm DE ESPESOR Y RADIO MÁXIMO DE 250mm PARA LA EMPRESA METAL SUR E.I.R.L.” con la finalidad de diseñar una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20mm de espesor y radio máximo de 250mm para la empresa Metal Sur E.I.R.L., en cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Esperando cumplir con los requisitos de aprobación.

El autor.

ÍNDICE

ACTA DE SUSTENTACIÓN.....	I
DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO	III
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD	IV
PRESENTACIÓN	V
ÍNDICE	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIIIX
I. RESUMEN.....	1
1.1 ABSTRACT	3
1.2 INTRODUCCIÓN	4
1.3 TRABAJOS PREVIOS	5
1.4 TEORIAS RELACIONADAS AL TEMA	7
1.5 FORMULACION DEL PROBLEMA	32
1.6 JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO.....	32

1.7 OBJETIVOS	33
II. METODO	34
2.2 VARIABLES	34
2.3 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES	36
2.4 POBLACIÓN Y MUESTRA	37
III. RESULTADOS	41
IV. DISCUSIÓN	89
V. CONCLUSIÓN	92
VI. RECOMENDACIONES	
.....	93
VII. REFERENCIAS	95

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 CAJA NEGRA.....	35
TABLA 2 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	36
TABLA 3 PROCESO DE LA MAQUINA ROLADORA	39
TABLA 4 DIAGRAMA DE FLUJO	40
TABLA 5 LISTA DE EXIGENCIAS	41
TABLA 6 RECEPCIÓN POR POLINES	43
TABLA 7 SUJECIÓN CON MORDANZA HIDRAULICA	44
TABLA 8 ROLADORA DE 4 RODILLOS	44
TABLA 9 MATRIZ MORFOLÓGICA	45

TABLA 10 EVALUACIÓN TÉCNICA DE ALTERNATIVAS	51
TABLA 11 EVALUACIÓN ECONOMICA DE ALTERNATIVAS	52
TABLA 12 CORDENADAS ECONOMICAS	53
TABLA 13 LIMITES DE FLEXIÓN	59
TABLA 14 PARÁMETROS ESTABLES	59
TABLA 15 DESVIACIÓN ESTÁNDAR LIMITE DE FATIGA	62
TABLA 16 FACTOR MODIFICACIÓN DE CARGA	65
TABLA 17 CONDICIONES DE SIMULACIÓN	70
TABLA 18 SELECCIÓN MOTORREDUCTOR	75
TABLA 19 COMPARACIÓN RESULTADOS DE LA FICHA TÉCNICA	75
TABLA 20 LONGITUD DE PANDEO	79
TABLA 21 SELECCIÓN DE PISTONES REXROTH	81
TABLA 22 SELECCIÓN DE PISTONES REXROTH	86
ÍNDICE DE FIGURAS	
FIGURA 1 NORMAS Y PROPIEDADES MECANICAS	8
FIGURA 2 TIPOS DE COJINETES	9
FIGURA 3 ESFUERZO Y DEFORMACION.....	11
FIGURA 4 CLASIFICACION DE PROCESOS DE SOLDADURA	12
FIGURA 5 SOLDADURA ARCO ELECTRICO	13
FIGURA 6 SUJECION REMOVIBLE POR PERNO	14
FIGURA 7 SISTEMA DE CONTROL LAZO ABIERTO.....	15
FIGURA 8 SISTEMA DE CONTROL LAZO CERRADO	15

FIGURA 9 DETALLES DEL MOMENTO PLASTICO	16
FIGURA 10 SISTEMA DE TRANSMISION HIDRAULICA	17
FIGURA 11 CONFIGURACION ASIMETRICA DE TRES RODILLOS	21
FIGURA 12 PROCESO DEL ROLADO DE TRES RODILLOS	22
FIGURA 13 CONFIGURACION PIRAMIDAL DE TRES RODILLOS	23
FIGURA 14 PROCESO DEL ROLADO PIRAMIDAL DE TRES RODILLOS	24
FIGURA 15 CONFIGURACION DE CUATRO RODILLOS	25
FIGURA 16 PROCESO DEL ROLADO DE CUATRO RODILLOS	26
FIGURA 17 BOCETO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1	47
FIGURA 18 BOCETO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2	48
FIGURA 19 BOCETO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3	49
FIGURA 20 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS	53
FIGURA 21 DIMENCIONES DE LA PLANCHA METALICA	55
FIGURA 22 DISTANCIA ENTRE RODILLOS Y DIAMETRO DEL RODILLO	60
FIGURA 23 RODILLO POR RESISTENCIA A LA FATIGA	62
FIGURA 24 RESISTENCIA A LA TENSION EN ACERO	63
FIGURA 25 PARAMETROS PARA FACTOR DE SUPERFICIE	64
FIGURA 26 ECUACIONES DE KB SEGÚN EL DIAMETRO DEL RODILLO	64
FIGURA 27 FACTORES DE CONFIABILIDAD	65
FIGURA 28 EJE REDONDO CON FILETE EN EL HOMBRO EN FLEXION	66
FIGURA 29 RADIO DE MUESCA	66

FIGURA 30 REDUCCION DEL ANGULO	68
FIGURA 31 FACTOR DE SEGURIDAD ARROJADO POR EL SOFTWARE	71
FIGURA 32 FUERZAS QUE ACTUAN EN EL RODILLO SUPERIOR	71
FIGURA 33 SISTEMA DEL RODILLO INFERIOR	74
FIGURA 34 FUERZAS DE LOS RODILLOS SUPERIOR E INFERIOR QUE EJERCEN SOBRE LA PLANCHA	76
FIGURA 35 PISTON PARA LOS RODILLOS LATERALES	77
FIGURA 36 PISTON PARA EL CILINDRO INFERIOR	83
FIGURA 37 DIMENCIONES DEL RODILLO	83
FIGURA 38 DIMENCIONES GENERALES DE LA ROLADORA	89
FIGURA 39 SIMULACION EN SOLIDWORKS RODILLO	90
FIGURA 40 ANALISIS ESTATICO SIMULACION SOLIDWORKS RODILLO	91

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo principal satisfacer la necesidad de mejorar los procesos de fabricación en la empresa METAL SUR E.I.R.L. dedicada a la fabricación de tanques en acero inoxidable; debido a que, desde hace poco tiempo atrás, por diversos factores no ha logrado implementar en su proceso productivo una máquina roladora que acelere el proceso de rolado de láminas metálicas de acero inoxidable.

La lista de exigencias se tomó de la empresa METAL SUR E.I.R.L. Tres conceptos fueron estudiados a través de una matriz morfológica y posteriormente evaluadas a través de análisis económicos y técnico. Luego se estimaron las dimensiones generales del equipo considerando los requerimientos de la empresa. Obtenidos estas dimensiones se calculó teóricamente el factor de seguridad y luego se validó a través del programa de simulación Solidworks para tener un factor de seguridad más cercano a la realidad. Finalmente se procede a seleccionar motor reductor y los pistones que brindaran la fuerza y el movimiento del equipo.

La roladora de cuatro rodillos con mesa de polines resulto ser la más adecuada para nuestro caso. El Diámetro de rodillo resulto 274 mm y la distancia entre rodillo de 0.6 m. El factor de seguridad calculado analíticamente fue de 4.04 mientras que el calculado por elementos finitos fue de 3.13 cumpliendo con lo requerido por la empresa METAL SUR E.I.R.L ($N \geq 3$). El motor que brinda la potencia necesaria para el trabajo de rolado es de 14.72KW, velocidad angular con la cual girara el cilindro superior es de $\omega = 6.97 \text{ rpm}$, el menor diámetro de vástago que soporta pandeo es de $d=195\text{mm}$, la presión mínima de servicio para el funcionamiento de los pistones laterales es de $p=23239.28 \text{ MPa}$ y el recorrido del émbolo dentro del cilindro y para nuestro caso es de $l=300\text{mm}$.

Los resultados de análisis de la simulación por elementos finitos son cercanos a los calculados en 77.48% aproximadamente en cercanía. Por lo tanto, son simulaciones de tipo estáticas, a través del software Solidworks permitió validar mi calculo teórico

además de brindar una opción versátil para acercar el diseño a lo solicitado, manteniendo un factor de seguridad adecuado ($N = 3.13$)

Palabras claves: Roladora, Plancha de 20mm.

ABSTRACT

This work has as main objective to satisfy the need to improve manufacturing processes in the company METAL SUR E.I.R.L. dedicated to the manufacture of stainless steel tanks; because, not long ago, for various reasons has failed to implement in its production process, a rolling machine to accelerate the process of rolling of stainless steel sheet metal.

The list of requirements was taken from the company METAL SUR E.I.R.L. Three concepts were studied through a morphological matrix and then evaluated through economic and technical analysis. the overall dimensions of the equipment subject to the requirements of the company then estimated. These dimensions obtained safety factor is calculated theoretically and then validated through simulation program Solidworks to have a safety factor closer to reality. Finally, we proceed to select gear motor and pistons that provide the strength and movement of equipment.

The roladora four idler rollers table turned out to be the most suitable for our case. The roll diameter 274 mm turned and the distance between roller 0.6m. The safety factor was calculated analytically 4.04 while the finite element calculated was 3.13 fulfilling the requirements of the company METAL SUR E.I.R.L ($n \geq 3$). The engine provides the power required for the work is rolled 14.72KW, angular velocity with which rotates the upper cylinder is $\omega = 6.97$ rpm, the smaller diameter rod supporting buckling is $d = 195$ mm, the minimum pressure service for the operation of the piston side is $p = 23239.28$ MPa and the piston stroke within the cylinder and for this case is $R = 300$ mm.

The results of analysis of finite element simulation are close to those calculated approximately 77.48% close. Therefore, they are simulations of static type, through software Solidworks allowed to validate my theoretical calculation in addition to providing a versatile requested to bring the design option, maintaining an adequate safety factor ($N = 3.13$)

Keywords: Rolling machines, Iron 20mm.

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad problemática

En el Perú todas las empresas se dedican a la fabricación de tanques inoxidables y cilindros, para el transporte, almacenamiento de alimentos y combustible se basan en su producción en la economía, tomando en cuenta los desarrollos de los principales Países.

Ahora la necesidad de una máquina roladora con un acabado de calidad, ha hecho que se fabriquen diversos mecanismos colocados al interior de máquinas para desarrollar este trabajo, en E.E.U.U., Brasil, España, otros países y Perú, donde las planchas metálicas está presente en diversas estructuras, son de gran utilidad y demanda. Este tipo de máquinas de roladora en algunos de estos lugares, se desarrollan con tecnología, integrándose motores eléctricos los cuales proporcionan el giro a los rodillos para el efecto de rolado, el uso de ejes tipo tornillo para proporcionar fuerza de rolado, y en la actualidad es más común emplear sistemas hidráulicos. Acotar que el control es importante en las máquinas roladoras y la tecnología nos permite tomar alternativas que se ajusten a las diversas exigencias de diseño, aunque existen roladoras hidráulicas a control manual otras a control semiautomático y diferentes componentes de categoría semiautomáticos los cuales otorgan un acabado con mayor precisión, calidad y mayor eficiencia en la potencia de trabajo. (Alarico Iglesias, 2014).

Las desventajas existentes entre las formas tradicionales de rolado y que dan como resultado que sea prioritario el uso de otros métodos diferentes de rolado, comparados con los antes citados siendo mucho más rentable al rolado por intermedio de una maquina roladora hidráulica, sea de origen manual, mecánico o semiautomático. (León Vega, 1992).

METAL SUR E.I.R.L es una empresa Liberteaña creada en el mes de mayo del 2007, con la finalidad de mejorar un servicio rápido, eficiente y garantizado orientada

a satisfacer las necesidades de nuestros clientes a través del desarrollo de proyectos de fabricación y montajes de todo tipo de estructuras, mantenimiento de plantas industriales y mineras, mantenimiento de equipos pesados y livianos, proyectos civiles y electromecánicos, y soldadura en general.

Este trabajo se centra en el diseño de una roladora de cuatro rodillos de planchas metálicas de 20mm de espesor como máximo y un radio de curvatura de 250mm, cumpliendo con la lista de exigencias propuesta por la empresa Metal Sur E.I.R.L.

1.2 Trabajos Previos

Mejía (MEJIA ORDOÑEZ, Danny; 2011) en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico de la Universidad Técnica de Ambato. “Estudio del proceso de rolado de láminas metálicas y su incidencia en el tiempo de operación en la fabricación de tanques inoxidables en la Empresa Inox – Tec en la Ciudad de Latacunga”. Realizo un trabajo investigativo sobre el proceso de rolado. La metodología utilizada es el estudio bibliográfico, de campo, siendo las pruebas de funcionamiento la base fundamental para el análisis e interpretación de resultados. Los resultados obtenidos son satisfactorios y eficaz, debido a que se logró sustituir una maquina operada manualmente por una maquina eléctrica semiautomática.

Iza (IZA IZA, Byron; 2007) en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico de la Escuela Politécnica Nacional de Quito. “Dimensionamiento y Construcción de una Roladora Manual para Laboratorio.” Realizo la roladora manual por la necesidad y requerimiento del taller de procesos de la Escuela de Formación Tecnológica, de la Escuela Politécnica Nacional. Mediante un análisis se determinó la necesidad de contar con este equipo, el mismo que por medio de un mecanismo manual de tres rodillos permite dar la forma curva deseada a una lámina para obtención de cilindros de lámina metálica a través de deformación plástica por rolado. Los resultados

obtenidos son muy buenos y de calidad, se logró realizar los trabajos previos en el laboratorio y en el taller.

Castro (CASTRO CASTAÑEDA, James, 2014) en su tesis para obtener el grado de ingeniero mecánico de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo. “Diseño de una Prensa Hidráulica de 10 Ton para Doblado de placas de Acero A36 para Postes de Barandas de Puentes en la Empresa Sima S.A.” Realizo una inspección en el sitio de trabajo utilizando como instrumento de recolección de datos la observación directa y para realizar medidas y recabar información sobre el tipo de prensa hidráulica dobladora de placas de acero A36 que requiere. La metodología de la presente investigación estuvo enmarcada en el trabajo descriptivo, el estudio se formó como población las prensas hidráulicas de la empresa SIMA SA, la cual la muestra forma parte de la misma. Los resultados de la maquina hechiza, los cuales, por clase de trabajo a que están sometidos, necesitaban realizar mantenimiento y resultaba escabroso el proceso de desacoplamiento de dichos elementos de la máquina hidráulica, pues para realizar el cambio se tenía que cortar partes de la prensa, anivelarlas y luego soldar.

Alarico (ALARICO IGLESIAS, Abel, 2014) en su tesis para obtener el grado de ingeniero mecánico de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo. “Factibilidad Técnica y Económica para el Diseño de una Curvadora de Perfiles Estructurales en Espesores Hasta 19mm para la Empresa Metarqel S.A.C.” Realizo un análisis y cálculo de diseño en pro de mejorar los servicios de curvado realizados para el sector metal – mecánico. La metodología se establece un marco de análisis solido en cuanto requerimiento y especificaciones que orientan a un diseño en base a criterios estándares. El resultado se determinó que el diseño cumple en curvar perfiles hasta el espesor de 19mm, garantizando que la máquina también opera para 19 tipos de perfiles, en 78 posiciones de curvado. Su capacidad de fuerza máxima de curvado es de 23.2 Ton. para el perfil código [A1]. Se ha logrado un radio mínimo

de curvatura 21.65cm para el perfil código [V22-F1]. La calidad, se determina en cuanto a la profundidad de abolladura, llegando a un máximo de 0.8mm en el perfil código [M13-F2]. Importante también mencionar que el consumo de energía es óptimo con 5.32 kWh. al trabajar con el perfil código [A1]. a una velocidad de 6.75rpm. acoplándose uniformemente a la velocidad de desplazamiento pivotante la cual es 9.58mm/s.

La máquina tiene un peso de 2600 kg. (equipada); sus dimensiones son: Ancho = 1600mm; Largo = 1440mm; y Alto = 1400mm. Adaptable a cualquier área de trabajo al interior de talleres, talleres o industrias metalmeccánicas. Además, la máquina tiene de 2 cilindros hidráulicos de empuje con 78kN c/u. con factor de servicio de 3. Longitud de carrera de 276mm. Trabaja con UHP a 250bar; a un caudal doble de 1800.75 cm³/min. Es eficiente en un 90 %. El sistema es controlado o verificado por radio control adjuntamente con el sistema motriz en equilibrio.

Los resultados de la simulación MEF son cercanos a los calculados en 89%. aproximadamente en cercanía o aproximada. En general son simulaciones del tipo estáticas. El factor mínimo de seguridad de la máquina es de 2.15. por otra parte, los resultados del análisis IPERC determinaron que el riesgo operativo entre operador máquina es de nivel bajo. Se planteó en un diagrama Gantt, con las actividades de inspección simple periódicas por mes; y una para el mantenimiento general de la máquina cada año y medio (18meses).

1.3 Teorías Relacionadas al Tema

El fundamento teórico de esta investigación incluye una revisión de diferentes temas estructurales y definiciones de la roladora; las propiedades mecánicas de los materiales; los distintos procedimientos y el análisis necesario para calcular, dimensionar, seleccionar la matriz morfológica y seleccionar los elementos del equipo que se diseña; así como algunos métodos especiales como el de elementos finitos, que se utilizará para dar validez o mejorar a los elementos críticos de la máquina roladora.

Propiedades Físicas:

La **flexibilidad** de usar cuatro rodillos es porque tiene mayor precisión, mejor acabado, mayor velocidad de producción y mayor eficiencia en la potencia de trabajo.

Rodillos, son el elemento más importante para la maquina roladora en cuanto a su vida útil como a costos por ende el material usado preferentemente para los rodillos de la maquina es el acero AISI 1018, AISI C 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 tratado térmicamente, ya que estos rodillos son sometidos al desgaste, en caso de esfuerzos extremos se usa AISI 4340 o similares y son diseñados de manera que ofrezcan un rápido y fácil de reemplazarlo o cambiarlos.

Planchas Metálicas, son productos muy importantes para la fabricación de tanques o cualquier otra estructura, se obtienen por eliminación en caliente, a partir de planchones de acero estructural.

Usos:

Sirve para estructuras metálicas, equipos en general, tolvas, autopartes, tanques, vigas, puentes, torres de alta tensión, entre otros.

Especificaciones Generales		Espeor mm.	Peso Teórico kg/m ²
Espeores:	6.00 a 100.00 mm.	6,00	48,00
Anchos:	2000 y 2440 mm.	8,00	64,00
Largos:	6.0 y 12.0 mts.	10,00	80,00
Calidades:	A36 - A515 - A572.	12,00	96,00
		14,00	112,00
		16,00	128,00
		18,00	144,00
		20,00	160,00
		22,00	176,00
		25,00	200,00
		32,00	256,00
		38,00	304,00
		50,00	400,00
		65,00	520,00
		75,00	600,00
		100,00	800,00



Figura N° 1 Normas Suministradas y Propiedades Mecánicas. Fuente (Rollos planchas cintac web.)

Cojinetes: Los cojinetes son piezas de acero aleados con cromo, manganeso y molibdeno, para facilitar o facilidad la ejecución de rigurosos tratamientos térmicos y obtener piezas de gran resistencia al desgaste y a la fatiga. En la selección de los

materiales, deben tomarse en consideración las temperaturas de operación y una adecuada resistencia a la corrosión.

Otra característica de los rodamientos es la exactitud de sus dimensiones cada parte de tener tolerancias muy cortas para un satisfactorio funcionamiento del conjunto. Existen cojinetes de muy variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante escoger el cojinete preciso o exacto, tomando la decisión en base a criterios tales como: costos, generales, simpleza del conjunto, disponibilidad de repuestos y lubricación adecuada.

Generalidades de los Cojinetes:

- . Son puntos que sirven de apoyo de los ejes rotativos.
- . Ayudan o sirven para sostener su peso (ejes rotativos).
- . Guían la rotación.
- . Evitan deslizamientos.

Tipos de Cojinetes:

Hay dos tipos de cojinetes y son los siguientes:

. De rodamiento o antifricción.

Existen terceras piezas (bolas, rodillos, etc.) que son los que tienen el desplazamiento por rodadura.

. De deslizamiento.

El eje giratorio tiene movimiento sobre los soportes.



Figura N° 2 Tipos de cojinetes. Fuente (Teoría y Aplicaciones Ing. Lopez Arenales, José.)

Estáticas: las cargas o fuerzas actúan rápidamente o ascendiendo poco a poco.

Dinámicas: las cargas o fuerzas actúan temporalmente, tienen carácter de choque

o estrellarse. **Cíclicas o de signo variable:** las cargas varían por valor, por sentido

o por ambos simultáneamente. Las propiedades mecánicas son las siguientes que

mencionaremos a continuación: resistencia, elasticidad, plasticidad, dureza entre

otras que solo mencionaré (ductilidad, cohesión, maleabilidad, hendibilidad y

resilencia) aunque también podríamos considerar entre estas a la fatiga y la fluencia

entre otras. **Resistencia:** Es una propiedad que presentan los materiales para

soportar las diversas fuerzas de cualquier daño que sean ocasionadas. Es la

oposición al cambio de forma y a la separación, es decir a la destrucción por acción

de fuerzas. **Elasticidad:** se refiere a la propiedad que presentan los materiales de

volver a su estado inicial es decir una flecha regresa a su normalidad cuando se

aplica una fuerza sobre él. La deformación recibida ante la acción de una fuerza no

es permanente, volviendo el material a su forma original o inicial.

Plasticidad: Es capacidad de un material a deformarse ante la acción de una

carga, ya no regresa a su normalidad inicial. Es decir, es una deformación

permanente e irreversible. **Dureza:** es la resistencia de un cuerpo a ser rayado o

golpeado por otro no ocasiona daños. También es la capacidad de oponer

resistencia a la deformación superficial por uno más duro.

Fatiga: según ASTM, la fatiga es el proceso de cambio estructural permanente,

progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y

deformaciones variables en algún punto o puntos y que ocasione grietas o la fractura

completa tras un número suficiente de fluctuaciones. El 90% de las piezas que se

rompen en servicio fallan debido a este fenómeno.

Fluencia: es la flexión correspondiente a la deformación elástica, fenómeno que

está ubicada justo encima del límite elástico, y se produce un alargamiento muy

rápido sin que varíe la tensión aplicada.

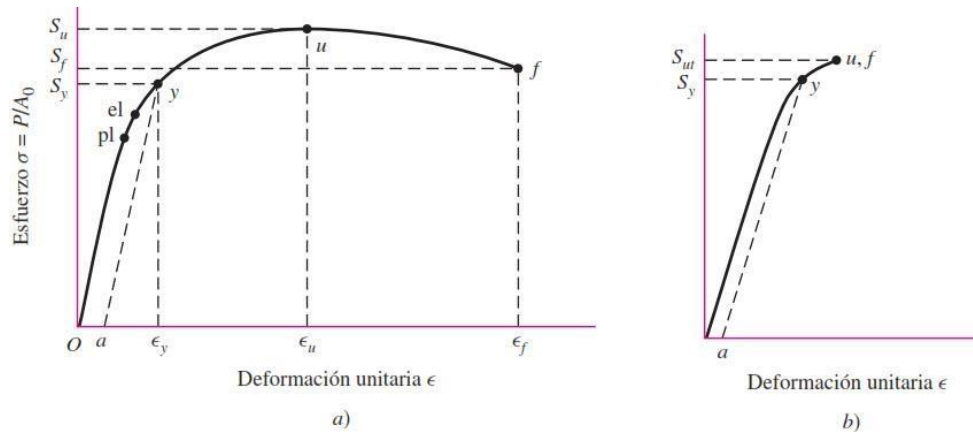


Figura N° 3 Esfuerzo y deformación. Fuente (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8^{va} Edición.)

Diseño mecánico:

Una máquina roladora puede definirse como un objeto formado de unidades interrelacionadas llamadas elementos, piezas o componentes; que están dispuestas con el objeto de transformarse en movimientos y fuerzas gracias a la energía. Esta relación distingue el diseño de máquinas, estructuras en el que sólo se consideran fuerzas estáticas, mientras que en máquinas es todo lo contrario, se incluye además el análisis de las cargas dinámicas asociadas al movimiento, masa y geometría de cada elemento.

Un diseño mecánico se hace con el fin de fabricar o ensamblar, construir alguna maquina e componente, es un punto clave en varias áreas como lo es en costos y funcionalidad, entre otras. Si se cuenta con dos aparatos que desarrollan la misma función y uno de ellos tienes menos piezas y es el más fácil de armar-desarmar entre otros atributos, se opta por este, ya que se considera más práctico y de menor costo.

Cuando se diseña alguna máquina o instrumento u aparato en cualquier caso que tenga más de una sola pieza se toma en cuenta cómo se ubicaran las mismas.

Existen varias formas o tipos de sujeción.

Sujeción por soldadura:

Muchas fuentes de energía diferentes pueden ser usadas para la soldadura en general, incluyendo una llama de gas, un arco eléctrico, un rayo de electrones, procesos de fricción y ultrasonido. En la industria con frecuencia es un proceso, la soldadura puede ser hecha en muchos talleres diferentes, incluyendo al aire libre, debajo del agua y en el espacio. Sin embargo, no importa la localización, la soldadura sigue siendo peligrosa, y se deben tomar precauciones de seguridad para evitar quemaduras, descarga eléctrica, humos venenosos, y la sobreexposición a la luz ultravioleta. **Soldadura GMAW:** Este procedimiento, conocido también como soldadura MIG/MAG, consiste en mantener un arco entre un electrodo de hilo sólido continuo y la pieza a soldar. Tanto el arco como el baño de soldadura se protegen mediante un gas que puede ser activo o inerte. El procedimiento es adecuado para unir la mayoría de materiales estructurales, disponiéndose de una amplia variedad de metales de aportación y planchas entre otros.

La utilización de hilos sólidos es recomendable por su eficiencia de hasta el 80-95%. La soldadura MIG/MAG es un proceso versátil, logrando depositar el metal o pieza a una gran velocidad y en todas las ubicaciones de trabajo. El procedimiento es muy utilizado en espesores delgados y medios, en fabricaciones de acero, especialmente donde se requiere un gran porcentaje de trabajo manual o capacitado.

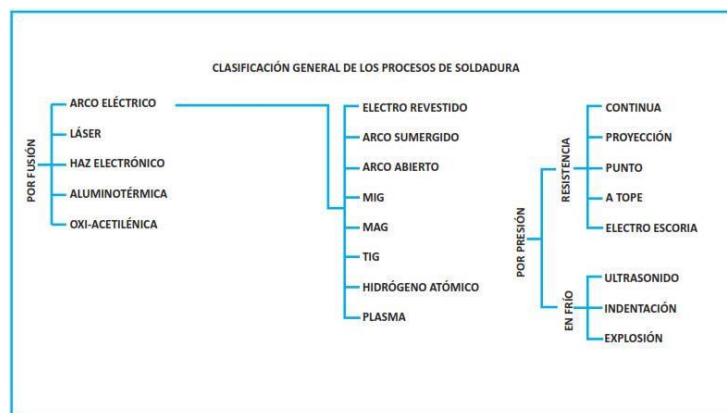


Figura N° 4 Clasificación General de los Procesos de Soldadura.

Fuente (Manual de bolsillo de soldexa)



Figura N° 5 Soldadura por Arco Eléctrico. Fuente (Manual de bolsillo de soldexa.)

Sujeción Removible.

Perno: es un retenedor o soporte roscado que pasa a través de agujeros o diámetros apropiados en las partes ensambladas, y que se atornilla en una tuerca. Los pernos y tuercas se encuentran en varias formas y tamaños. Los de cabezas cuadradas y hexagonales son los más comunes y varían en tamaño y rápidos de conseguir, desde 6 hasta 72 mm de diámetro.

Tornillo de cabeza: es un retenedor o soporte roscado que une 2 o más partes pasando a través de un agujero o diámetro apropiado en una parte, y que luego se atornilla en el agujero roscado de la otra. Se aprietan o aflojan aplicando un momento de torsión o desarmador en la cabeza. Los tornillos de cabeza varían en tamaño a partir de 6 mm de diámetro a más y se encuentran en cinco tipos básicos de cabezas: Cabeza hexagonal; Cabeza Allen; Cabeza avellanada; Cabeza cilíndrica y Cabeza Torx.

Tuerca: es una pieza con un orificio central, el cual presenta una rosca, que se utiliza para acoplar a un tornillo entre otros, perno o esparrago en forma fija o deslizante. La tuerca permite sujetar y fijar uniones de elementos desmontables. En ocasiones puede agregarse una arandela o guacha para que la unión cierre mejor y quede fija. La tuerca siempre debe tener las mismas características geométricas del tornillo con el que se acopla, por lo que está normalizada según los sistemas generales de roscas.

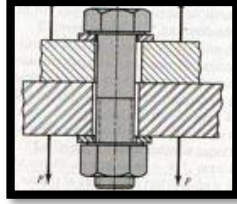


Figura N° 6 Ejemplo de sujeción removible por perno. Fuente (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8^{va} Edición.)

Sujeción de Obstrucción física:

Anillo de seguridad: es un tipo de sujetador o retención que consiste en un anillo de metal semi-flexible con extremos abiertos que puede ser encajado en una ranura mecanizada, para permitir la rotación y así evitar el movimiento lateral. Hay dos tipos básicos: la primera Interna y la segunda Externa. Los tipos básicos son instalados ejemplo dentro en un tubo o sobre un eje.

Pasadores: son una solución eficiente y barata de ensamble cuando la carga se corta muy cercana. En la instalación de pasadores semi-permanentes se requiere aplicar presión o ayudarse con herramientas para instalarlos o retirarlos. Entre los pasadores de máquinas se consideran tres tipos como importantes y son los siguientes: Pasadores endurecidos y pasadores rectos comerciales; Pasadores cónicos y Chavetas estándar.

Sistemas de Control.

Sistema de control de lazo abierto: Es aquel sistema en que solo actúa el proceso sobre la señal de entrada y da como resultado una señal de salida independiente a la señal de entrada, pero basada en la primera. Esto significa que no hay retroalimentación hacia el controlador para que éste pueda ajustar la acción de control. Es decir, la señal de salida no se convierte en señal de entrada para el controlador. Estos sistemas se caracterizan por: Ser sencillos o simples y de fácil o leve concepto; Nada asegura su estabilidad ante una perturbación; La salida no es igual con la entrada y la precisión depende de la previa calibración del sistema.

- Control en Lazo abierto (Open Loop):

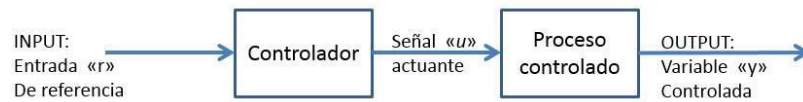


Figura N° 7 Sistema de control lazo abierto. Fuente (Ingeniería de Control 2^{da} Edición W. Bolton.)

Sistema de control de lazo cerrado: es el sistema en el que la acción de control está en función de la señal de salida. Los sistemas de circuito cerrado usan la retroalimentación desde un resultado final para ajustar la acción de control en consecuencia, el control en lazo cerrado es imprescindible en las siguientes circunstancias que son: Cuando un proceso no es posible de regular por el hombre o individuo; una producción a gran escala que exige grandes instalaciones y el hombre no es capaz de manejar; vigilar un proceso es especialmente complicado en algunos casos y requiere una atención que el hombre puede perder fácilmente por cansancio o agotamiento, con los consiguientes riesgos de seguridad que ello pueda ocasionar al trabajador y al proceso. Las características del sistema lazo cerrado son las siguientes: Ser complicados, pero amplios en cantidad de parámetros; la salida se compara con la entrada y le afecta para el control del sistema; su propiedad de retroalimentación; ser más estable a perturbaciones y variaciones internas.

- Control en Lazo cerrado (Closed Loop):

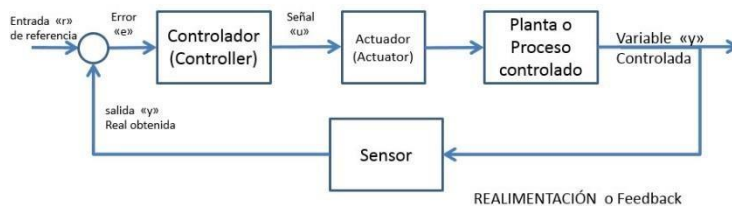


Figura N° 8 Sistema de control lazo Cerrado. Fuente (Ingeniería de Control 2^{da} Edición W. Bolton.)

Concepto de momento Plástico.

Al incrementar el momento flector por encima del momento de fluencia, las deformaciones en los puntos extremos de la sección transversal continuaran incrementándose y la deformación máxima excederá la deformación de

fluencia ϵ_y , entonces ahí es cuando las regiones externas de la viga se habrán vuelto plásticas mientras permanece elástico el núcleo central. También cambia la posición del eje neutro, a menos que la sección de la viga sea simétrica. Según se incrementa el momento flector, la región plástica se extiende hacia adentro desde el punto más alejado hacia el eje neutro.

Descripción del cálculo para obtener el módulo plástico.

Primero se debe dividir la sección transversal del roladora en áreas iguales que darán un nuevo eje que se le llamara eje neutro plástico, siempre y cuando la sección transversa sea asimétrica. Luego se tendrá que hallar \bar{y}_{p1} ; \bar{y}_{p2} , con las

ecuaciones de centroide $Y_i = \frac{\sum A_i \times r_i}{\sum A_i}$ pues es posible que el área en algunos casos

sea compuesta.

$$A_V = A_R = \frac{A}{2}$$

Detalles del momento plástico:

En las siguientes figuras hay ejemplos del comportamiento de la viga hasta llegar a deformarse plásticamente: Sección transversal simétrica de un perfil H (I) y una sección asimétrica de un perfil T (II)



Figura N° 9 Detalles del momento plástico. Fuente (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8^{va} Edición.)

Detalle de Sistema Hidráulico:

Un sistema hidráulico debidamente dimensionado lo realizaré enfocándome en la fuerza efectiva necesaria en el punto de carga máxima, tal es el caso básicamente con el diagrama o figura N° 10, el cual ayudara a estimar la ubicación adecuada para su trabajo sin interferir con otros elementos de la máquina. De tal forma no afectaré con los objetivos del presente estudio.

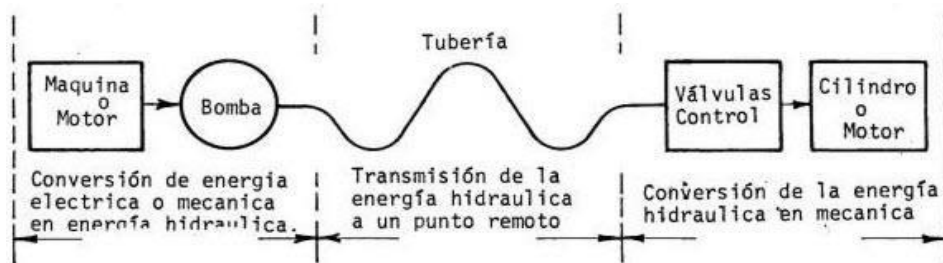


Figura N° 10 Sistema de Transmisión de Energía Neumática e Hidráulica. Fuente

http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulicaA.htm

Detalle de Complementos Hidráulicos:

Válvulas hidráulicas: Are referencia general de estos dispositivos; son vitales para el tránsito del caudal al ser distribuido, para que la presión se regule, para abrir o clausurar vías, y regular flujo hidráulico, la totalidad del sistema hidráulico está en función a los requerimientos preestablecidos por el cálculo, cumpliendo con las características del funcionamiento según el circuito hidráulico que más adelante se verá. Estas válvulas serán del tipo electroválvulas, compuesta en dos partes fundamentales: el solenoide y la válvula. El solenoide convierte energía eléctrica en energía mecánica para que participe la válvula.

Filtros hidráulicos: Los filtros son vitales en el sistema hidráulico debe tratarse desde dos puntos de vista diferentes que son los siguientes: el primero se analiza los diversos tipos de filtros que existen en qué posición del sistema se encuentran y segundo tener en cuenta los criterios para su selección o calificación de acuerdo al

rango de filtración apropiada según la necesidad del sistema hidráulico. Entonces se puede decir que un sistema hidráulico limpio trabaja mejor, su durabilidad se incrementa en servicio y los costos de operación se reducen a menos; a comparación de otro sistema hidráulico con todo tipo de suciedad cuyas consecuencias no son favorables para el equipo.

Hay varios tipos de filtros que aremos mención a continuación: filtro de succión como los que van sumergidos junto con la toma de aceite de la bomba y check; filtro de presión como las que se usan entre la salida de la bomba y las electroválvulas diseñadas para soportar altas presiones y filtro de retorno son los que se ubican antes del ingreso del aceite que retorna al tanque.

Fluido Hidráulico: es un estudio útil y especialmente para la maquina es importante, se busca seleccionar aquel que ofrezca el mayor número de prestaciones para el sistema hidráulico. Por tal motivo se propone la serie Mobil DTE 10 Excel; es la línea de aceites hidráulicos anti-desgaste de alto rendimiento diseñado para satisfacer las más altas necesidades de equipos hidráulicos y mejoras para la empresa. Este aceite contiene aditivos neutralizantes ante la formación de materiales corrosivos y una alta resistencia a la oxidación que contribuye a un intervalo de cambio de aceite y del filtro mayor, la propiedad antidesgaste más una película de protección fuerte, y la controlada impulsividad permite que estos aceites trabajen bien aun en sistemas contaminados con agua o polvo, en pequeñas y grandes cantidades. Consta de muy buen desempeño en equipos hidráulicos de alta potencia y aquellos que utilizan alta presión.

LUBRICANTES PARA EL PROCESO DE DOBLADO

Los lubricantes permiten un buen funcionamiento mecánico al evitar la abrasión y las deformaciones del material.

Para el doblado en general se utiliza los siguientes lubricantes:

- Aceites minerales
- Aceites colorantes

- Aceites grasos
- Grasas sulfuradas
- Productos jabonosos
- Pastas
- Grasa
- Ceras

ESTUDIO DEL DOBLADO CON RODILLO

Existen varias hipótesis que se deben considerar para el estudio de rolado con rodillos:

El proceso se lleva a cabo en la zona plástica de los materiales.

El análisis de deformación se lleva a cabo, suponiendo que estos son elasto-plástico perfectos.

El rolado tiene que ver con el concepto de la barra simplemente apoyada con carga distribuida.

Las secciones planas siguen permaneciendo planas aun durante la deformación plástica.

“Durante el rolado, aparecen fuerzas adicionales a las del doblado de la plancha como la fricción, sin embargo, solo se analizan aquellas que provocan la deformación”.

SELECCIÓN DE MATERIALES

Los materiales se seleccionan con el objetivo de elegir los adecuados, con la ayuda de especificaciones técnicas, normas y también a través de criterios de selección como:

La facilidad de construcción y montaje para el funcionamiento óptimo del equipo.

El mantenimiento ya que garantiza y prolonga la vida útil de los mecanismos que lo conforman.

Los costos, es un factor muy importante en el campo constructivo, como también la adquisición de materiales en el mercado local de los dispositivos a utilizar.

La seguridad para el manejo del operario, para evitar cualquier accidente.

Otros como por ejemplo la experiencia adquirida en visita a talleres o capacitándose.

Rolado (Generalidades)

Una de las más importantes operaciones del conformado mecánico es el proceso de doblado, en el cual el metal es obligado a tomar una nueva forma, por movimiento y flujo plástico.

Estos movimientos se realizan alargando y contrayendo las dimensiones de todo el elemento de volumen, en sus tres direcciones ortogonales; en donde, la forma final de la pieza será la integración de estos movimientos.

El doblado abarca al proceso de rolado, el mismo que para su efecto utiliza rodillos.

En el proceso de rolado el doblado tiene una relación importante ya que el material a doblar es obligado a tomar la forma curva por medio de tres o más rodillos con el fin de obtener piezas cilíndricas.

En operaciones simples de doblado, un lado de la pieza de trabajo se deforma bajo tensión y el otro bajo compresión, pero en el doblado a nivel industrial generalmente se combina con compresión y alargamiento.

DEFINICIÓN

Se llama rolado al proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en deformar plásticamente láminas metálicas al hacerlos pasar por medio de rodillos. Uno de ellos superior que se desliza verticalmente hasta que roce al material y con movimiento del resto de los rodillos hace posible su funcionamiento y a su vez el pre-curvado de la pieza de trabajo. (Fuente: <http://www.ferremaq.com>)

Tipos de rodillos

Configuración asimétrica de tres rodillos

Las etapas de fabricación o armado (como se muestra en la figura 11) se describen a continuación:

- ✓ Colocar la plancha de acero en la máquina y mover el rodillo N° 01 hasta presionar la plancha con el rodillo N° 02.
- ✓ Girar los rodillos N° 01 y N° 02 empezar a doblar la plancha hasta llegar a alguna marca en la plancha.
- ✓ Girar en sentido contrario los rodillos N° 01 y N° 02 para retirar la plancha hasta la marca de la placa.
- ✓ Introducir la plancha en la máquina, por el extremo opuesto. Luego, ajustar el rodillo N° 03 hasta llegar a la posición final.
- ✓ Acabar el cilindro moviendo el rodillo N° 01 hacia abajo. Ajustar hasta terminar y remover el rodillo para eliminar alguna parte que sobre.

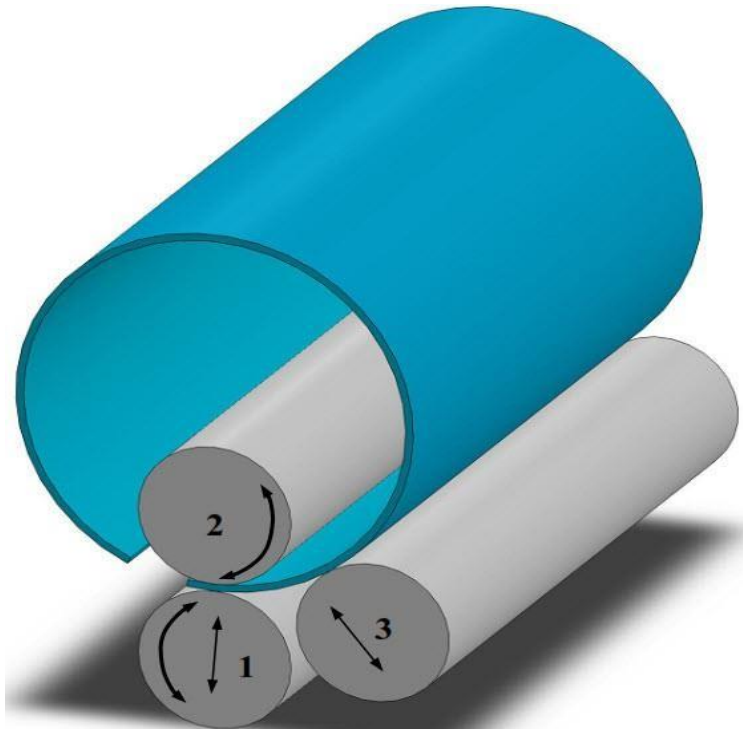


Figura N° 11 Configuración Asimétrica de Tres Rodillos. Fuente (Hoang Quan

Tran)

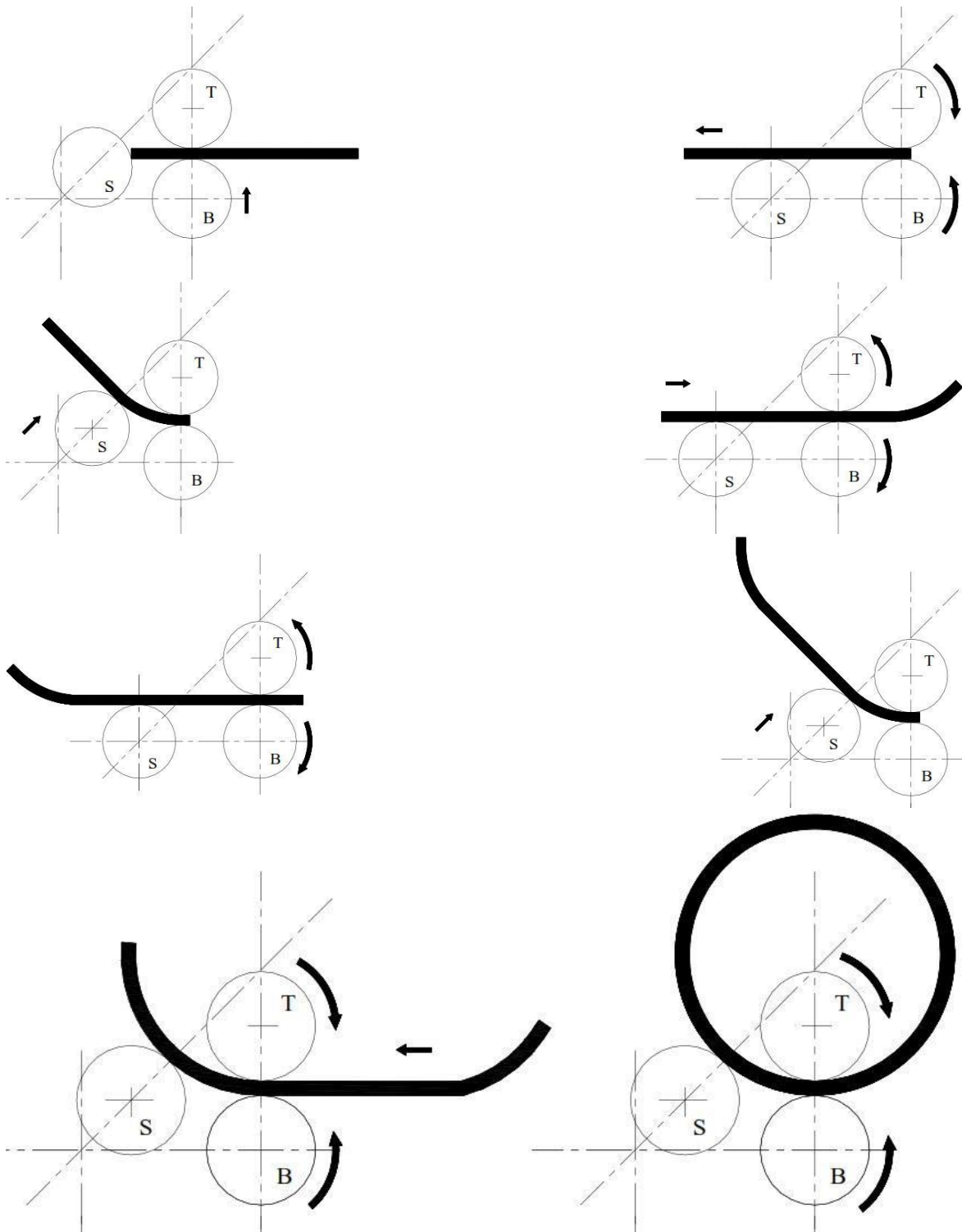


Figura N° 12 Proceso del Rolado de Tres Rodillos. Fuente (Jamel Salem)
Configuración piramidal de tres rodillos

Las etapas de fabricación o armado (como se muestra en la figura 13) se describen a continuación:

- ✓ Colocar la plancha en la máquina y mover hacia abajo el rodillo N° 02 hasta llegar a la posición.
- ✓ Rotar los rodillos N° 01 y 03 hasta que la placa obtenga la forma original.
- ✓ Rolar (dar una forma curva) al borde delantero 1 hasta llegar a la final.
- ✓ Invertir los rodillos N° 01 y 03, doblar el borde en 2 desde el inicio hasta el final.
- ✓ Terminar de armar el cilindro y subir el rodillo N° 02 y ajustar hasta terminar la parte final.

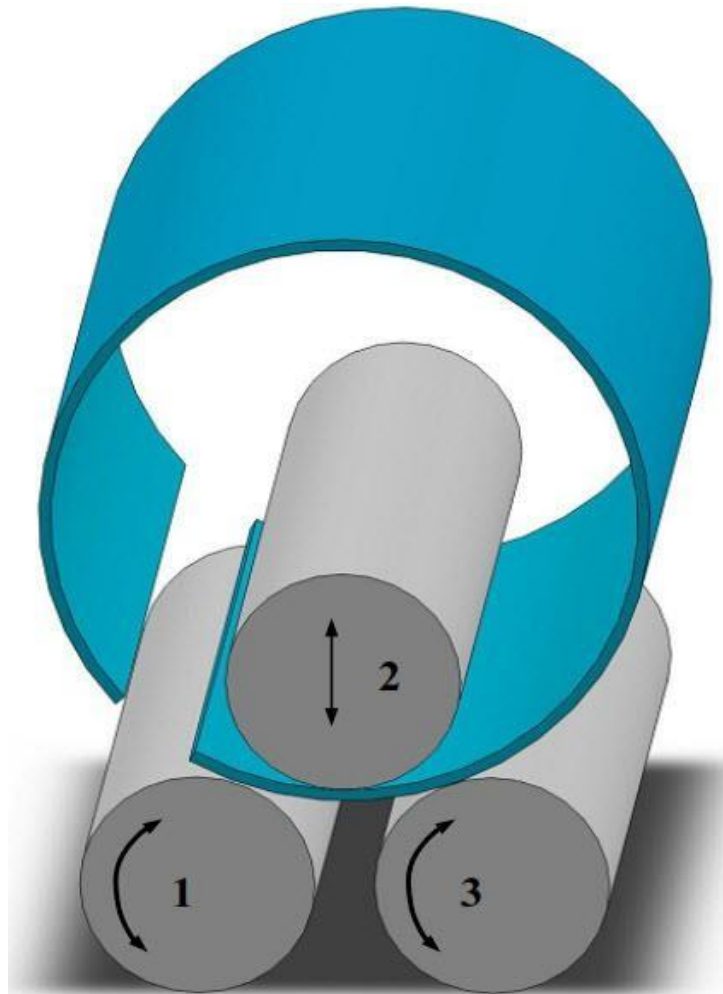


Figura N° 13 Configuración Piramidal de Tres Rodillos. Fuente (Hoang Quan

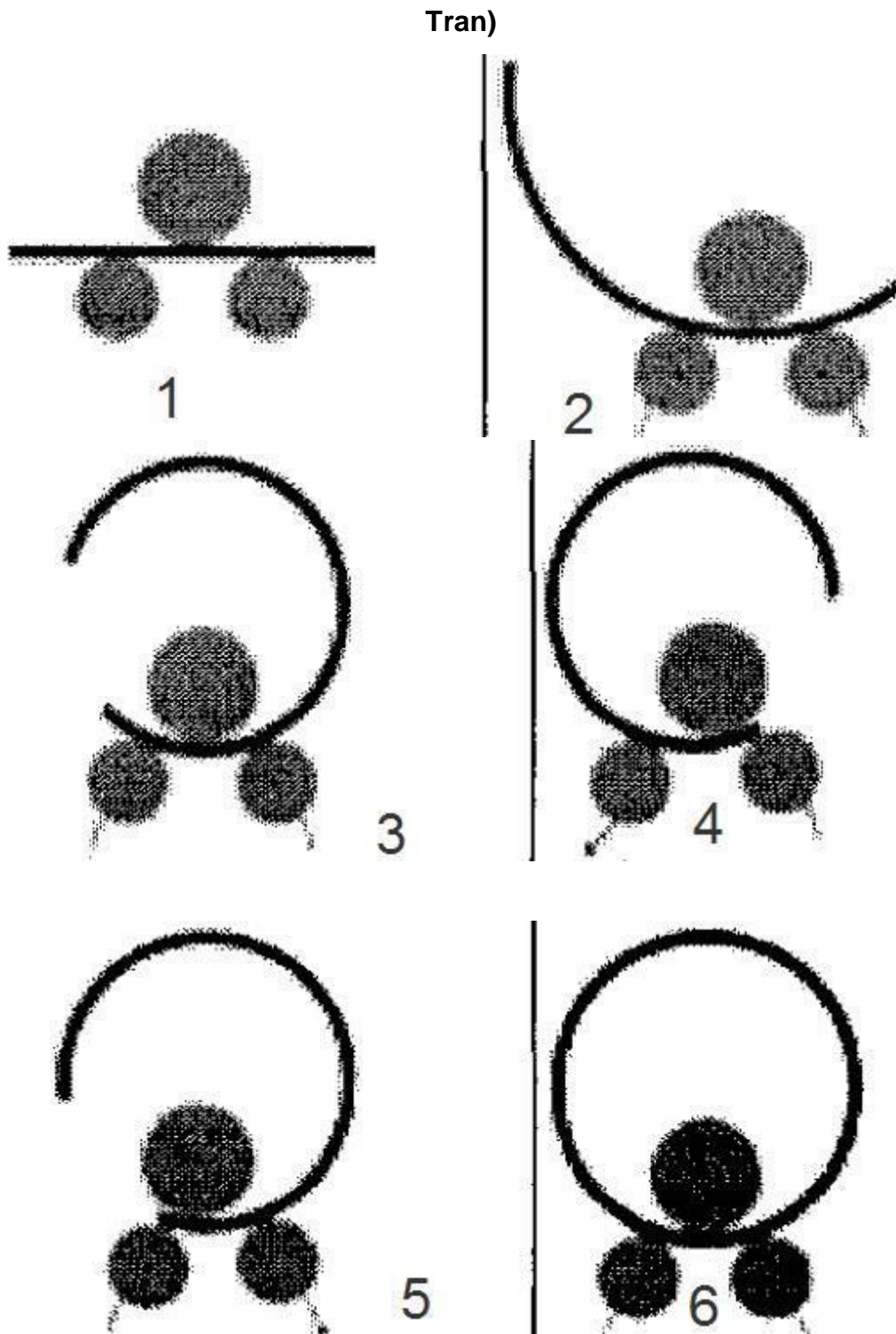


Figura N° 14 Proceso del Rolado Piramidal de Tres Rodillos. Fuente (Jun Zeng)

Configuración de 4 rodillos

Las etapas de fabricación (como se muestra en la figura 15) se describen a continuación:

- ✓ Colocar la placa en la máquina y mover el rodillo N° 01 hasta presionar la plancha.
- ✓ Mover el rodillo 3-b; girar los rodillos N° 01 y 02 para lograr obtener la forma de la plancha.
- ✓ Cambiar el rollo 3-a y bajar el rodillo 3-b para continuar con la forma de la plancha.
- ✓ Terminar de armar el cilindro y bajar el rodillo N° 01 y el 3-a hasta terminar la parte final.

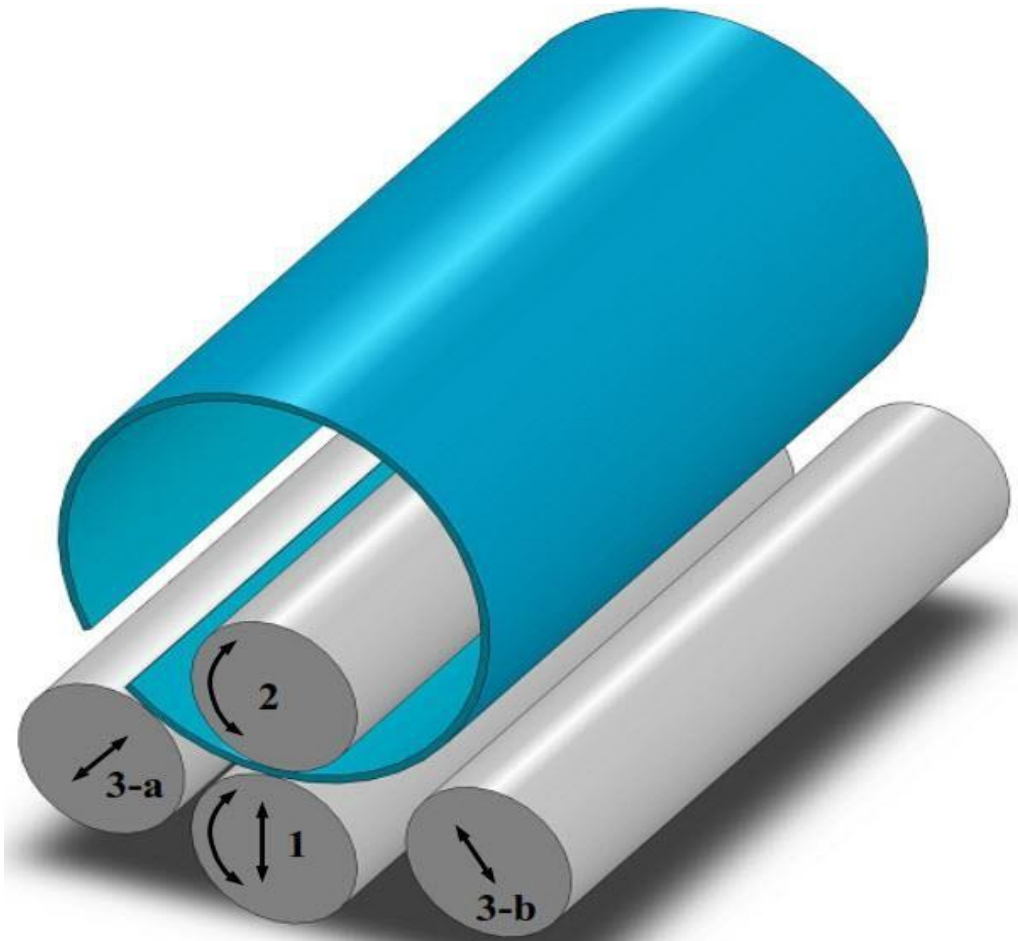


Figura N° 15 Configuración de Cuatro Rodillos. Fuente (Hoang Quan Tran)

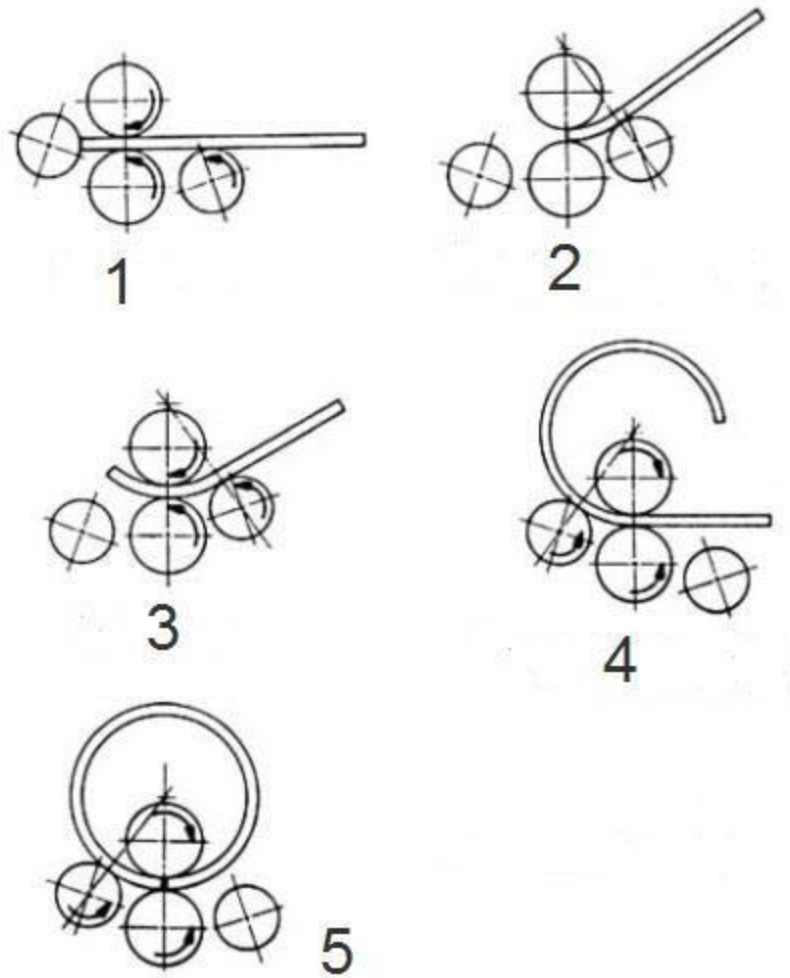


Figura N° 16 Proceso del Rolado de Cuatro Rodillos. Fuente (Chaudronnerie Lourde)

TEORIA UTILIZANDO EN EL CALCULO DE LA ROLADORA.

Área Del Rectángulo.

El área del rectángulo es igual a su base por altura.

$$A = b * e \text{ --- (1)}$$

Momento de inercia utilizando en el cálculo.

Una bailarina tendrá más momentos de inercia si extiende los brazos, girando más rápido si los contrae.

El momento de inercia (símbolo I) es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo. Cuando un cuerpo gira en torno a uno de los ejes principales de inercia, la inercia rotacional puede ser representada como una magnitud escalar llamada momento de inercia. Sin embargo, en el caso más general posible la inercia rotacional debe representarse por medio de un conjunto de momentos de inercia y componentes que forman el llamado tensor de inercia.

$$I_x = \frac{b * h^3}{12} \text{-----} (2)$$

Esfuerzo máximo.

La ecuación establece que el esfuerzo por flexiones directamente proporcional a la distancia y desde el eje neutro y al momento flexionante M, se acostumbra hacer la sustitución $c = y_{max}$ omitir el signo negativo o escribir.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \text{-----} (3)$$

Radio de curvatura.

$$r = \frac{E * I_x}{M} \text{-----} (4)$$

Fuerza.

Se entiende como fuerza a cualquier acción o influencia que es capaz de modificar el estado de movimiento de un cuerpo, es decir, de impedirle una aceleración a ese cuerpo.

$$F = m * a \text{-----} (5)$$

Fuerza de rozamiento.

La fuerza de rozamiento es una que aparece cuando hay dos cuerpos en contacto y es una fuerza importante cuando se estudia el movimiento de los cuerpos.

$$F_r = \mu * N \text{ --- --- (6)}$$

Relación de transmisión.

La relación de transmisión (i) es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí, Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.

$$i = \frac{d_{catarina}}{d_{rodillo}} \text{ --- --- (7)}$$

Torsión.

Torsión es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánico, como puede ser ejes o, en general, elementos donde una dimisión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarse en situaciones diversas.

$$T_{rod} = F_{rod} * r \text{ --- --- (8)}$$

Para determinar la ecuación, por lo general necesita determinarse el momento de torsión T a partir de la potencia a transmitir y la velocidad del eje rotatorio.

Por conveniencia, a continuación, se influye las formulas correspondientes a los tres sistemas de unidades que se emplean en la ingeniería.

Para el sistema ingles gravitacional.

$$H = \frac{T_n}{63025} \text{ --- --- (9)}$$

Esfuerzo cortante.

Hasta ahora solo se han estudiado barras sometidas a esfuerzo axiales, los cuales actúan perpendicularmente a las secciones transversales a ellas. Otro tipo de

esfuerzos o tensión se da cuando las cargas actúan paralelas a la superficie de la sección transversal y se denomina esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \text{-----(10)}$$

Esfuerzo Axial.

Es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un prisma mecánico. Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión normal.

$$\sigma = \frac{4F}{\pi * d_r^2} \text{-----(11)}$$

Esfuerzo de apoyo.

Cuando un cuerpo solido descansa sobre otro y le transfiere una carga, en las superficies en contacto se desarrolla la forma de esfuerzo conocida como esfuerzo de apoyo. El esfuerzo de apoyo es una medida de la tendencia que tiene la fuerza aplicada de aplastar el miembro que soporta.

$$\sigma_B = \frac{2(0.38F)}{\pi * dm * n_t * p} \text{-----(12)}$$

Esfuerzo flexionante.

La fuerza aplicada perpendicularmente al eje longitudinal de un elemento, genera un momento flexionante en las secciones transversales a dicho eje, este momento flexionante, produce a su vez esfuerzos tanto de tensión como de compresión en la sección transversal de estudio. Estos esfuerzos son directamente proporcionales a la distancia entre la fibra considerada sobre la sección y el eje neutro de la misma, es decir, varían de forma lineal.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi * dr * n_t * p} \text{----- (13)}$$

Esfuerzo de Von Mises.

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (14)$$

Esfuerzo equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (15)$$

Factor de seguridad.

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (16)$$

Esfuerzo flector.

$$\sigma_f = \pi \frac{32 * M_f}{dm^3} \text{--- --- --- (17)}$$

Momento flector.

Se denomina momento flector un momento de fuerza resultante de una distribución flexionada o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión.

$$M_f = F_m * L_p \text{--- --- --- (18)}$$

Momento de fuerza.

El momento de fuerza (M) generado en el eje pedalier es el resultado del producto de la fuerza perpendicular generada sobre el pedal (F), multiplicado por la longitud de biela (L).

$$M = F_m * L_o \text{--- --- --- (19)}$$

Carga recomendada.

$$F_i = A_t * S_p * 0.75 \text{--- --- --- (20)}$$

Carga axial.

Se puede decir que carga axial es aquella que aparece como resultante de un sistema de cargas, misma que transcurre por el eje centroidal de la sección del elemento cargado, ya sea en tensión o compresión.

$$F_a = \frac{T_{cat}}{r_{cat}} \text{--- --- --- (21)}$$

Longitud de cadena.

Esta nos sirve para obtener la longitud de una cadena, longitud es la cantidad de caracteres que contiene la cadena, es como coger un flexómetro y tomar la medida de cualquier objeto.

$$L = 2c + \frac{P(N1 + N2)}{2} \text{ ---(22)}$$

1.4 Formulación del Problema

¿Cuáles serán las especificaciones de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas con 20mm de espesor y radio de rolado de 250mm para la empresa Metal Sur E.I.R.L?

1.5 Justificación del Estudio

1.5.1 Relevancia Tecnológica.

Se utilizarán tecnología nacional, desde el uso de materiales hasta la selección de componentes modernos que se encuentran en nuestra región de la Libertad. Por lo tanto, se utilizará los medios de conformado y construcción usados en la región Liberteña.

1.5.2 Relevancia Institucional.

Co este proyecto, la Universidad Cesar Vallejo llamara la atención a los empresarios con nuestra función, proponiéndoles alternativas de inversión y sostenimiento, fortaleciendo el patrimonio Universidad – Empresa y Sociedad.

Y servirá como referencia en antecedentes para futuras investigaciones universitarias además de posibles complementos e implementaciones en pro de mejora continua de esta tesis.

1.5.3 Relevancia Social.

Con el desarrollo de esta investigación de una roladora se podrán reducir riesgos al manipular las planchas metálicas, en la operación del equipo y mantenimiento. Así

como también aportar mejoras en el tema ergonómico generando un vínculo equilibrado entre operador – máquina.

1.5.4 Relevancia Económica.

Con este diseño de una roladora de investigación se aportará a la mejora en calidad y disminución de costos de manufactura, entre otros, los tiempos de reparación y mantenimiento, se mejorarán ciertos procedimientos técnicos y mecánicos que ayuden a minimizar costos en cuanto a tiempos de funcionamiento y operación de la máquina.

1.6 Objetivos

Objetivo General

Diseñar una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20mm de espesor y radio máximo de 250 mm para la empresa Metal sur E.I.R.L.

Objetivos Específicos

1. Realizar la lista de exigencias de la empresa Metal sur E.I.R.L.
2. Revisar el estado de la tecnología en el mercado actual.
3. Generar 3 conceptos alternativos que puedan satisfacer las necesidades de la empresa y según esto realizar la matriz morfológica.
4. Seleccionar la mejor alternativa a través de un análisis técnico, económico y un diagrama de evaluación.
5. Determinar analíticamente los parámetros geométricos de la roladora mediante calculo siguiendo los requerimientos dados por la empresa ($R = 250mm$)
6. Validar los rodillos del equipo manteniendo un factor de seguridad mayor o igual al dado por la empresa ($N \geq 3$), utilizando el método de elementos finitos con el software de simulación Solidworks.

7. Determinar los parámetros de los componentes de la roladora (sistema hidráulico, cojinetes, estructura y motor) y los rangos de operación, que cumplan con los estándares de velocidad de rolado ($v = 6 \text{ m/min}$) exigidos por la empresa.

II. METODO

2.1 Diseño de Investigación

Pre - experimental.

2.2 Variables

Variable Dependiente

Dimensiones de los rodillos y pistones hidráulicos

Factor de seguridad en los rodillos

Fuerza hidráulica y motor eléctrico

Variable Independiente

Dimensiones y propiedades de las planchas

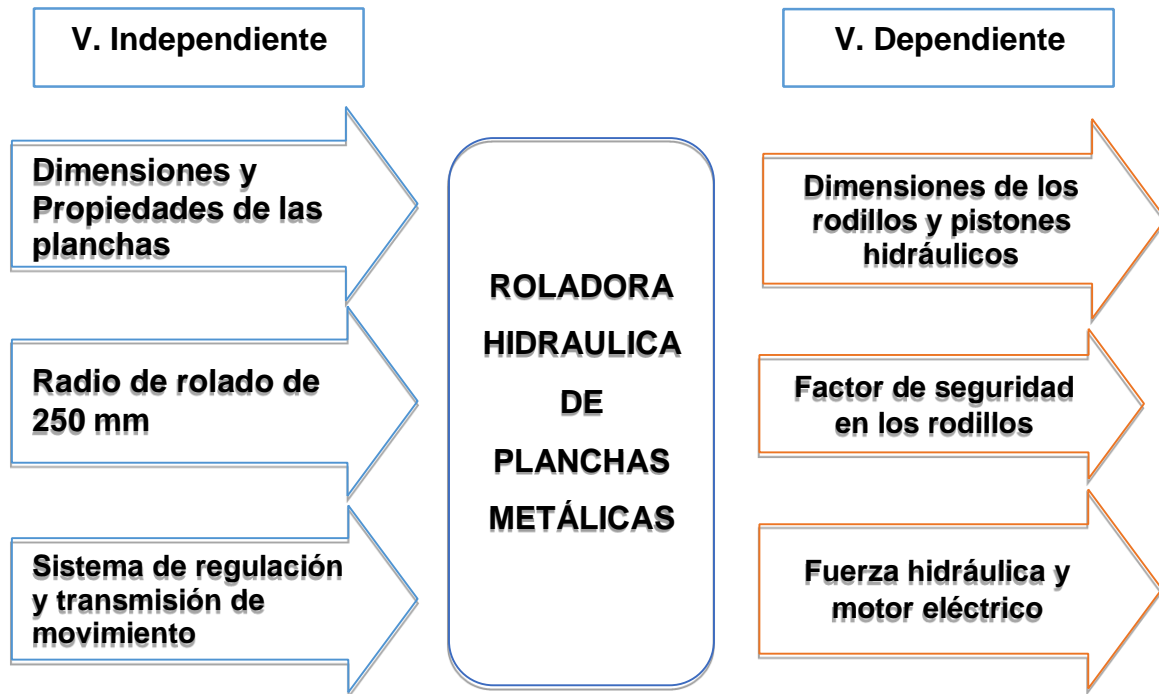
Radio de rolado de 250mm

Sistema de regulación y transmisión de movimiento.

Estructuras de Funciones:

Con el objetivo de solucionar el problema se han estudiado los pasos a seguir para lograr doblar la plancha metálica. Se presenta a continuación las especificaciones técnicas, parámetros geométricos y el factor de seguridad.

Tabla N° 1 Caja Negra. Fuente (Propia)



2.3 Operacionalización de variables

Tabla N° 2 Operacionalización de Variables. Fuente (Propia)

V. Dependiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Dimensiones de los rodillos y pistones hidráulicos	Se refiere a obtener el peso bruto de la máquina, así como las dimensiones generales optimas que se ajustan a cualquier tipo de taller industrial.	Se mide con la ayuda del software solidworks pues informa datos físicos según la forma de todos los elementos de la máquina.	Peso Dimensiones.	Kilogramos (kg). Milímetros (mm)
Factor de seguridad en los rodillos	Es importante la prevención de daños a la salud del operador y otros, estableciendo señalamientos de operación y advertencias de peligros y así controlar posibles riesgos.	Se mide a través de métodos matemáticos.	Debe ser mayor que 1.	Nominal.

Fuerza hidráulica y motor eléctrico	Se refiere a motores eléctricos, requerido para accionar la bomba hidráulica que impulsa el fluido compresible hasta el cilindro hidráulico.	Se mide a través de cálculos que determinan la potencia requerida del sistema hidráulico y sistema de transmisión de giro.	Potencia requerida. Desplazamiento del vástago.	Kilovatios (kw) Milímetros (mm)
V. Independiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala medición
Dimensiones y propiedades de la plancha	Características físicas de las planchas.	Analizar la ficha técnica de la plancha.	Espesor. Esfuerzo. Tamaño.	mm N/m ² m
Radio de rolado de 250mm	Magnitud física que expresa la curvatura.	Medir el radio rolado.	Radio de rolado	mm
Sistema de regulación y transmisión de movimiento.	Calor por fricción al avance en distintas partes de la máquina, además de vibraciones y también desgaste de elementos.	Se tomarán datos de tablas experimentales.	Desgaste	Depreciación (s/.) Peso inicial Referente (kg)

2.4 Población y Muestra

Población

Máquinas roladoras de material.

Muestra

Máquinas roladoras de cuatro rodillos.

2.5 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.

- Cálculo mecánico de elementos de máquinas □ Revisión de recursos bibliográficos.
- Simulación usando software CAD/CAE

2.6 Métodos de Análisis de Datos.

- A. Analítico: Se analizaron las ecuaciones de cálculo empleadas y mediciones realizadas.
- B. Sintético: Se redujeron los criterios según el tipo de elemento diseñado.
- C. Deductivo: Se redujeron modelos matemáticos y métodos de simulación.
- D. Inductivo: Se predijo la falla de los elementos de la roladora hidráulica.
- E. Técnica (Método o procedimiento)

Metodología de Diseño.

La metodología de diseño a seguir consta de los siguientes pasos.

- Formulación de lista de exigencias cuantitativas.
- Revisión del estado de la tecnología en el mercado actual
- Desarrollo de matriz morfológica
- Generación de alternativas de solución al problema.
- Selección de la alternativa óptima a través de un análisis técnico y económico.
- Determinación de parámetros geométricos de la roladora.
- Cálculo de momentos plásticos y elásticos.
- Análisis de factor de seguridad por fatiga.
- Análisis del sistema hidráulico y sistema de potencia.
- Análisis económico.

Tabla N° 3 Proceso Para Diseño de la Máquina Roladora Hidráulica. Fuente (Propia)

DISEÑO DE UNA MÁQUINA ROLADORA HIDRÁULICA CON CUATRO RODILLOS PARA PLANCHAS DE HASTA 20mm DE ESPESOR Y RADIO MÁXIMO DE 250mm PARA LA EMPRESA METAL SUR E.I.R.L

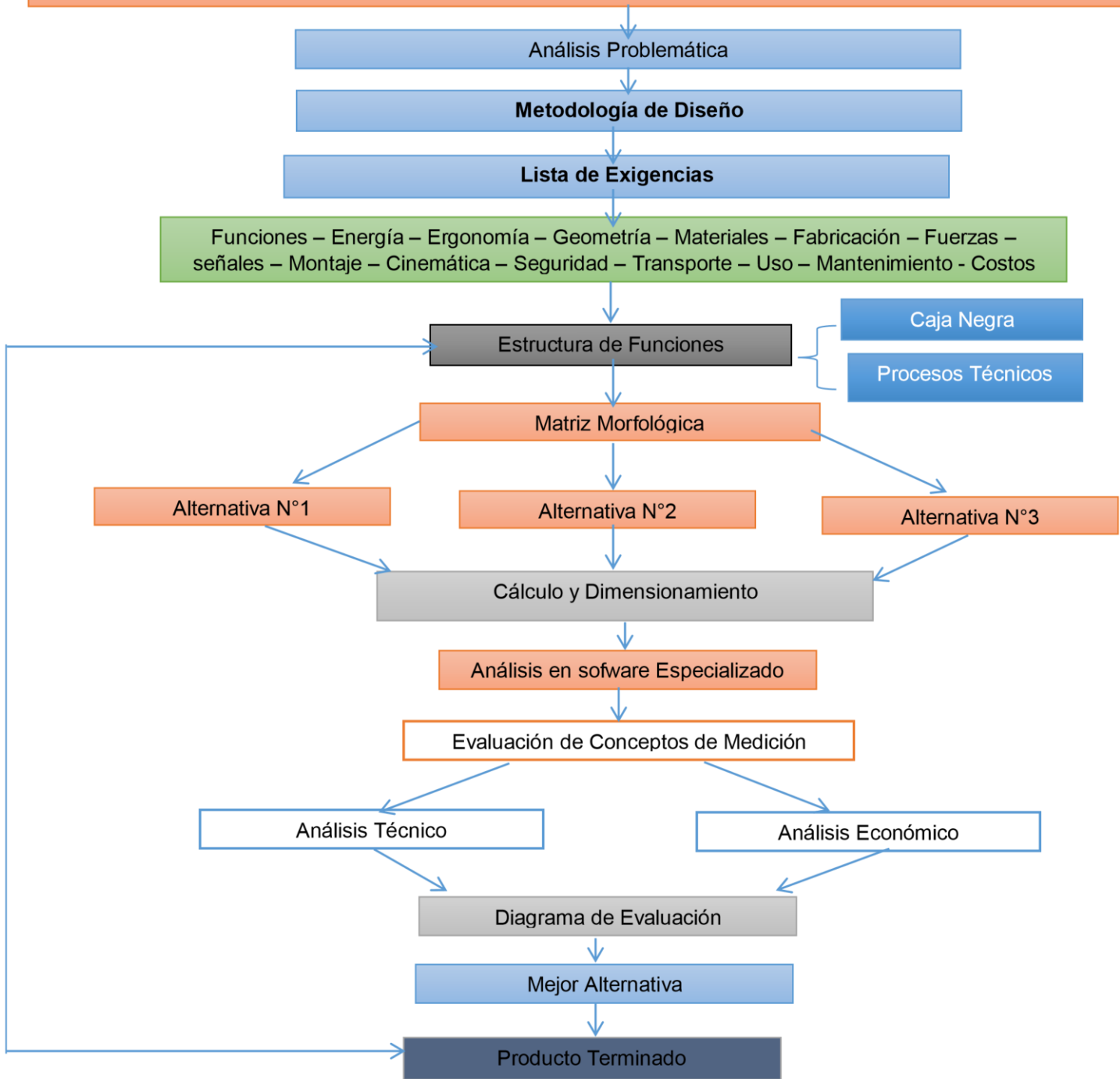
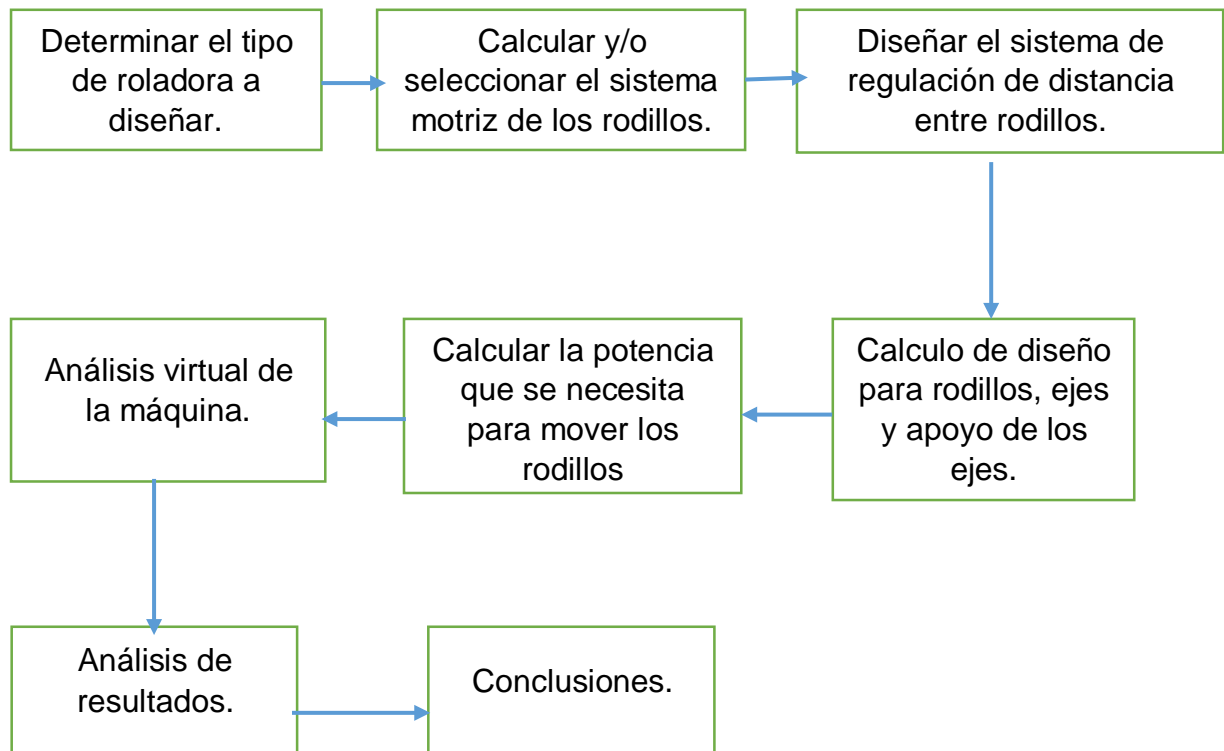


Tabla N° 4 Diagrama de Flujo. Fuente (Propia)



III. RESULTADOS

3.1. LISTA DE EXIGENCIAS:

Aplicando las bases de diseño, mediante el listado de exigencias, la abstracción de las funciones y la definición de las mismas, las diversas opciones para el diagrama de funciones óptimo, el desarrollo de la matriz morfológica a partir de la cual se definirá las soluciones de diseño y dentro de las cuales se elegirá aquella que represente la mejor opción.

Tabla N° 5 Lista de Exigencias. Fuente (Propia)

	LISTA DE EXIGENCIAS
FUNCIONES	<input type="checkbox"/> Recepcionar las planchas de acero. <input type="checkbox"/> Espesor de planchas de hasta 20mm. <input type="checkbox"/> Sujetar las planchas de acero. <input type="checkbox"/> Dar movimiento al rodillo principal. <input type="checkbox"/> Rolar las planchas de acero. <input type="checkbox"/> 250mm de radio de rolado. <input type="checkbox"/> Salida de planchas roladas.
GEOMETRÍA	<input type="checkbox"/> Longitud: 4 metros <input type="checkbox"/> Ancho: 1.5 metros <input type="checkbox"/> Altura: 1.2 metros
CINEMÁTICA	<input type="checkbox"/> La velocidad de rolado debe ser de 6 METROS POR MINUTO para mejorar la producción en la empresa.
FUERZAS	<input type="checkbox"/> Determinar la potencia para rolar.
ENERGÍA	<input type="checkbox"/> Eléctrica
MATERIALES	<input type="checkbox"/> Acero estructural A36.
SEÑALES	<input type="checkbox"/> Cuando está rolándose una plancha, se enciende un foco verde. <input type="checkbox"/> Cuando termina de rolarse una plancha, se enciende un foco rojo.

SEGURIDAD	<input type="checkbox"/> La máquina brinda seguridad a su operador tanto durante su operación o durante su mantenimiento. <input type="checkbox"/> Se protegerá todos los dispositivos que pueden ser dañados durante su operación lo que pueden causar daños a su operador.
ERGONOMÍA	<input type="checkbox"/> La máquina debe dejar transitar las planchas libremente y permitir que el equipo se opere con comodidad.
FABRICACIÓN	<input type="checkbox"/> La máquina podrá ser fabricada en talleres de producción pequeña y que empleen procesos de manufactura básica. <input type="checkbox"/> Vida útil: 5 años.
MONTAJE	<input type="checkbox"/> La máquina será de fácil montaje para su operación y mantenimiento.
TRANSPORTE	<input type="checkbox"/> El transporte de la máquina al lugar de funcionamiento debe ser posible de realizar con relativa facilidad.
USO	<input type="checkbox"/> La máquina debe usarse para rolar planchas de hasta 20mm de espesor y radio máximo de 250mm.
MANTENIMIENTO	<input type="checkbox"/> El sistema deberá contar con el menor número de piezas para así minimizar trabajos de mantenimiento.
COSTOS	<input type="checkbox"/> No exceder s/. 50000.00
TIEMPO	<input type="checkbox"/> 3 meses.

3.2. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

3.2.1. Sistema de recepción

A. Polines: Son elementos cilíndricos de metal que sirven para soportar materiales pesados para alimentar a alguna máquina o para ser transportados de un lugar a otro.

Tabla N° 6 recepción por polines. Fuente (Danny Mejía)

Rango de carga	0 N/m – 1000 N/m (0 kg/m – 100 kg/m) (0 Lb/ft – 67 Lb/ft)
Ancho de las líneas (EL)	210 mm – 1010 mm en incremento de 50 mm (8.3” – 39.8”) en incremento de (2”)
División de rodillos (T)	55 / 75 / 100 / 125 mm (2.2 / 3.0 / 3.9 / 4.9”)
Largo del módulo (ML)	ML = N x P 165 mm – 3000 mm (6.5” – 9.8 ft)
Rango de Temperatura	De 0°C a +45°C Temperatura ambiente (23°F to 122°F)
Tipo de rodillo	Con soporte de bolas, versión liviana KL Con soporte de bolas, versión robusta KR
Material de los rodillos	Ø 50 mm x 1.5 mm, acero cubierto de zinc (2” x 0.06”) Ø 50 mm x 2.5 mm, gris, polímero (2” x 0.10”)
Combinaciones de perfiles	Perfil 120 y perfil 80 – Disponible en cada lado.



3.2.2 SISTEMA DE SUJECIÓN

A. MORDAZA HIDRÁULICA: Mediante la presión ejercida por un aceite dentro de un pistón, se ejercen fuerzas mayores a las que se pueden ejercer con un tornillo u manualmente.

Tabla N° 7 sujeción con mordaza hidráulica. Fuente (Danny Mejía)

Tipo	Mordazas normales SGN y conexión hidráulica
Juego de la mandíbula	Aprox. 7,5 mm
Presión de trabajo	Para un máx. Fuerza de sujeción: 360 bar
Material	cuerpo hecho de alta calidad de fundido grafito esférico para tamaño 5
	

3.2.3 SISTEMA DE ROLADO

A. ROLADORA HIDRÁULICA CON CUATRO RODILLOS:






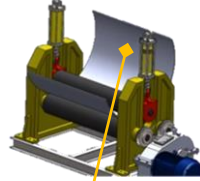
Esta roladora posee la capacidad de rolar planchas sin la necesidad de la intervención de la mano del hombre en el proceso de rolado.



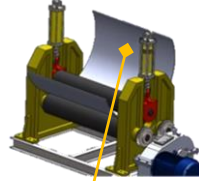


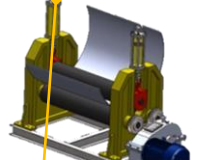

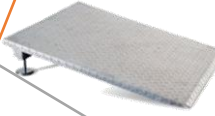

Tabla N° 8 Roladora de Cuatro Rodillos. Fuente (Danny Mejía)

Longitud útil de 1.000 hasta 6.000 mm
Espesores de 2 hasta 100 mm
Marco de trabajo con máquinas de control numérico
2 motores hidráulicos acoplados al engranaje planetario para la rotación de los dos rodillos centrales
rodillos endurecidos
Apertura hidráulica de hombro por la mesa de control
Ajuste del pellizco por el regulador y manómetro con un interruptor especial fuera de la máquina
Control Numérico para la producción automática


3.2.4 MATRIZ MORFOLÓGICA

4 Tabla N° 9 Matriz Morfológica. Fuente (Propia)

FUNCIONES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
1 RECEPCIONAR	Mesa de polines 	Rampa 	Grúa magnética 
2 SUJETAR	Tornillo 	Pistones Inferiores 	Pistones superiores 

			
3 SOLTAR	Tornillo 	Pistones Inferiores 	Pistones superiores 
4 DESCARGAR	Mesa de polines 	Rampa 	Grúa magnética 

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3

3.2.5 ELABORACIÓN DE BOCETOS SEGÚN LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

En base a la matriz morfológica, se procede a dibujar a mano alzada los proyectos preliminares resultantes, los cuales se muestra a continuación.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1

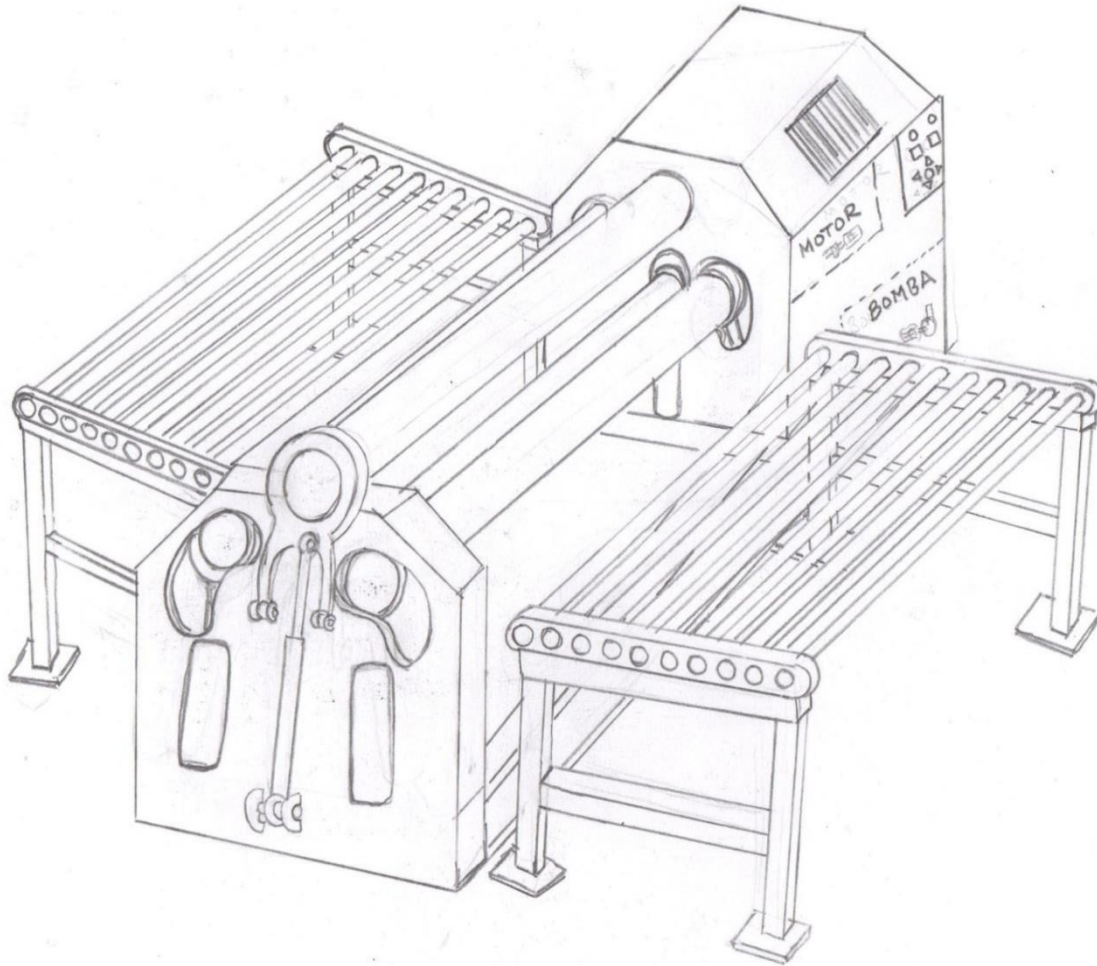


Figura N° 17 Boceto del concepto de solución N°1

Esta solución supone que las planchas sean alimentadas a la máquina roladora a través de una mesa de rodillos, luego el rodillo superior e inferior sujetarán la plancha y mediante el motor accionando sobre el rodillo superior permitirá el paso de la plancha por los rodillos y gracias los rodillos laterales se ejercerá la carga necesaria para deformar la plancha y saldrá la plancha rolada a través de otra mesa de rodillos.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2

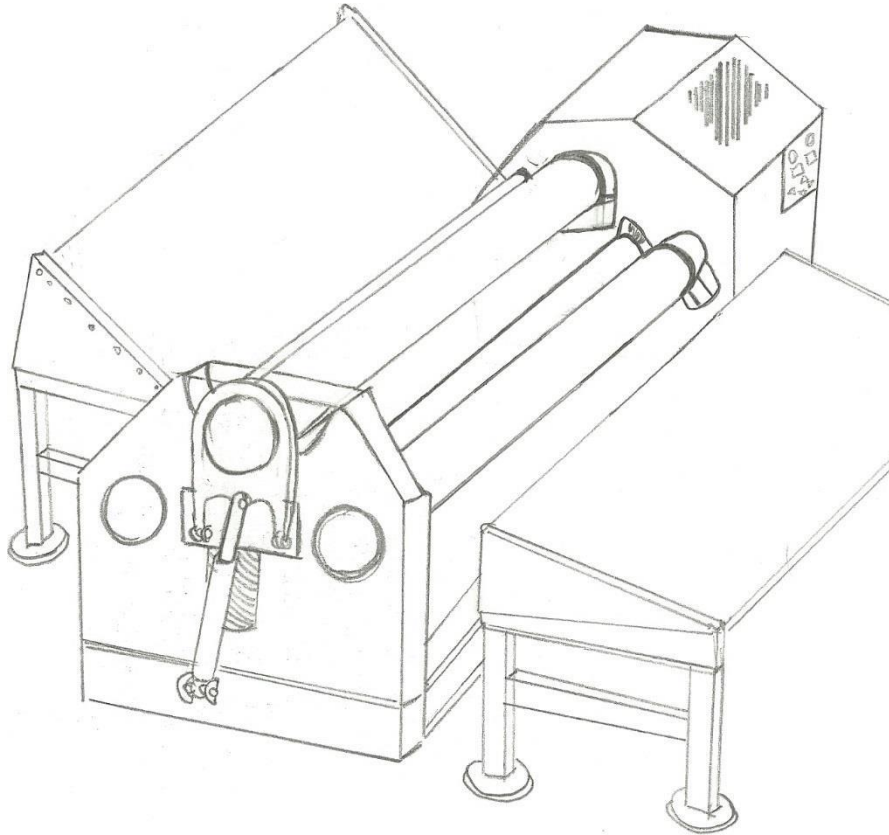


Figura N° 18 Boceto del concepto de solución N°2

Esta solución supone que la plancha sea alimentada a través de una rampa, luego el rodillo superior e inferior sujetarán la plancha y mediante el motor accionando sobre el rodillo superior permitirá el paso de la plancha por los rodillos y gracias los rodillos laterales se ejercerá la carga necesaria para deformar la plancha y saldrá la plancha rolada a través de otro extremo a través de otra rampa.

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3

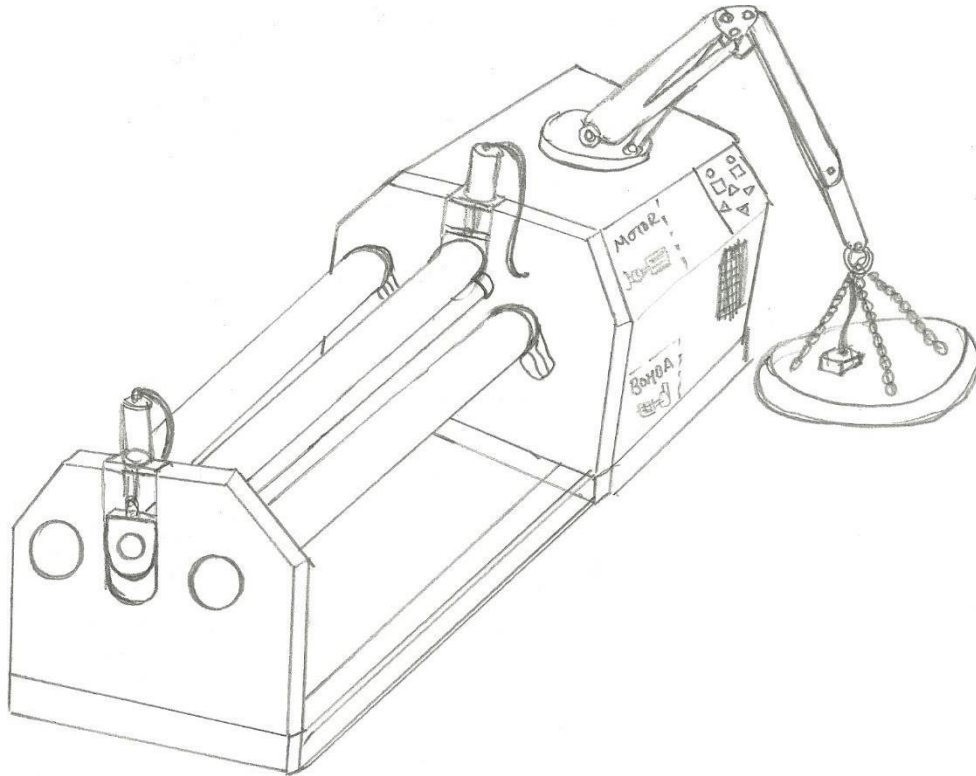


Figura N° 19 Boceto del concepto de solución N°3

Esta solución supone que la plancha será alimentada a la máquina a través de un electroimán y mediante unos pistones luego el rodillo superior e inferior sujetarán la plancha y mediante el motor accionando sobre el rodillo superior permitirá el paso de la plancha por los rodillos y gracias los rodillos laterales se ejercerá la carga necesaria para deformar la plancha. Cuando la plancha sea rolada saldrá de la máquina con ayuda del electroimán.

3.2.6 Evaluación de conceptos de solución y proyectos:

A continuación, se realiza una evaluación técnico – económica por el método de evaluación de proyectos mecánicos según VDI 2225. **A.- Evaluación técnica:**

Conceptos de los criterios de evaluación:

✓ **Seguridad:**

La tecnología de seguridad directa con los trabajadores, los sistemas de operación, trabajo y ambiente de seguridad, rutas de escape.

✓ **Ergonomía:**

La relación hombre – máquina: operación/manipulación, la altura de la operación, tipo de operación, las fuerzas de la operación, la claridad o transparente, la comodidad del asiento.

✓ **Fabricación:**

Limitación a través de su lugar de fabricación, las dimensiones más grandes que pueden ser fabricados, proceso de fabricación preferido, la fabricación de maquinaria disponible, calidad posible y de las tolerancias.

✓ **Montaje:**

Las instrucciones específicas de montaje, montaje, instalación, montaje en el desplazamiento a la obra, las funciones.

✓ **Transporte:**

La limitación por el medio de grúas y ascensores, ruta de transporte de acuerdo al tamaño y peso, tipo de distribución y las condiciones, la unidad de transporte.

✓ **Uso:**

La disponibilidad, bajo nivel de ruido, la tasa de desgaste, la aplicación y el área de ventas, lugar de uso.


✓ **Mantenimiento:**

Sin necesidad de mantenimiento o la cantidad y el tiempo requerido para el mantenimiento, inspección, sustitución y revisión/repación de la pintura, la limpieza.

3.2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA

1. ANÁLISIS TÉCNICO

Tabla N° 10 Evaluación técnica de las alternativas (Propia)

Proyecto: Diseño de una máquina roladora de cuatro rodillos											
Escala de Valores según VDI 2225 con puntaje p de 0-4 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Muy Bien (Ideal)											
Criterios técnicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de concepto / Proyectos			S1 			S2 		S3 		S ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	4	3	12	2	8	3	12	4	16	
2	Forma	2	3	6	2	4	2	4	4	8	
3	Diseño	3	3	9	2	6	2	6	4	12	
4	Seguridad	2	4	8	1	2	2	4	4	8	
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	2	6	4	12	
6	Fabricación	4	4	16	3	12	1	4	4	16	
7	Montaje	3	4	12	3	9	2	6	4	12	
8	Transporte	1	3	3	3	3	2	2	4	4	
9	Uso	3	4	12	3	9	3	9	4	12	
10	Mantenimiento	2	4	8	4	8	2	4	4	8	
PUNTAJE MÁXIMO				95		70		57		108	
Valor Técnico				0.88		0.65		0.53		1	
Si: Soluciones / g: Peso Ponderado / p= Puntaje / gp = Puntaje del Peso Ponderado											

2. ANÁLISIS ECONÓMICO

Tabla N° 11 Evaluación económica de las alternativas. Fuente (Propia)

Proyecto: Diseño de una máquina roladora de cuatro rodillos.

Escala de Valores según VDI 2225 con puntaje p de 0-4 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Muy Bien (Ideal)										
Criterios económicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de concepto / Proyectos			S1 		S2 		S3 		S ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Diseño	2	3	6	3	6	2	4	4	8
2	Fabricación	4	4	16	4	16	4	16	4	16
3	Transporte	1	3	3	3	3	2	2	4	4
4	Mantenimiento	3	4	12	2	6	2	6	4	12
5	Costos	4	2	8	2	8	1	4	4	16
6	Plazos	1	2	2	2	2	1	1	4	4
PUNTAJE MÁXIMO				47		41		33		60
Valor Técnico				0.78		0.68		0.55		1
Si: Soluciones / g: Peso Ponderado / p= Puntaje / gp = Puntaje del Peso Ponderado										

3. DIAGRAMA DE EVALUACIÓN

De acuerdo a la valorización correspondiente, el prototipo que se ajusta de mejor forma a las necesidades y exigencias de diseño es.

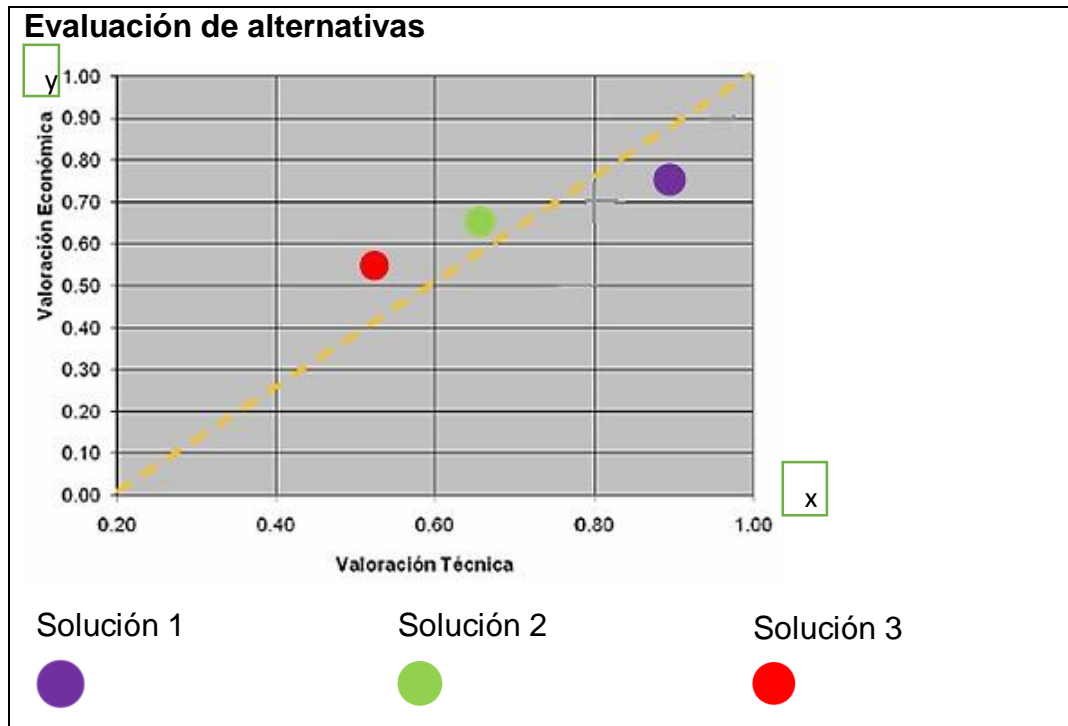


Figura N° 20 Evaluación de las alternativas. Fuente (Propia)

Tabla N°12 Coordenadas Económicas. Fuente. (Propia)

	X	Y
S1	0.88	0.78
S2	0.65	0.68
S3	0.53	0.55

Según la evaluación hecha previamente la mejor opción es una consecuencia la que más cercana este de la línea recta y ubicada hacia arriba y a la derecha. Se escoge finalmente la alternativa del concepto de solución que se acerca más al concepto de solución ideal es el concepto de solución 1, el cual está compuesto principalmente de una mesa de rodillos para la recepción y descarga de las planchas roladas, una sujeción de plancha mediante pistones hidráulico y un método de rolado con cuatro rodillos.

CARACTERISTICAS DE LA PLANCHA METALICA.

La plancha metálica es un producto plano que se obtiene por laminación de planchones de Acero Estructural que previamente se calientan hasta una temperatura de 1250 °c.

Espesores: Varían entre 3.0 y 100 mm.

Anchos: Entre 1200 mm y 2400 mm; siendo el ancho standard 1500 mm.

Largo: 6000 mm.

La medición de espesores se realiza exclusivamente con micrómetro calibrado y la ondulación con huincha de medir o pie de metro colocando la plancha contra una superficie plana de referencia.

Usos:

Se usan en vigas, puentes, estructuras metálicas, tanques de almacenamiento, autopartes, torres de alta tensión, equipos mecánicos, etc.

A continuación, se muestra la figura con la línea roja donde se ve las medidas que hemos escogido para la roladora hidráulica.

DIMENSIONES STANDARD Y PESOS

SISTEMA METRICO (mms)	TOLERANCIA ESPESOR +/- en mms	PESO TEORICO kg/pl	SISTEMA INGLES Espesor Equiv. (pulg)
3.0 x 1500 x 6000	0.32/0.32	211.95	1/8''
4.5 x 1500 x 6000	0.50 / 0.50	317.93	3/16''
6.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	423.90	1/4''
8.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	565.20	5/16''
8.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	904.32	5/16''
9.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	635.85	3/8''
9.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	1,017.36	3/8''
12.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	847.80	1/2''
12.0 x 2400 x 6000	0.9 / 0.3	1,356.48	1/2''
16.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,130.40	5/8''
16.0 x 2400 x 6000	0.9 / 0.3	1,808.64	5/8''
20.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,413.00	3/4''
20.0 x 2400 x 6000	1.0 / 0.3	2,260.80	3/4''
25.0 x 1500 x 6000	1.0 / 0.3	1,766.25	1''
25.0 x 2400 x 6000	1.2 / 0.3	2,826.00	1''

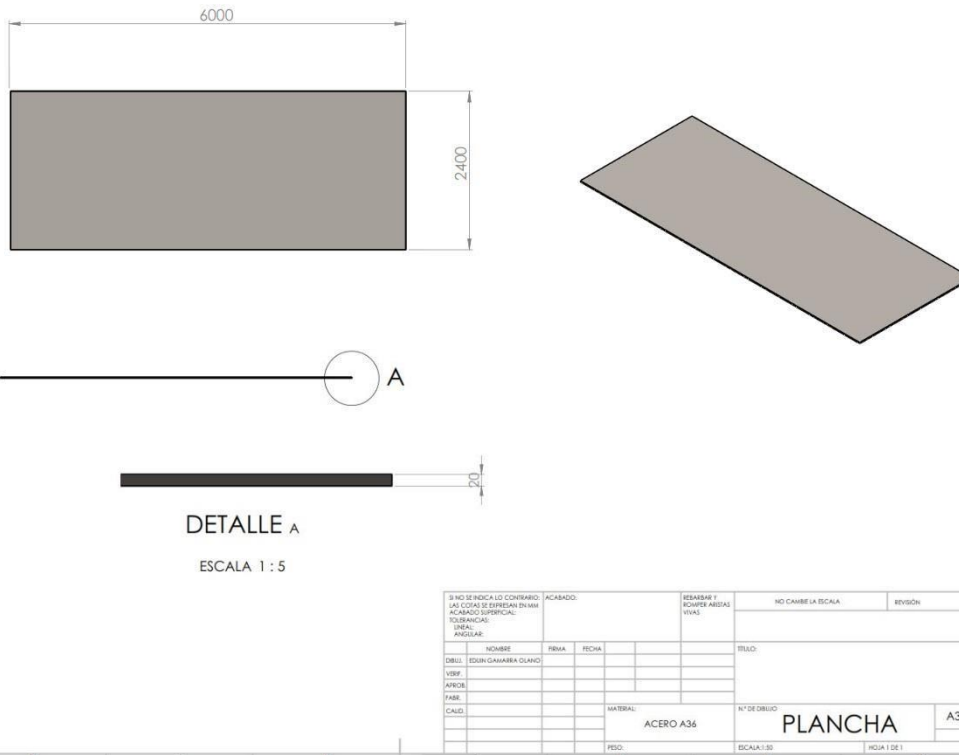


Figura N° 21 Dimensiones de la plancha metálica. Fuente
(www.aceroscomerciales.com.pe)

3.3 CALCULO DE DIÁMETRO DE RODILLOS

El diseño de los rodillos está regido por la flexión máxima a desarrollarse sobre la chapa metálica en la situación límite, es decir, con una deflexión de la chapa metálica. La máxima deflexión en el rodillo puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$y_{max} = \frac{5 * F * L^4}{384 * E * I_r} \text{ --- (23)}$$

Donde:

F : carga sobre el rodillo (N)

L : longitud del rodillo (m)

E : Modulo elástico (Pa)

I_r : Momento de inercia del rodillo (m⁴)

$$I_r = \frac{\pi * D^4}{32} \text{ --- (24)}$$

Entonces reemplazando (23) en (24):

$$y_{max} = \frac{5 * F * L^4}{\frac{\pi * D}{32} * 384 * E * D^4}$$

$$y_{max} = \frac{5 * F * L^4}{12 * E * \pi * D^4}$$

Reordenando la ecuación:

$$D^4 = \sqrt[4]{\frac{5 * F * L^4}{12 * E * \pi * y_{max}}} \text{ --- (25)}$$

3.3.1 Momento elástico de la plancha de acero

Ocurre cuando el material de la viga es elastoplástico. Tal material cumple con la ley de Hooke hasta el esfuerzo de fluencia, y después cede plásticamente. Tiene una región elástica lineal entre regiones de plasticidad perfecta.

El acero estructural puede idealizarse como material elastoplástico porque posee puntos de fluencia bien definidos y experimenta grandes deformaciones durante la fluencia

$$M = \frac{\sigma * I_p}{c} \text{-----} (26)$$

Donde:

c : Distancia desde el eje neutro al límite superior de la sección (m)

I_p : Momento de inercia de la plancha (m⁴)

σ : Esfuerzo de fluencia (Pa)

$$I_p = \frac{b * h^3}{12} \text{-----} (27)$$

$$c = \frac{h}{2} \text{-----} (28)$$

Donde:

b : Ancho de la plancha (m) h :

Espesor de la plancha (m)

Reemplazando (27) y (28) en (26)

$$M = \frac{\sigma * \frac{b * h^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$M = \frac{\sigma * b * h^2}{6} \text{-----} (29)$$

Fuerza por momento elástico

$$M = \frac{F * Lr}{4}$$

Donde:

Lr : Distancia entre rodillos

Reordenando formula:

$$F = \frac{4 * M}{Lr} \text{-----(30)}$$

Reemplazando (29) en (30)

$$F = \frac{4 * \frac{\sigma * b * h^2}{6}}{Lr}$$

$$F = \frac{2 * \sigma * b * h^2}{3 * Lr} \text{-----(31)}$$

Reemplazando (31) en (25)

$$D = \frac{\sqrt[4]{5 * \frac{2 * \sigma * b * h^2}{3 * Lr} * L^4}}{12 * E * \pi * y_{max}}$$

$$D^4 = \frac{5 * \sigma * b * h^2 * L}{18 * E * \pi * y_{max} * Lr} \text{-----(32)}$$

3.3.2 Estimación de la distancia entre rodillos y el diámetro de los rodillos

Para la determinación del diámetro del rodillo, nos damos cuenta del cálculo analítico anterior que está estrechamente vinculado a la distancia entre los rodillos, para analizar estos parámetros. Se creó un programa en Matlab (Anexo 8) que arroja variaciones en las medidas del diámetro de rodillo y la distancia entre

rodillos ingresando la longitud del rodillo, la deflexión máxima, espesor y ancho de plancha a rolar, Modulo elástico y esfuerzo de fluencia. En la tabla N° 13 y N° 14 se muestran los parámetros usados y en la figura N° 11 se puede observar las variaciones.

Tabla N° 13 Limites de Flexión Recomendados. Fuente (Shigley, 2008)

	Deflexión
Parte general de una maquina	0.0005 a 0.003 in/in o mm/mm de longitud de viga
Precisión moderada	0.00001 a 0.0005 003 in/in o mm/mm de longitud de viga
Alta precisión	0.000001 a 0.00001 003 in/in o mm/mm de longitud de viga

De la tabla N° 13 se utiliza una deflexión de 0.003 mm/mm por ser los rodillos una parte general de la máquina.

Tabla N° 14 Parámetros estables. Fuente (Propia)

Parámetros	Resultados
Espesor de plancha (acero aleado)	0.02 m
Ancho de Plancha	2.4 m
Módulo elástico	190 GPa
Esfuerzo de fluencia	276 MPa

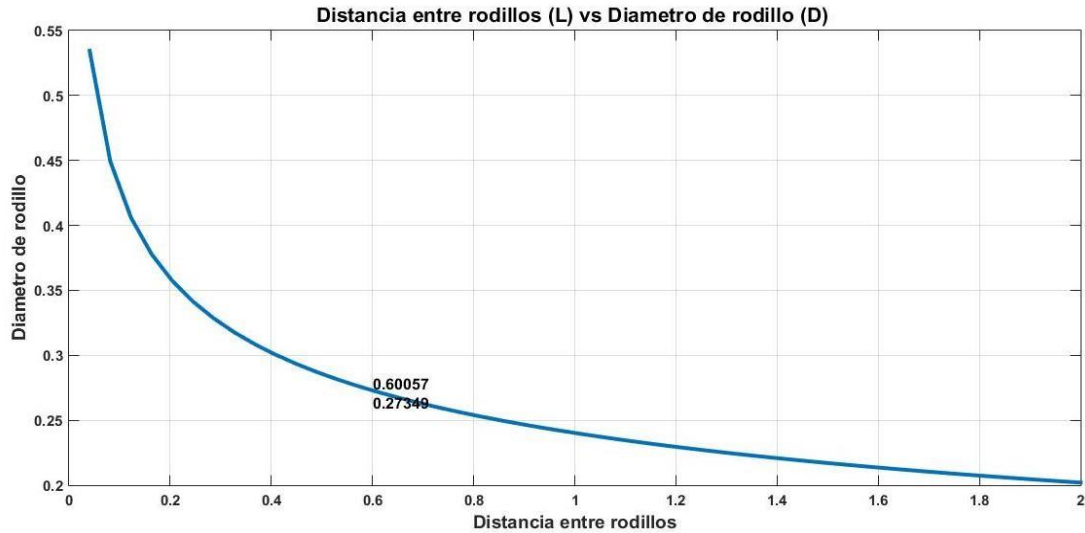


Figura N° 22 Distancia entre Rodillos y Diámetro del Rodillo. Fuente (Propia)

En el gráfico tomamos una distancia entre rodillos (L_r) de 0.6 m y un diámetro de rodillo de 0.274 m (D). Se toma este valor ya que con estas medidas se satisfacen las necesidades requeridas además es importante no aumentar demasiado los diámetros de los rodillos ya que implicarían más costos. Además, este diámetro de rodillo se validará por resistencia a la fatiga para brindar una mayor confiabilidad al diseño. Entonces de la ecuación número (31) obtenemos la fuerza ejercida sobre el rodillo.

$$F = \frac{2 * \sigma * b * h^2}{3 * L_r}$$

$$F = \frac{2 * 276 * 2.4 * (0.02)^2}{3 * 0.6}$$

$$F = 294400N$$

Donde:

σ = Esfuerzo de fluencia. b =

Ancho de la plancha.

h = Espesor de la plancha, (acero aleado).

L_r = Distancia entre rodillos.

Luego calculamos el Momento de la siguiente formula.

$$M = \frac{F * L_r}{4}$$

$$M = \frac{294400 * 0.6}{4}$$

$$M = 44160 N.m$$

3.3.3 Calculo del peso aproximado del rodillo

$$W = vol * \rho \text{ --- (33)}$$

Dónde:

Vol: Volumen del rodillo (m³) ρ: Densidad

del material del rodillo (kg/(m³))

$$Vol = \frac{\pi * D^2}{4} * L \text{ --- (34)}$$

Reemplazando (34) en (33)

$$W = \frac{\pi * D^2 * L * \rho}{4} \text{ --- (35)}$$

$$W = \frac{\pi * 0.25^2 * 3 * 7700}{4}$$

$$W = 1133.92 kg$$

3.3.4 Diseño del rodillo por resistencia a la fatiga

Cuando las piezas de una maquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedido a la resistencia de fluencia.

En la figura se ve que probablemente ocurra la falla en el punto A o en el punto B que corresponde a una menor sección transversal y mayor concentración de esfuerzo.

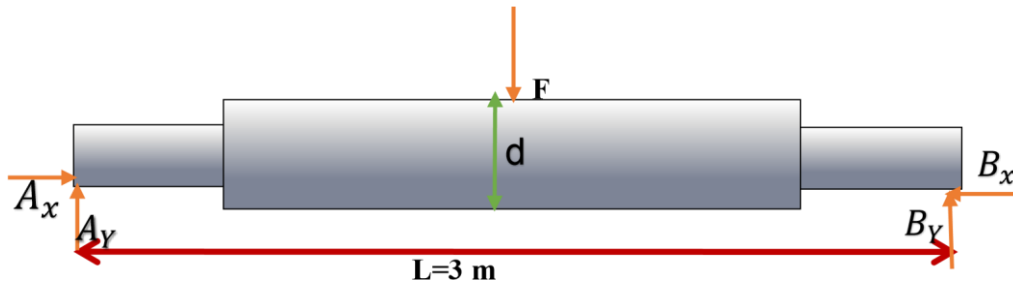


Figura N° 23 Rodillo Por Resistencia A La Fatiga. Fuente (Propia)

Para resolver este problema pueden emplearse procedimientos experimentales para obtener la media y la desviación estándar del límite de fatiga. Otro método es el de considerar una amplia desviación estándar. En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como se muestra en la tabla N° 15 Debido a que el acero tiene un S_{ut} de 1930 MPa (ver figura N° 24) se usara el valor de 700 MPa para S_e'

Tabla N° 15 desviación estándar del límite de fatiga. Fuente (Propia)

S_e'	0,5 S_{ut}	$S_{ut} \leq 200\text{ kpsi (1400 MPa)}$
	100 kpsi	$S_{ut} > 200\text{ kpsi}$
	700 MPa	$S_{ut} > 1400\text{ MPa}$

Dónde:

S_{ut} : Resistencia a la tensión (Mpa)

Para el diseño por resistencia a la fatiga se ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite a la fatiga.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e' \text{ --- (36)}$$

Dónde:

K_a : Factor de modificación de la condición superficial superficie

K_b : Factor de modificación del tamaño

K_c : Factor de modificación de la carga

K_d : Factor de modificación de la temperatura

K_e : Factor de confiabilidad

K_f : Factor de modificación de efectos varios

Cálculo de K_a

Para el cálculo de Factor de modificación de la condición superficial superficie se usa la gráfica N°13 como utilizamos acero aleado 4142 para su $S_{ut} = 1930$ MPa con este dato se calcula K_a y teniendo en cuenta que los rodillos son maquinados o laminados en frío utilizando los datos de la gráfica N° 14 en la ecuación:

$$K_a = aS_u^b \text{ --- (37)}$$

$$K_a = 4.51 * 1930^{-0.265}$$

$$K_a = 0.6$$

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura e_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_b MPa (kpsi)	Coefficiente σ_a MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Los valores se tomaron de uno a dos colados y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor derivado.

Figura N° 24 Resistencia a la tensión en aceros. Fuente: (Shigley, 2008)

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura N° 25 Parámetros para factor de superficie. Fuente (Shigley, 2008)

Cálculo de K_b

El factor de modificación del tamaño que se usara depende del diámetro de los extremos del rodillo ($d = 180 \text{ mm}$) en la figura N° 25 se observa cual es el rango al que pertenece nuestro rodillo y según eso se escogerá la ecuación. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$K_b = 1.51 * d^{-0.157} \text{ --- (38)}$$

$$K_b = 1.51 * 180^{-0.157}$$

$$K_b = 0.668$$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura N° 26 Ecuaciones de K_b según el diámetro del rodillo. Fuente (Shigley, 2008)

Cálculo de K_c

Cuando se determina el factor de modificación de la carga. En la tabla N° 16 se especificarán valores medios del factor de carga y de él se usará un $K_c = 1$

Tabla N° 16 factor de modificación de la carga. Fuente (Propia)

K_c	1	Flexión
	0.85	axial
	0.59	Torsión

Cálculo de K_d

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, Como las temperaturas de operación superan en poco al ambiente; se usará $K_d = 1$.

Cálculo de K_e

Para el cálculo del factor de confiabilidad Se toma siempre el 50% a menos que se dé un valor específico. Entonces el $K_e = 1$ según la gráfica N° 16

	Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

Figura N° 27 Factores de confiabilidad. Fuente (Shigley, 2008)

Cálculo de K_t

Para este caso se toman los valores de d, r asumidos, para utilizarlos en las ecuaciones siguientes:

$$\frac{D}{d} = \frac{274}{180} = 1.53 \text{ --- (39)}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{180} = 0.056 \text{ --- (40)}$$

Con esos datos se busca K_t en la figura N° 28 se determina $K_t = 2.1$. Para hallar la sensibilidad a la muesca (q) sabiendo el radio de muesca y la resistencia ultima a la tensión se usa la figura N° 29 del cual se obtiene $q = 0.98$

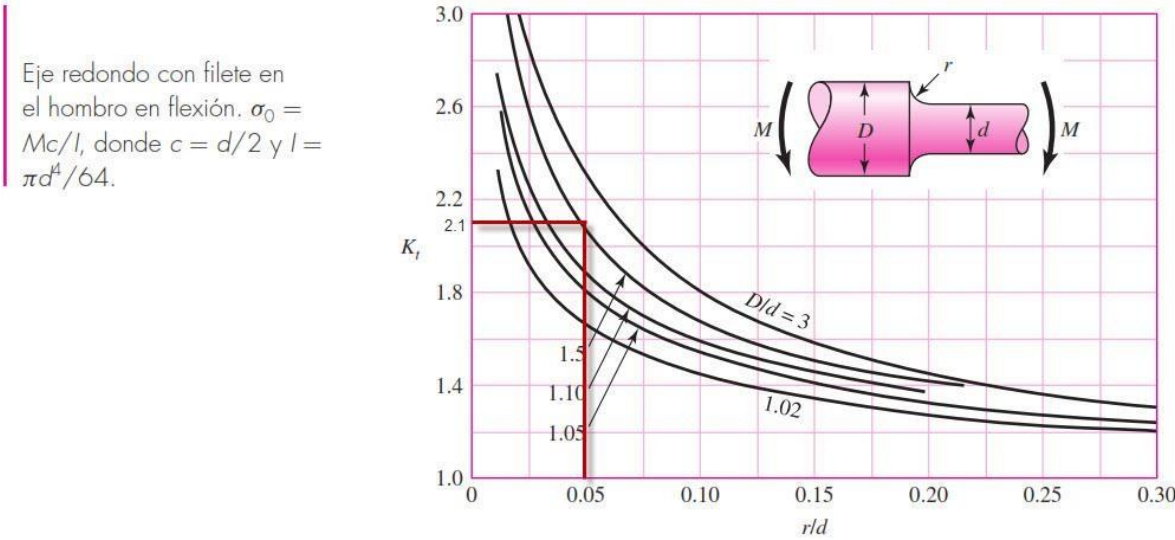


Figura N° 28 Eje redondo con Filete en el hombro en Flexión. Fuente (Shigley, 2008)

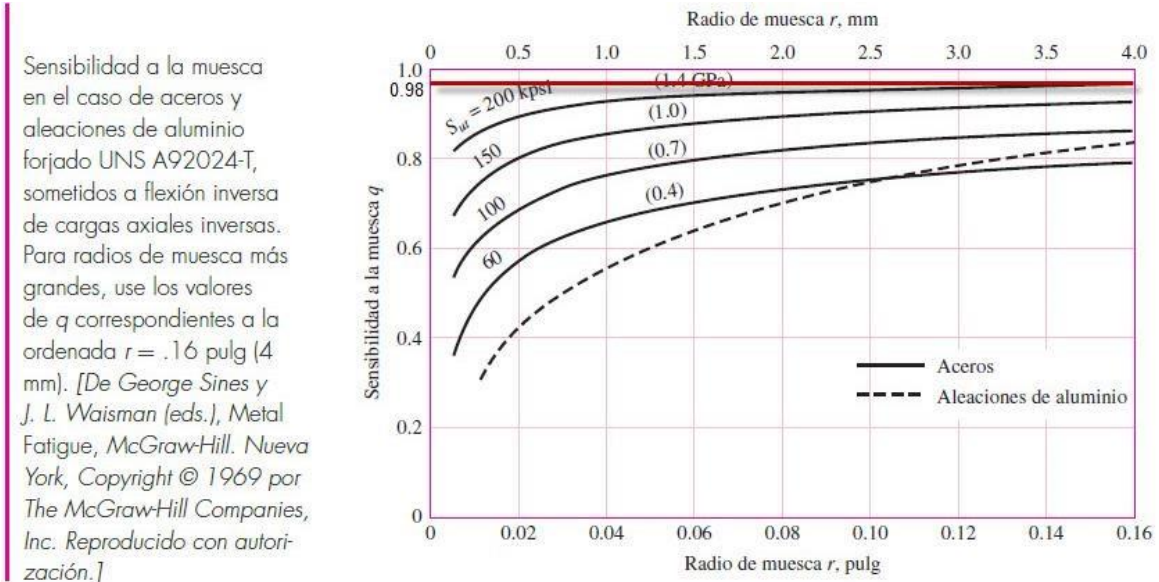


Figura N° 29 Radio de Muesca. Fuente (Shigley, 2008)

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \text{ --- (41)}$$

$$K_f = 1 + 0.98 * (2.1 - 1)$$

$$K_f = 2.078$$

Entonces Reemplazamos en (36)

$$S_e = 0.6 * 0.668 * 1 * 1 * 1 * 2.078 * 700$$

$$S_e = 583 \text{ Mpa}$$

Para determinar el esfuerzo en los extremos del rodillo el momento por flexión se calcula de la siguiente manera:

$$M_c = \frac{F * L}{4} \text{ --- (42)}$$

$$M_c = \frac{294400 * 3}{4}$$

$$M_c = 220800$$

$$\frac{I}{c} = \frac{\pi d^3}{32} \text{ --- (43)}$$

$$\frac{I}{c} = \frac{25^3}{32} = 1.53 * 10^{-3} \quad I = \pi \cdot 0.$$

Por lo tanto, el esfuerzo resulta:

$$\sigma = \frac{M_c}{I/c} \text{ --- (44)}$$

$$\sigma = \frac{220800}{1.53 * 10^{-3}}$$

$$\sigma = 144.31 \text{ MPa} \text{ Entonces}$$

el factor de seguridad por fatiga es de:

$$N = \frac{S_e}{\sigma} \text{ --- (45)}$$

$$N = \frac{583}{144.31}$$

$$N = 4.04$$

El factor de seguridad $N = 4.04$ es un valor confiable para nuestro diseño, por lo tanto, los valores en los cuales basaremos nuestro diseño son $d = 180 \text{ mm}$ y $r = 10 \text{ mm}$

3.3.5 Calculo de posición del rodillo lateral

Según la figura N° 30 se analizará y calculará los ángulos α y ϕ

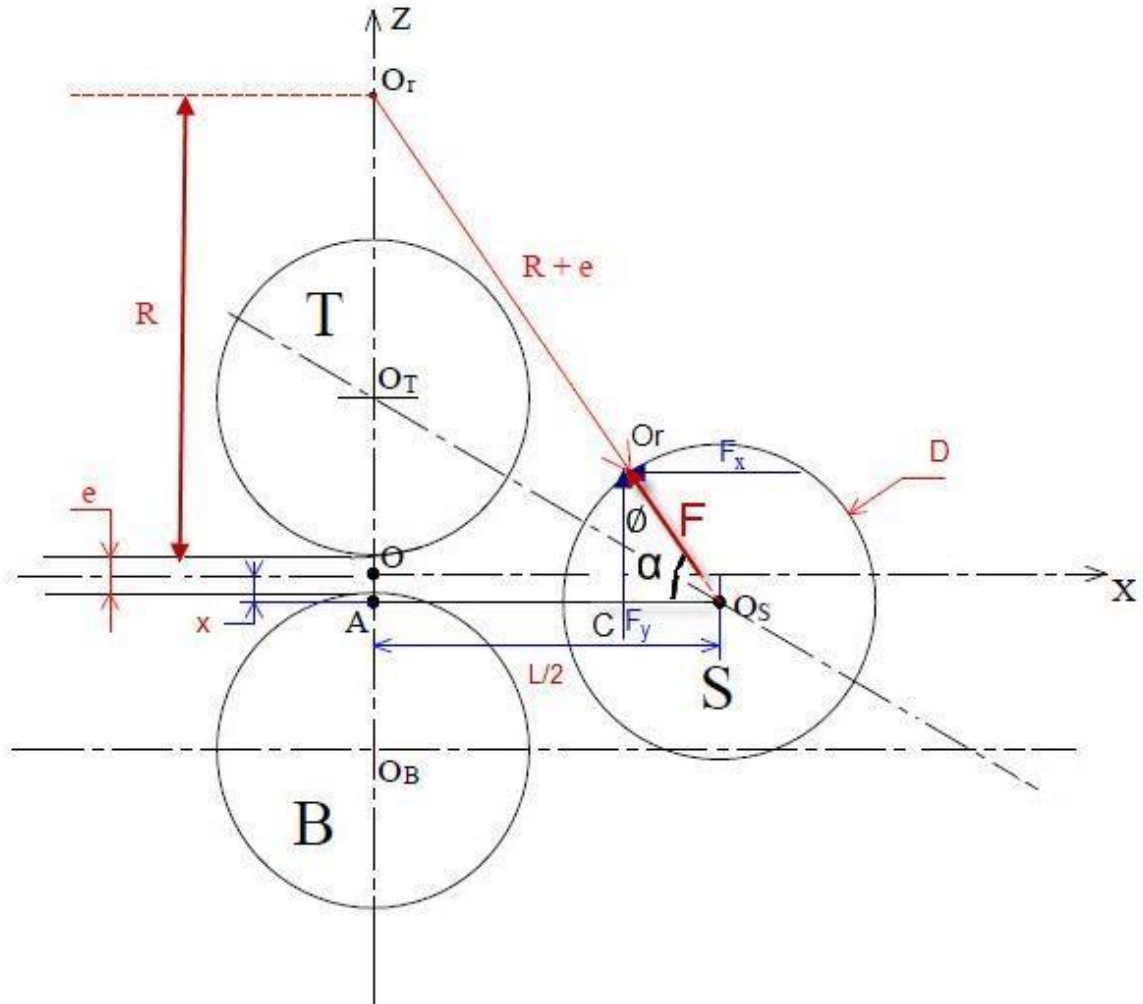


Figura N° 30 se puede deducir el ángulo ϕ . Fuente (Propia)

Para el cálculo de los ángulos α y ϕ se empleará como dato el requerimiento exigido por la empresa sobre el radio máximo de curvatura. Utilizamos el triángulo rectángulo $O_r O_s A$, entonces:

$$\cos\alpha = \frac{AO_s}{O_r O_s} \text{ ----- (47)}$$

$$\cos\alpha = \frac{L/2}{R + e + D/2}$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{L/2}{R + e + D/2} \right) \text{----- (48)}$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{0.6/2}{0.25 + 0.02 + 0.274/2} \right)$$

$$\alpha = 42.51$$

Entonces:

Del triángulo rectángulo $O_r O_s C$ se calcula el ángulo ϕ :

$$\alpha + \phi = 90 \quad \phi = 90 - \alpha \text{----- (49)}$$

$$\phi = 47.49$$

3.3.6 VALIDACION DE RODILLOS

Luego del cálculo analítico se procedió a realizar el método de elementos finitos con el software Solidworks en los rodillos laterales, que son quienes están sometidos a mayores cargas.

Este método de análisis dará un resultado más exacto que se realidad que el utilizado anteriormente, debido a que toma en cuenta una mayor cantidad de detalles.

Los parámetros de simulación utilizados se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 17. Condiciones de simulación. Fuente: (Base de datos Solidworks)

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²

Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	723.8256	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	620.422	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-005	/K
Conductividad térmica	50	W/ (m.K)
Calor específico	460	J/ (kg. K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

El análisis por elementos finitos arrojo resultados coherentes con el cálculo analítico, tomando en cuenta que el factor de seguridad tiene que cumplir con lo estipulado por la empresa ($N \geq 3$). Con las dimensiones calculadas teóricamente el software arroja un factor de seguridad de 3.13. En la figura N° 31 Se muestran los resultados del análisis.

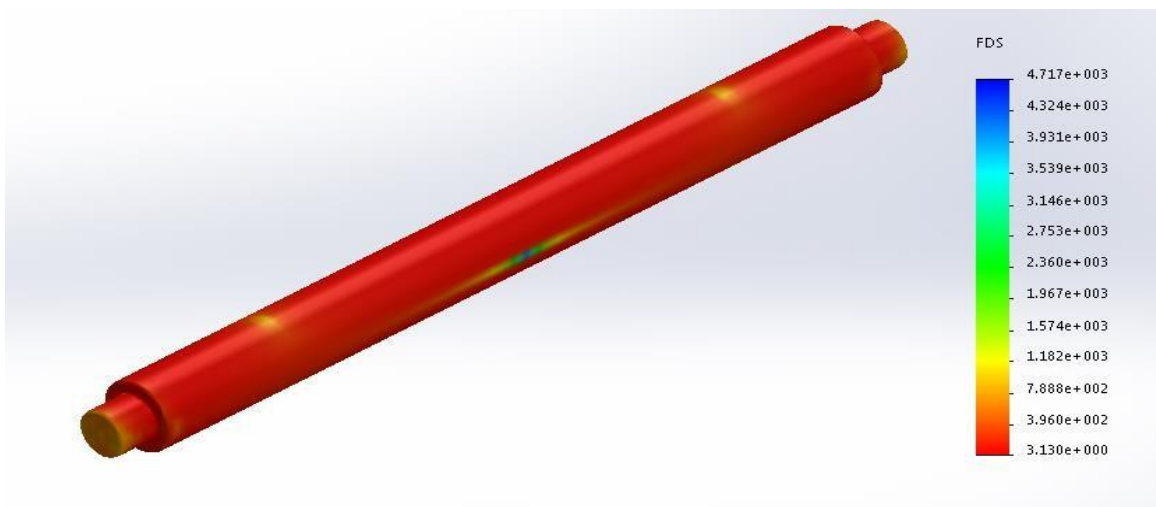


Figura N° 31 el software arroja el factor de seguridad. Fuente (software Solidworks)

3.3.7 FUERZA DE ROZAMIENTO ENTRE EL RODILLO SUPERIOR Y LA PLANCHA.

Para esto se muestra el DCL del rodillo superior, en donde se tiene la fuerza de rozamiento (F_R), la normal (N), la reacción de la fuerza necesaria para la deformación (F_y), el radio del rodillo superior (R), la velocidad angular del rodillo (ω), y la fuerza necesaria para accionar el rodillo (F_T).

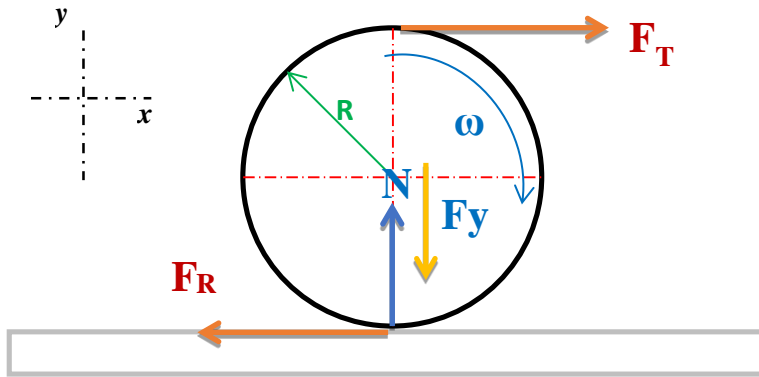


Figura N° 32 Diagrama de fuerzas que actúan en el rodillo superior

$$F_R = \mu * N \text{ ----- (50)}$$

Donde:

F_R : Fuerza de Rozamiento.

μ : Coeficiente de Rozamiento.

N : Fuerza Normal.

Nota:

Coeficiente de Rozamiento: μ (acero sobre acero) = 0.74 En

este sistema se establece que:

$$\sum F = m * a \text{ ----- (51)}$$

Donde:

m: masa del rodillo. a:

aceleración.

Entonces para nuestro caso tenemos $a=0$ debido a que el motor mantiene un giro constante durante la operación.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_T - F_R = 0 \quad F_T = F_R$$

$$-----(52)$$

Donde:

F_T : Fuerza debida al torque del motor.

F_R : Fuerza de Rozamiento.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y - N = 0$$

$$N = F_y -----(53) \text{ Reemplazamos}$$

(53) en (50)

$$F_R = \mu * (F_y) --- (54)$$

Donde:

F_R : Fuerza de rozamiento.

μ : Coeficiente de rozamiento.

W: Peso del rodillo superior.

F_y : Reacción originada por la carga necesaria para deformación.

$$F_R = \mu * (F_N * \text{Cos}(47.49))$$

$$F_R = 0.74 * (294400 * \cos(47.49))$$

$$F_R = 147209.4N$$

Entonces decimos que $F_R = F_T$

$$F_T = 147209.4N$$

Entonces tenemos la fuerza para generar el torque necesario para la rodadura del cilindro y por ende el desplazamiento de la plancha a rolar.

RODILLO INFERIOR.

El **rodillo inferior**: consta de un motor hidráulico, de un reductor planetario, de una carcasa inferior del cojinete de rodillos, de cilindros y rodamiento de doble hilera autoalineable.

- El motor hidráulico proporciona la fuerza de accionamiento para la plancha enrollada.
- El cilindro de rodillo inferior proporcionar la fuerza de sujeción cuando la plancha se sujeta, y proporcionar fuerza de fricción para enrollar.
- El rodillo inferior está hecho de acero de aleación 42CrMo. después del desbastado de mecanizado para el temple y revenido de HB260300, la rigidez es hasta (1/7001/1000) L probado según la norma JB / ZG4289-86.

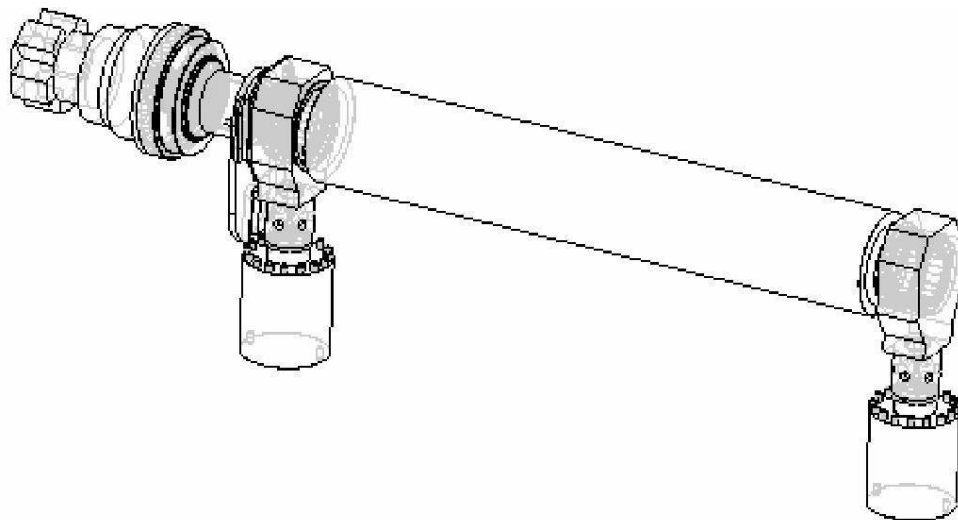


Figura N° 33 sistema del rodillo Inferior. Fuente
www.platerollingmachines.com

3.3.8 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Con la fuerza generada por el torque podemos determinar la potencia necesaria para seleccionar el motor. Se utilizará una velocidad de 6 m/min ya que este es exigido por la empresa contratante.

Calculamos la velocidad angular con la cual girara el cilindro superior:

$$\omega = \frac{2 * v}{2 * \pi * D} \text{---(55)}$$

$$\omega = \frac{2 * 6}{2 * \pi * 0.274}$$

$$\omega = 6.97 \text{ rpm}$$

Calculamos la potencia con la siguiente ecuación:

$$P(KW) = T(KN.m) * \omega(\text{rad/seg})$$

$$P = \frac{F_T * D}{2} * \frac{\omega * 2 * \pi}{60}$$

$$P = \frac{F_T * D * \omega * \pi}{60}$$

$$P = \frac{147209.4 * 0.274 * 6.97 * \pi}{60}$$

$$P = 14.72 \text{ KW}$$

Determinada la potencia podemos seleccionar el motor eléctrico adecuado, así que busquemos un catálogo de motorreductores para hacer la selección:

Tabla N° 18 Selección de Motorreductores. Fuente (Catálogo Siemens)

Motorreductores

Motorreductores cónicos helicoidales

Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso *) kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹						
15 (50 Hz)	D.188-LA160L4							
18 (60 Hz)	6,0	7,2	23 923	0,84	243,82	2KJ1211 - ■JR13 - ■■N1		688
	6,6	7,9	21 602	0,93	220,17	2KJ1211 - ■JR13 - ■■M1		688
	D.188-LA160L4							
	7,1	8,5	20 245	0,99	206,34	2KJ1211 - ■JR13 - ■■L1		688
	8,2	9,8	17 389	1,2	177,23 *	2KJ1211 - ■JR13 - ■■K1		688
	9,5	11,4	15 024	1,3	153,12	2KJ1211 - ■JR13 - ■■J1		688
	10,8	13,0	13 261	1,5	135,16	2KJ1211 - ■JR13 - ■■H1		688
	12,0	14,4	11 938	1,7	121,67 *	2KJ1211 - ■JR13 - ■■G1		688
	14,5	17,4	9 906	2,0	100,96 *	2KJ1211 - ■JR13 - ■■F1		688
	15,9	19,1	9 033	2,2	92,06	2KJ1211 - ■JR13 - ■■E1		688

Después de seleccionar el motorreductor comparamos con los cálculos.

Tabla N° 19 Comparación de los resultados calculados con los de la ficha técnica. Fuente (Propia)

Parámetro	Catálogo Siemens	Cálculos proyecto
Potencia (KW)	18	14.72
Velocidad (rpm)	7.2	5.3
Par o torque (N.m)	23923	20167.69

3.3.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE REGULACIÓN

A.- CARGA NECESARIA PARA ACCIONAR EL PISTÓN INFERIOR

Identificamos las fuerzas presentes en el rodillo inferior, como son la fuerza de apriete (F_A) que es la necesaria para sujetar la plancha y será proporcionada por un pistón hidráulico que accionará sobre el rodillo inferior:

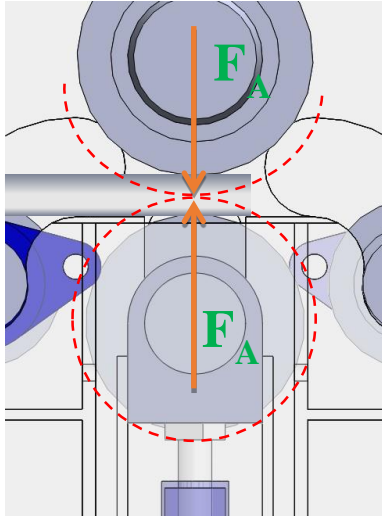


Figura N° 34 Fuerzas de los Rodillos Superior e Inferior que ejercen sobre la plancha. Fuente (Propio)

La fuerza necesaria para el ajuste es proporcional a la reacción F_y debido a que no existe otra fuerza influye en el sistema.

$$\frac{F_R}{\mu} = F_y \text{ --- --- --- (56)}$$

$$F_y = \frac{147209.4}{0.74} = 198931.62N$$

$$F_A = F_y = 198931.62N$$

Esta es la carga que tendría que proporcionar el pistón inferior para asegurar el apriete necesario de la plancha rolar, pero hace falta considerar el peso del cilindro inferior pues este no permanece fijo, sino que se soporta en el pistón.

3.3.10 DISEÑO DE PISTONES PARA LOS CILINDROS

A. PISTONES PARA LOS CILINDROS LATERALES (PISTONES DE SIMPLE EFECTO)

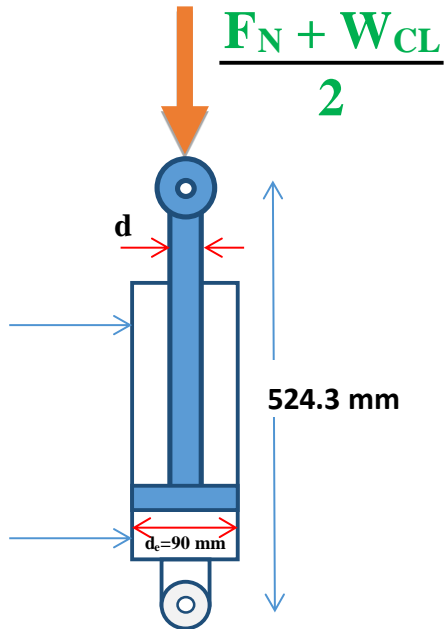


Figura N° 35 Diagrama del Pistón para los Rodillos Laterales. Fuente (Propio)

Del diseño existente en la empresa tomamos como referencia la distancia del pistón recogido y el diámetro del émbolo lo asumimos a 90 mm.

3.3.11 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO

El vástago estará sometido a esfuerzos de compresión corriendo el riesgo de sufrir el fenómeno de pandeo. Se recomienda el acero AISI 1045 para su construcción. El cálculo del diámetro del vástago se realiza aplicando la teoría de Euler.

Según esta teoría, para un determinado diámetro (d) de vástago, la fuerza máxima que puede soportar sin que sufra de pandeo viene dada por la siguiente expresión:

$$F = \frac{K}{S} \text{-----} (57)$$

Donde:

F: Máxima fuerza sin que exista pandeo (KN)

K: Carga de pandeo (KN)

S: Factor de seguridad (3.5)

Entonces despejamos K:

$$K = F * S \text{ ----- (58)}$$

$$K = \frac{F_N + W_{CL}}{2} * 3.5$$

$$K = \frac{294400 + 1133.92}{2} * 3.5$$

$$K = 517184.36KN$$

La carga de pandeo (K) se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$K = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2} \text{ ----- (59)}$$

Donde: E: Modulo de elasticidad

$$205 * 10^6 \frac{KN}{m^2}$$





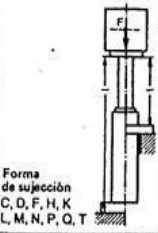

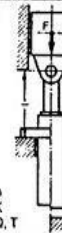

m

I: Momento de inercia $I_{secc.circular} = \frac{\pi * d^4}{64} (m^4)$

L: Longitud de pandeo del vástago (m)

De la siguiente tabla podemos determinar la longitud de pandeo del vástago:

Tabla N° 20 según Euler para la longitud de pandeo. Fuente (<http://ingemecanica.com/tutorialsemana/tutorialn212.html>)

Solicitaciones según Euler				
Solicitaciones según Euler	Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
	Un extremo libre, un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado, un extremo fijo	Dos extremos fijos
Gráfico				
Longitud libre de pandeo	$s_K = 2l$	$s_K = l$	$s_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$s_K = \frac{l}{2}$
Situación de montaje del cilindro	 Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T	 Forma de sujeción B, E, G, R, S	 Indicación: Guiado cuidadoso de la carga, posible bloqueo Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T	 Indicación: Desfavorable; gran posibilidad de bloqueo Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T

Nuestro caso nos lleva a seleccionar el caso 2 donde la longitud de pandeo es igual a la longitud real del vástago ($L=524.3$ mm).

Mediante un acomodo tenemos:

$$K = \frac{\pi^3 * E * d^4}{64 * L^2} \text{----- (60)}$$

$$K = \frac{205 * 10^6 * d^4 * \pi^3}{64 * 524.3^2}$$

Despejamos d para calcular el menor diámetro de vástago que soporta pandeo:

$$K = \frac{\pi^3 * E * d^4}{64 * L^2}$$

$$\sqrt[4]{\frac{K * 64 * 0.5243^2}{205 * 10^6 * \pi^3}} = d_4$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{517184.36 * 64 * 0.5243^2}{205 * 10^6 * \pi^3}}$$

$$d = 0.195m \approx 19.5cm = 195mm$$

Esto significa que con diámetros menores a 195mm se producirá pandeo en el vástago.

3.3.12 CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE SERVICIO

El valor de la fuerza de empuje o de elevación que puede desarrollar un cilindro viene dada por la siguiente expresión:

$$F_e = \frac{0.785 * d_e^2 * p}{10^4} \text{ --- (61)}$$

Para nuestro caso, la fuerza de empuje es:

$$F_e = \frac{F_N + W_{CL}}{2}$$

$$F_e = \frac{294400 + W_{CL}}{2}$$

$$F_e = \frac{294400 + 1133.92}{2}$$

$$F_e = 147766.96KN$$

De la Ec. 61 despejamos la presión de servicio (p):

$$p_e = \frac{F_e * 10^4}{0.785 * d^2} \text{ --- (62)}$$

Donde:

F_e: Fuerza de empuje o de elevación (KN)

p: Presión de servicio (bar) d_e: Diámetro del embolo (mm)

Reemplazando valores tenemos.

$$p = \frac{147766.96 * 10^4}{0.785 * 90^2}$$

$$p = 232392.78 \text{ bar} \approx 23239.28 \text{ MPa}$$

Entonces hemos determinado la presión mínima de servicio para el funcionamiento de los pistones laterales.

Tabla N° 21 Selección de pistones Rexroth. Fuente (Catálogo de pistones hidráulicos Rexroth)

Presión de serv. en bar	Ø pistón mm	Ø vástago mm	80			100			125			
			36	45	56	45	50	70	50	56	63	90
75	Fuerza; lado pistón	kN	37,70			58,91			92,04			
	Fuerza; lado vást.	kN	30,07	25,77	19,22	46,97	44,18	30,05	77,31	73,57	68,66	44,33
100	Fuerza; lado pistón	kN	50,27			78,54			122,72			
	Fuerza; lado vást.	kN	40,10	34,36	25,63	62,63	58,91	40,06	103,08	98,10	91,55	59,11
150	Fuerza; lado pistón	kN	75,40			117,81			184,08			
	Fuerza; lado vást.	kN	60,14	51,54	38,45	93,95	88,37	60,10	154,63	147,13	137,32	88,66
210	Fuerza; lado pistón	kN	210,56			164,94			257,71			
	Fuerza; lado vást.	kN	84,20	72,15	53,83	131,53	123,71	84,13	216,48	206,00	192,25	124,13
	Superf. pist.	cm ²	50,24			78,50			122,66			
	Superf. anul.	cm ²	40,07	34,34	25,62	62,60	58,88	40,04	103,03	98,04	91,50	59,08
	Relación de superficies	φ	1,25:1	1,4:1	2:1	1,25:1	1,35:1	2:1	1,2:1	1,25:1	1,35:1	2:1
	Superficie de amortig.	lado pistón	30,63			58,90			92,50			
		lado vástago	cm ²	36,40	30,60	20,10	57,30	54,70	31,97	92,50	92,50	47,20

Si denominamos "l" al recorrido del émbolo dentro del cilindro y para nuestro caso es l=300mm, entonces el volumen de una carrera (V) conocido como cilindrada se determina mediante la siguiente expresión:

$$V = \frac{\pi * d_e^2}{4} * l \text{ ----- (63)}$$

Donde:

V: Cilindrada o volumen de carrera (mm^3) de:

Diámetro del embolo (mm)

I: Longitud de carrera del vástago (mm) Reemplazando

tenemos:

$$V = \frac{\pi * 90^2}{4} * 300$$

$$V = 1908517.537 mm^3$$

Con una velocidad de recorrido del émbolo estimada de 10 segundos (asumido por conveniencia), calculamos la velocidad con la que se mueve el vástago:

$$v = \frac{I}{10^3 * t} \text{----- (64)}$$

$$v = \frac{300}{10^3 * 10} = 0.03 \text{ m/s}$$

Conociendo la cilindrada y el tiempo empleado en la salida del vástago, podemos conocer el caudal necesario para realizar esta carrera:

$$Q = \frac{60 * V}{10^6 * 10}$$

$$Q = \frac{60 * 1908517.537}{10^6 * 10}$$

$$Q = 11.4511 \frac{I}{min}$$

Este último cálculo representa al caudal teórico que tiene que ser proporcionado al pistón, para obtener el caudal real se tiene que conseguir el rendimiento volumétrico de dicho pistón.

$$Q_r = \frac{Q}{\text{-----}} \text{----- (65)}$$

B. PISTONES PARA EL CILINDRO INFERIOR (PISTONES DE SIMPLE EFECTO)

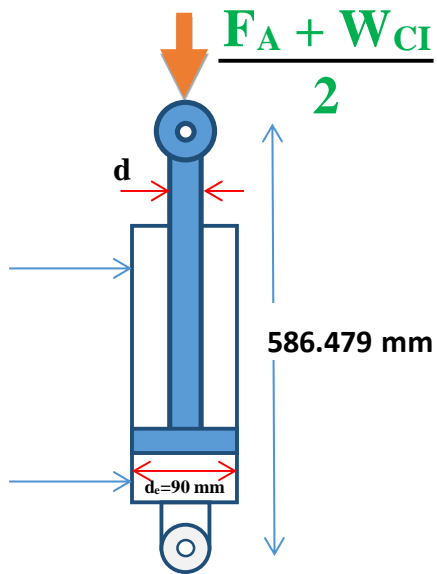


Figura N° 36 Pistón para el cilindro inferior. Fuente (Propio)

Del diseño existente en la empresa tomamos como referencia la distancia del pistón recogido y el diámetro del émbolo lo asumimos a 90 mm.

3.3.13 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO

Seguimos el procedimiento anterior para calcular:

$$K = F * S \text{ --- (66)}$$

$$K = \frac{F_N + W_{CL}}{2} * 3.5$$

Determinación del peso del rodillo.

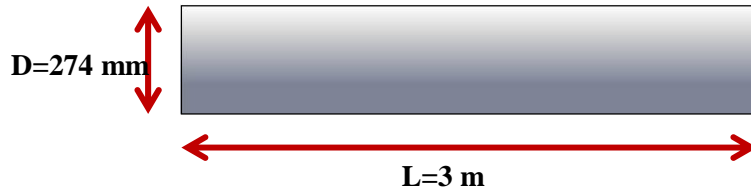


Figura N° 37 Dimensiones del Rodillo. Fuente (Propia)

Entonces:

$$K = \frac{294400 + 1133.92}{2} * 3.5$$

$$K = 517184.36 \text{KN}$$

Mediante un acomodo de la Ec. 66 tenemos:

$$K = \frac{\pi^3 * E * d^4}{64 * L^2}$$

$$K = \frac{\pi^3 * 205 * 10^6 * d^4}{64 * 524.3^2}$$

Despejamos d para calcular el menor diámetro de vástago que soporta pandeo:

$$K = \frac{\pi^3 * E * d^4}{64 * L^2}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{K * 64 * 0.5865^2}{205 * 10^6 * \pi^3}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{517184.36 * 64 * 0.5865^2}{205 * 10^6 * \pi^3}}$$

$$d = 0.206 \text{m} \approx 20.6 \text{cm} = 206 \text{mm}$$

Esto significa que con diámetros menores a 206mm se producirá pandeo en el vástago.

3.3.14 CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE SERVICIO

El valor de la fuerza de empuje o de elevación que puede desarrollar un cilindro viene dada por la siguiente expresión:

$$F_e = \frac{0.785 * d_e^2 * p}{10^4} \text{ --- (67)}$$

$$F_e = \frac{F_N + W_{CL}}{2}$$

$$F_e = \frac{294400 + W_{CL}}{2}$$

$$F_e = \frac{294400 + 1133.92}{2}$$

$$F_e = 147766.96 \text{ KN}$$

De la Ec. 67 despejamos la presión de servicio y reemplazando valores tenemos:

$$p = \frac{147766.96 * 10^4}{0.785 * 90^2}$$

$$p = 232392.797 \text{ bar} = 23239.279 \text{ MPa}$$

Entonces hemos determinado la presión mínima de servicio para el funcionamiento de los pistones inferiores.

Tabla N° 22 Selección de Pistones Rexroth. Fuente (Catálogo de pistones hidráulicos Rexroth)

Presión de serv. en bar	Ø pistón	mm	80			100			125			
	Ø vástago	mm	36	45	56	45	50	70	50	56	63	90
75	Fuerza; lado pistón	kN	37,70			58,91			92,04			
	Fuerza; lado vást.	kN	30,07	25,77	19,22	46,97	44,18	30,05	77,31	73,57	68,66	44,33
100	Fuerza; lado pistón	kN	50,27			78,54			122,72			
	Fuerza; lado vást.	kN	40,10	34,36	25,63	62,63	58,91	40,06	103,08	98,10	91,55	59,11
150	Fuerza; lado pistón	kN	75,40			117,81			184,08			
	Fuerza; lado vást.	kN	60,14	51,54	38,45	93,95	88,37	60,10	154,63	147,13	137,32	88,66
210	Fuerza; lado pistón	kN	210,56			164,94			257,71			
	Fuerza; lado vást.	kN	84,20	72,15	53,83	131,53	123,71	84,13	216,48	206,00	192,25	124,13
Superf. pist.		cm ²	50,24			78,50			122,66			
Superf. anul.		cm ²	40,07	34,34	25,62	62,60	58,88	40,04	103,03	98,04	91,50	59,08
Relación de superficies		φ	1,25:1	1,4:1	2:1	1,25:1	1,35:1	2:1	1,2:1	1,25:1	1,35:1	2:1
Superficie de amortig.	lado pistón	cm ²	30,63			58,90			92,50			
	lado vástago	cm ²	36,40	30,60	20,10	57,30	54,70	31,97	92,50	92,50	47,20	47,20

Cilindrada, considerando la carrera l=110 mm:

$$V = \frac{\pi * 90^2}{4} * 110$$

$$V = 699789.7636 \text{ mm}^3$$

Velocidad con la que se mueve el vástago:

$$v = \frac{l}{10^3 * t}$$

$$= \frac{110}{10^3 * 10} = 0.011 \frac{m}{s}$$

Conociendo la cilindrada y el tiempo empleado en la salida del vástago, podemos conocer el caudal necesario para realizar esta carrera:

$$Q = \frac{60 * V}{10^6 * t} \text{-----(68)}$$

$$Q = \frac{60 * 699789.7636}{10^6 * 10}$$

$$Q = 4.199 \frac{l}{min}$$

ANALISIS DE COSTOS.

Se realiza lista para presupuesto con los costos asociados a la máquina, en tres etapas suministro, fabricación – manufactura, montaje luego suman costos de ingeniería y el impuesto general a las ventas (IGV), de la siguiente manera.

SISTEMA MOTRIZ.

Descripción	Material	Unidad	Cantidad	Costo unitario (soles, inc. IGV)	Precio total (s/. inc. IGV)
Plancha de acero	Acero aleado / A 36	Plancha de 4 pies x 8 pies	1	420	420
Cilindro hidráulico 8040-276rpp	Diámetro embolo 90mm, diámetro vástago 206mm, carrera 110mm	Unidad	7	4200	29400
Electroválvula 4/3 de corredera	4WE 6T 6X/OE G24 N9 K4/N12 V SO407	Unidad	1	700	700

Válvula regulador de caudal	2FRM 6 K2- 1X/32Q RV	Unidad	1	280	280
Válvula de seguridad	-----	Unidad	1	340	340
Filtro	ELF P 5 G 10K4.X	Unidad	1	180	180
Tanque	-----	Unidad	1	700	700
Manómetro	G2516L, 0-200bar	Unidad	1	60	60
Manguera	FC639-08, d=12,7mm	Unidad	1	400	400
Bomba	TN 11, Q(t)=16 l/min	Unidad	1	650	650
Motor	10hp, 1800 rpm	Unidad	1	2600	2600
Pernos, tuercas, etc	Estimator	-----	1	150	150
Motorreductor	D.188-LA160L4	Unidad	1	3700	3700
Sistema eléctrico-alimentación	-----	Unidad	1	680	680
Tornillos M6x1	-----	Unidad	32	1.34	42.88
Pernos 5/8" x 2"	-----	Unidad	22	5.54	121.88
Grasera niple M8-45<	-----	Unidad	6	3.14	18.84
Grasera niple M8-90<	-----	Unidad	4	2.09	8.36
Anillos de presión varios	-----	Unidad	9	1.68	15.12
Costo de diseño, supervisión de fabricación y ensamble					3000.00
Costo de mano de obra en fabricación (3 meses)					2000.00

IV. DISCUSIÓN

Dimensiones generales de la roladora

Los parámetros geométricos del estudio de la roladora bajo condiciones de trabajo y cumpliendo con las especificaciones requeridas, se muestran en la figura N°38.

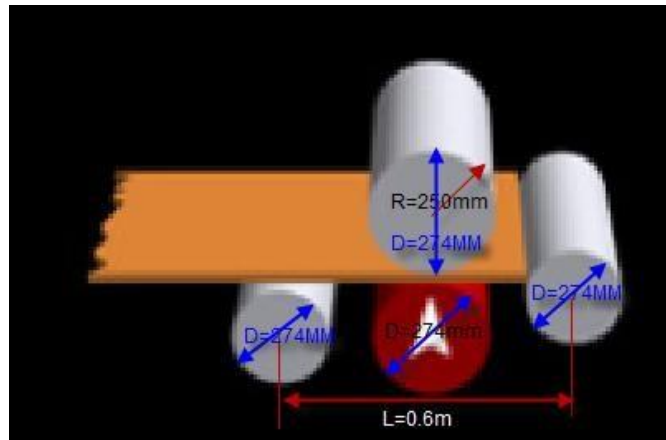


Figura N° 38 Dimensiones generales de la roladora. Fuente (Mr Jair Cruz)

Factor de seguridad para el rodillo

Con el cálculo de las dimensiones del rodillo ($D = 274\text{ mm}$, $d = 180\text{ mm}$ y $r = 10\text{ mm}$) de acero aleado se analiza teóricamente el factor de seguridad ($N = 4.04$) el cual brinda gran confiabilidad al ser mucho mayor al estipulado anteriormente.

Simulación en Solidwoks

Se dibujo siguiendo los parametros geometricos calculados anteriormente. Se utilizo mallado tipo sólido con calidad de elementos cuadráticos de alto orden y 4 puntos jacobianos.

Para el análisis por el metodo de elemntos finitos, se utilizaron los extremos del rodillo como restricciones, se aplico un carga por efecto de rolado de: 294400 N y la carga generada por el peso de sus componentes. Gracias a utilizar este metodo se logro calcular los esfuerzos de Von Mises (198.3 MPa máximo), desplazamientos (0.57 mm maximo) y factor de seguridad de (3.13 minimo) los que son mostrados en la figura N° 40.

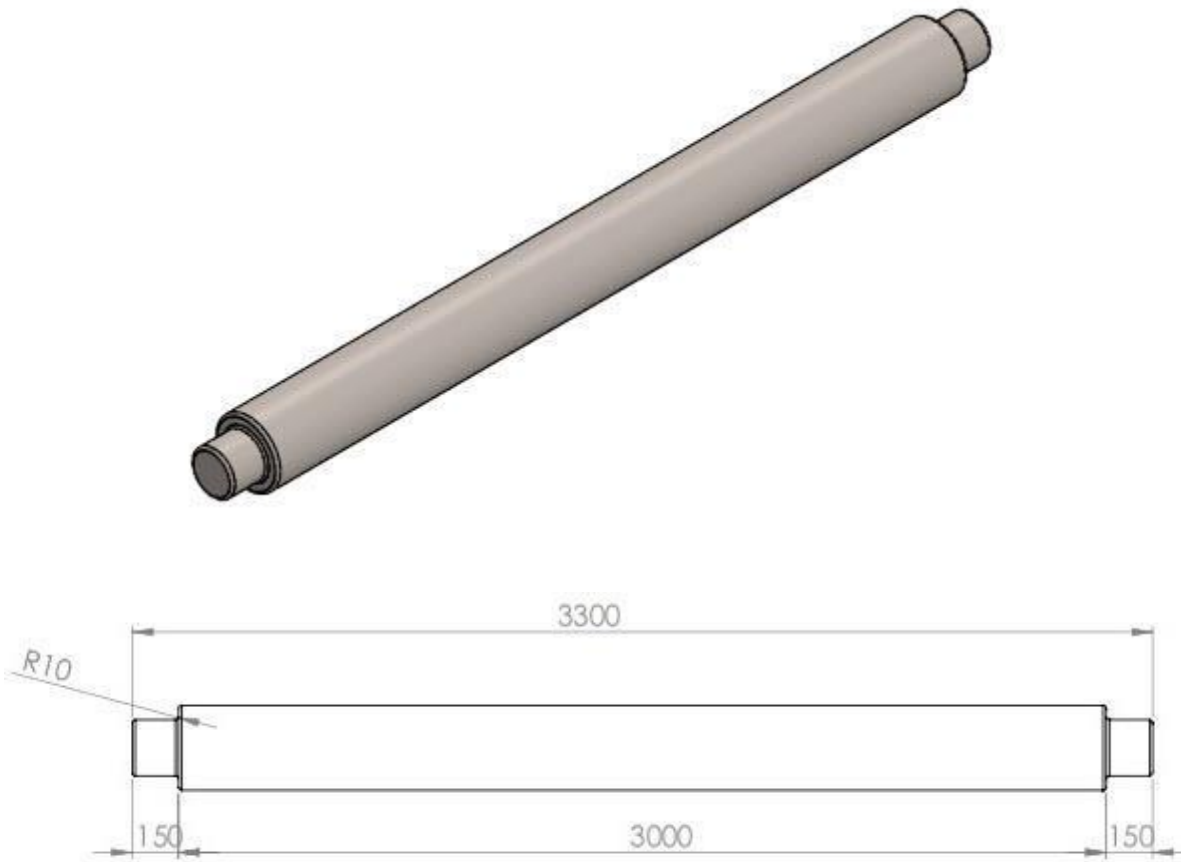


Figura N° 39 Simulación en Solidwoks rodillo. Fuente (software Solidworks)

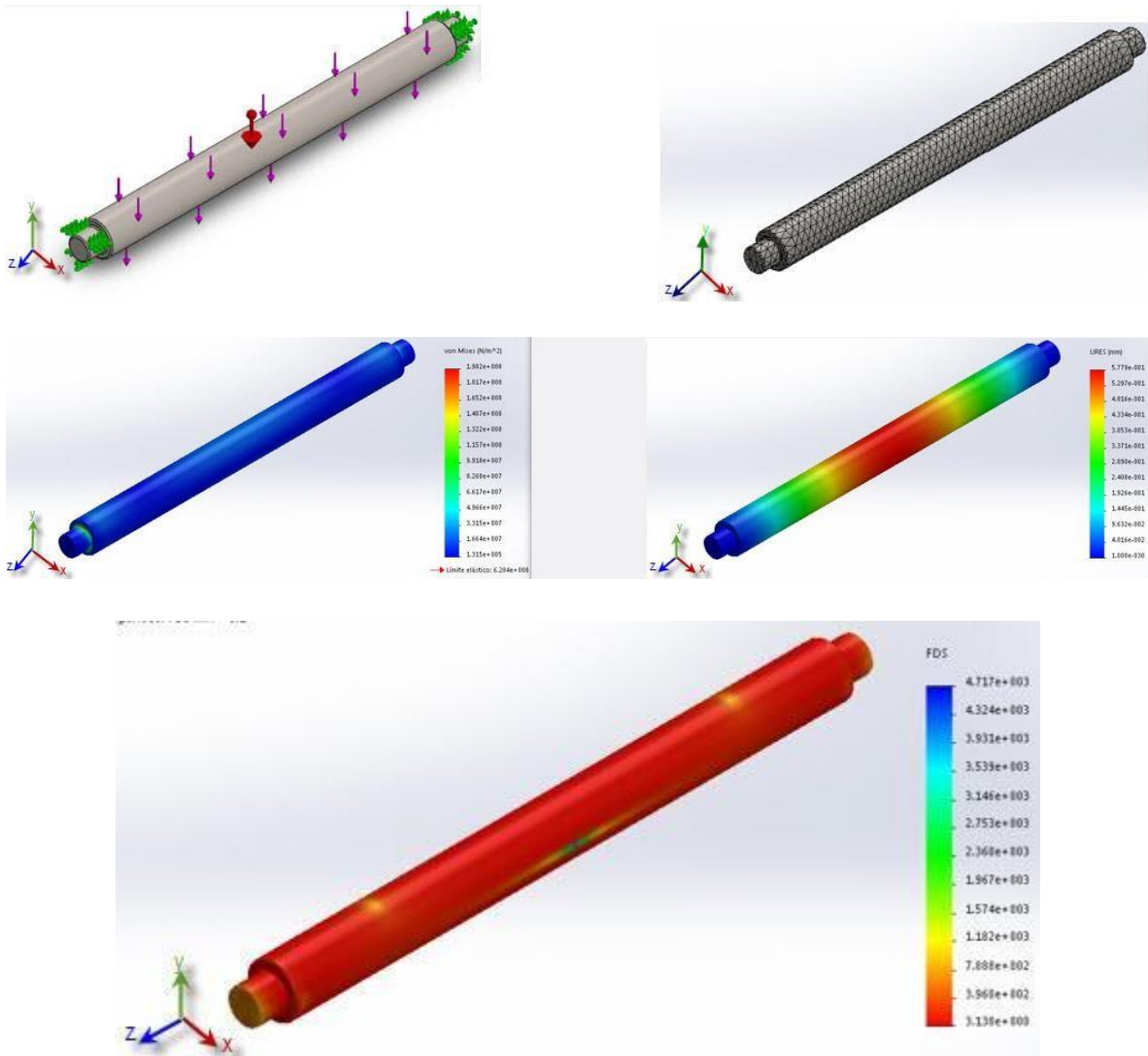


Figura N° 40 Análisis estático de simulación de Solidworks rodillo. Fuente (software Solidworks)

Sistema de regulación y transmisión de movimiento

Con los datos obtenidos se seleccionó el sistema de regulación y transmisión de movimiento diseñado es conformado por pistones hidráulicos con las siguientes especificaciones: Diámetro del émbolo de 3.5 pulg, diámetro del vástago de 0.206m, una carrera de 110mm y un motorreductor de potencia de 14.72KW

V. CONCLUSIÓN

Los resultados del diseño nos lleva a concluir que:

1. La roladora de 4 rodillos hidráulica con mesa de polines diseñada cumple con todas las exigencias realizadas por la empresa contratante, además de presentar mejores ventajas en el análisis económico, técnico y en el diagrama de evaluación.
2. El estudio de los parámetros geométricos de la roladora a través del software Matlab brindo la variación del diámetro del rodillo ($D = 274 \text{ mm}$) entre la distancia entre rodillos ($Lr = 0.6 \text{ m}$) de los cuales se tomaron los valores que brindaron una mayor facilidad de uso y que satisface lo exigido por la empresa.
3. Del cálculo manual se aseguran las dimensiones generales y el factor de seguridad adecuado para el rodillo ($N = 4.04$), los cuales brindan los valores iniciales para la simulación.
4. El análisis por elementos finitos a través del software Solidworks permitió validar mi calculo teórico además de brindar una opción versátil para acercar el diseño a lo solicitado, manteniendo un factor de seguridad adecuado ($N = 3.13$)
5. El sistema de regulación y transmisión de movimiento diseñado brindo la fuerza ($F = 294400 \text{ N}$) y velocidad ($v = 6 \text{ m/min}$) necesaria para el correcto funcionamiento del equipo.

VI. RECOMENDACIONES

- En la presente investigación se consideró que el rodillo superior se accione mediante un motorreductor eléctrico, pero para aprovechar el sistema de bombeo hidráulico, se podría reemplazar el motorreductor por un motorreductor oleohidráulico.
- Para optimizar el proceso, se podría instalar un sistema de control automática mediante un PLC para automatizar la máquina.
- La operación de la máquina de cuatro rodillos, siendo necesaria al menos para que los trabajadores realicen menos trabajo y así ganar una mejores dobles para el acabado del rolado.
- El lugar donde funcione la maquina debe disponer del suficiente espacio para realizar las pruebas de los trabajos.
- Guardar las precauciones, para evitar cualquier accidente de trabajo, especialmente al momento de introducir la plancha metálica y al momento de sacarlo.
- Se recomienda que en futuros estudios se evalué la posibilidad de digitalizar los controles de la máquina; así mismo sus indicadores. Para que la gestión de información sea útil para las operaciones de mantenimiento y producción propios de esta máquina.
- Seria de complemento el aporte de simulaciones dinámicas de la máquina para evaluar posibles eventos fallidos de los elementos en movimiento.
- Para futuras investigaciones de complemento a este proyecto se sugiere profundizar en el tema de endurecimiento por deformación de los perfiles curvados, al llegar a un punto de esfuerzo último.
- Se sugiere que la máquina se sujete por pernos y en lugares específicos de la estructura sean soldadas. Los elementos acoplados en los ejes están sujetos por anillos de presión y los rodamientos están cubiertos para evitar el ingreso de partículas perjudiciales; la máquina consta con graseras puntuales en los elementos que lo requieren. Por último, el sistema hidráulico es pre-dimensionado con cálculo, pero el proveedor será quien lo defina al 100%.

- Se recomienda en futuros estudios la complementación con simulaciones de vibración que permitan la evaluación de los puntos críticos en operación. Dando como resultado la aproximación de las alteraciones estructurales en la máquina.

VII. REFERENCIAS

- H/B International Machinery. 2013. <http://www.platerollingmachines.com>. [En línea] 17 de Mayo de 2013. [Citado el: 15 de Abril de 2014.] <http://www.hbchinamachine.com>.
- Iza Iza, Byron Saúl. 2007. *Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio*. Laboratorio de procesos de producción mecánica, Escuela Politécnica Nacional. Ecuador : s.n., 2007. Tesis pre-grado.
- López Sánchez, Fabián Augusto. 2010. *Diseño y construcción de una roladora eléctrica semiautomática de dobles de tubo redondo para disminuir las marcas al momento de realizar la conformación*. Mecánica de Héctor López e Hijos. Ambato : s.n., 2010. Tesis pre-grado.
- Merchán Henao, Andrés Alberto. Fundación Universidad de América. *Tesis: Diseño y construcción de una máquina curvadora de perfiles "standing" para la empresa Steel de Colombia S.A.* [En línea] Bogotá de 2008. [Citado el: 25 de Marzo de 2013.] <http://biblos.uamerica.edu.co/cgi-bin/koha/opacdetail.pl?biblionumber=28802>.
- Baltudano Parra, Edwin. Pontificia Universidad Católica del Perú. *Tesis: Diseño de una Máquina Compactadora de Latas de Bebidas de Aluminio*. [En línea] Lima de 2013. [Citado el: 12 de Octubre de 2013.] http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/4950/BALTUDANO_EDWIN_DISE%C3%91O_MAQUINA_COMPACTADORA_LATAS_BEBIDAS_ALUMINIO.pdf?sequence=1.
- Niño Bulla, Camilo Andrés. Fundación Universidad de América. *Tesis: Diseño e implementación de una máquina curvadora de perfil en Omega para la Empresa Aceral, Acero Estructural de Colombia S.A.* [En línea] Bogotá de 2005. [Citado el: 4 de Noviembre de 2013.] <http://biblos.uamerica.edu.co/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=27068>.

- Gieck, Kurt y Gieck, Reiner. *Manual de Formulas Técnicas*. España : Alfaomega, 2003. ISBN 970-15-0840-8.
- Robert L. Mott, P.E. *Diseño de Elementos de Máquinas*. México : Pearson Educación S.A., 2006. ISBN 970-26-0812-0.
- Faires, V.M. *Diseño de Elementos de Máquinas*. España : Montaner y Simon S.A.
- Castro Castañeda, James Franco. 2014. Diseño de una prensa hidráulica de 10 Ton para doblado de placas de acero A36 para postes de barandas de puentes en la empresa SIMA SA. Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica, Universidad César Vallejo. Trujillo : s.n., 2014. Tesis de grado.
- Nisbett, Richard G. Budynas y J. Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México : McGrawHil - Interamericana, 2012. ISBN 10-970-10-5404-0.
- Danny Wilfrido Mejía Ordoñez. Estudio Del Proceso De Rolado De Laminas Metalicas Y Su Incidencia En El Tiempo De Operación En La Fabricación De Tanques Inoxidables En La Empresa Inox-Tec En La Ciudad La Tacunga. (2011)
- Wong, Diego Gómez. Scribd. *Blog-Scribd*. [En línea] 17 de Octubre de 2008. [Citado el: 21 de Enero de 2014.] <http://es.scribd.com/doc/7016212/FuerzaMuscular-en-Una-Persona>.
- Alarico Iglesias, Abel Eduardo. 2014. Factibilidad Técnica Y Económica Para El Diseño De Una Curvadora De Perfiles Estructurales En Espesores Hasta

- 19 Mm Para La Empresa Metarqel S.A.C. Escuela Académico Profesional De Ingeniería Mecánica, Universidad César Vallejo. Trujillo : S.N., 2014. Tesis De Grado.

Acurio, Victor Terraza. Metodología de Diseño. *Pontificia Universidad Católica del Perú*. [En línea] 25 de Octubre de 2007. [Citado el: 8 de Enero de 2014.] <http://congreso.pucp.edu.pe/cibim8/pdf/05/05-34.pdf>.
- Docente, Guia. Ensayos Tecnológicos. *Uploads-Universidad de Valladolid*. [En línea] 18 de Marzo de 2012. [Citado el: 18 de Febrero de 2014.] https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/455/42620/1/Documento7.pdf.
- Botello, Jorge Perelli. Archivos - Elasticidad y Plasticidad. *Grupo Retineo Ingeniería*. [En línea] 2013. [Citado el: 11 de Abril de 2013.] <http://www.retineo.es/archivos/Plasticidad2013.pdf>.
- Catalogo-Codiacero. Características Dimensionales y Propiedades Estáticas. [En línea] 2009. [Citado el: 8 de Mayo de 2013.] http://www.codiacero.com/03industrial/tuberia_circulares.html.
- Alvarez, Francisco Blanco. Propiedades Mecánicas - Uniovi. *Escuela Superior Técnica de Ingenieros-Universidad de Oviedo*. [En línea] 1 de Enero de 2011. [Citado el: 18 de Junio de 2013.] <http://www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion2.Refractarios.PropiedadesMECANICAS.pdf>.
- productos, Weg. Selección y Aplicación de motores Eléctricos WEG. *ecatalog*. [En línea] 2013. [Citado el: 5 de Agosto de 2013.] <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-seleccion-y-aplicacion-demotores-electricos-articulo-tecnico-espanol.pdf>.

-
- Iza, Byron Saúl Iza. Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio. *bibdigital-Escuela politécnica nacional - Quito*. [En línea] Mayo de 2007. [Citado el: 5 de Noviembre de 2013.] <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1504/1/CD-0830.pdf>.
- INEN. Perfiles Estructurales conformados en frío. *Resource*. [En línea] Junio de 2009. [Citado el: 12 de Marzo de 2013.] <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.1623.2009.pdf>.
- Danny Wilfrido Mejía Ordoñez. 2011. Estudio del proceso de láminas de rolado metálicas y su incidencia en el tiempo de operación de tanques inoxidables para la empresa inox-tec en la ciudad de Latacunga . Universidad de Ambato.
- Martín López, Sara. Universidad Politécnica de Madrid. *Trabajo Master: Estudio del comportamiento a Flexión de Perfiles Tubulares de Acero Utilizados en Protecciones colectivas y Medios Auxiliares de Edificación*. [En línea] Madrid de 2011. [Citado el: 18 de Junio de 2013.] http://oa.upm.es/9103/2/TFM_SARA_MARTIN_b.pdf.
- Matweb. Propiedades Mecánicas y composiciones. [En línea] 1 de Enero de 2014. [Citado el: 15 de febrero de 2014.] www.matweb.com.
- Chaudronnerie Lourde. Ingénieur de l'Institut National des Sciences Appliquées Service Fatigue au Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) Ancien Ingénieur au Service Mise en Forme des Matériaux du CETIM.
- Jamel Salem. Influences des Paramètres du Roulage à Trois Rouleaux Asymétriques sur la Qualité de la Pièce Formée. (2012).

-
- Hoang Quan Tran. Asymmetrical Roll Bending Process Study: Dynamic Finite Element Modeling And Experiments. (2014).
- Jun Zeng. Finite Element Modeling And Simulation of Roll Bending Process For Forming a Thick Conical Hollow Shape. (2007).

VIII. ANEXOS

7.INTRODUCCIÓN - DEFINICIÓN DE TERMINOS:

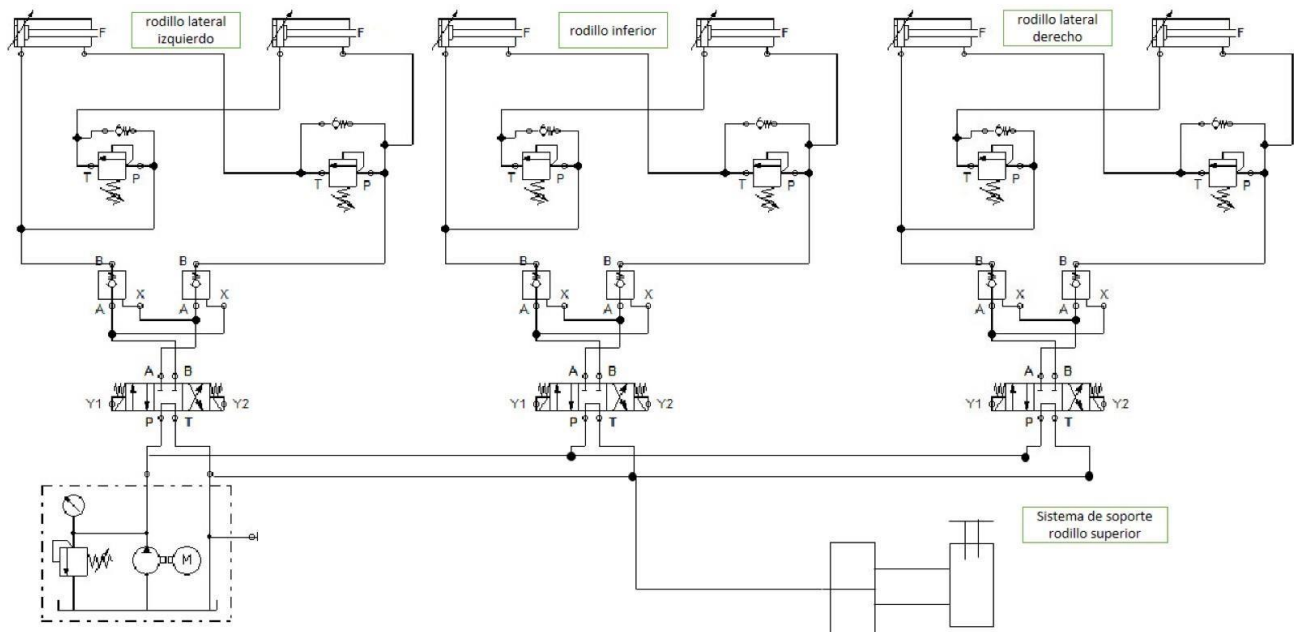
“**Simulación** es una técnica numérica para conducir experimentos en una computadora digital o laboratorio. Estos experimentos comprenden ciertos tipos de relaciones matemáticas, las cuales son necesarias para describir el comportamiento y la estructura de sistemas complejos del mundo real a través de largos períodos de la tecnología”.

“**Máquina** es un aparato creado para aprovechar, regular o dirigir la acción de una fuerza. Estos dispositivos pueden recibir cierta forma de energía y transformarla en otra para generar un determinado efecto. Formada por conjuntos de elementos fijos o móviles, las máquinas permiten realizar distintos trabajos.”

“**Análisis** es la acción y el efecto de identificar, distinguir y clasificar diferentes aspectos integrantes de un campo de estudio o cualquier otro lugar, examinando qué relaciones guardan entre ellos y como quedaría modificado el conjunto si se eliminara algún aspecto a los previamente identificados.”

Transmisión mecánica; mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos de una máquina. En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Diagrama de sistema hidráulico.



Planchas de Acero Estructural Dimensiones Standard y pesos.

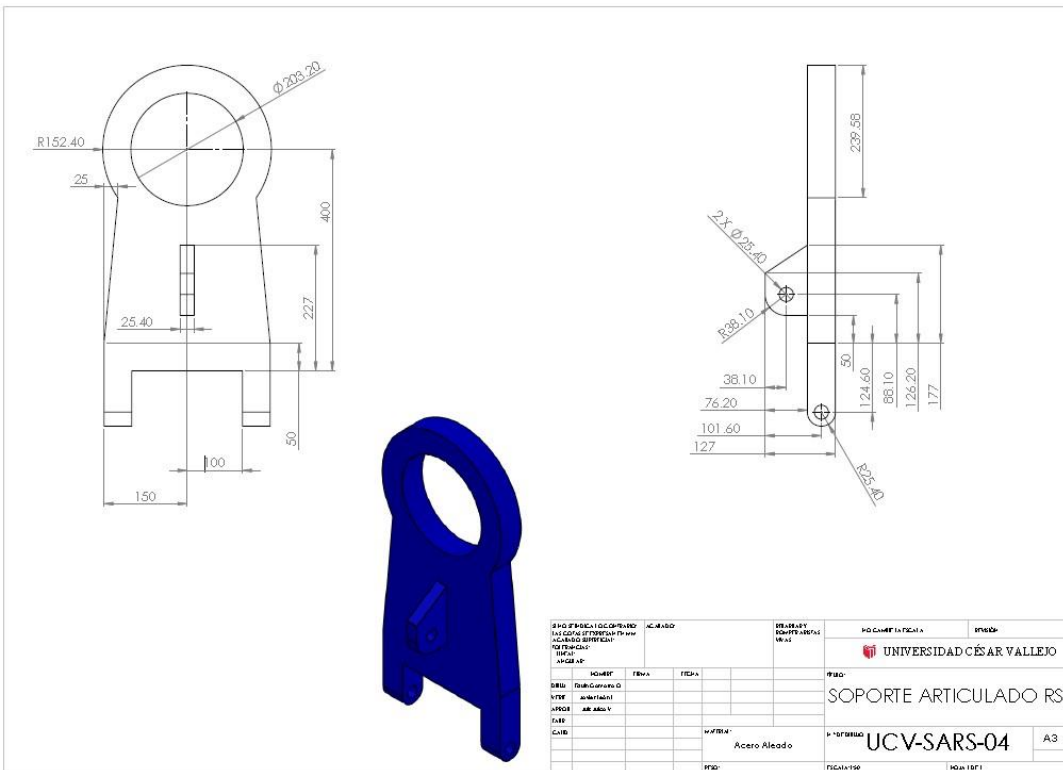
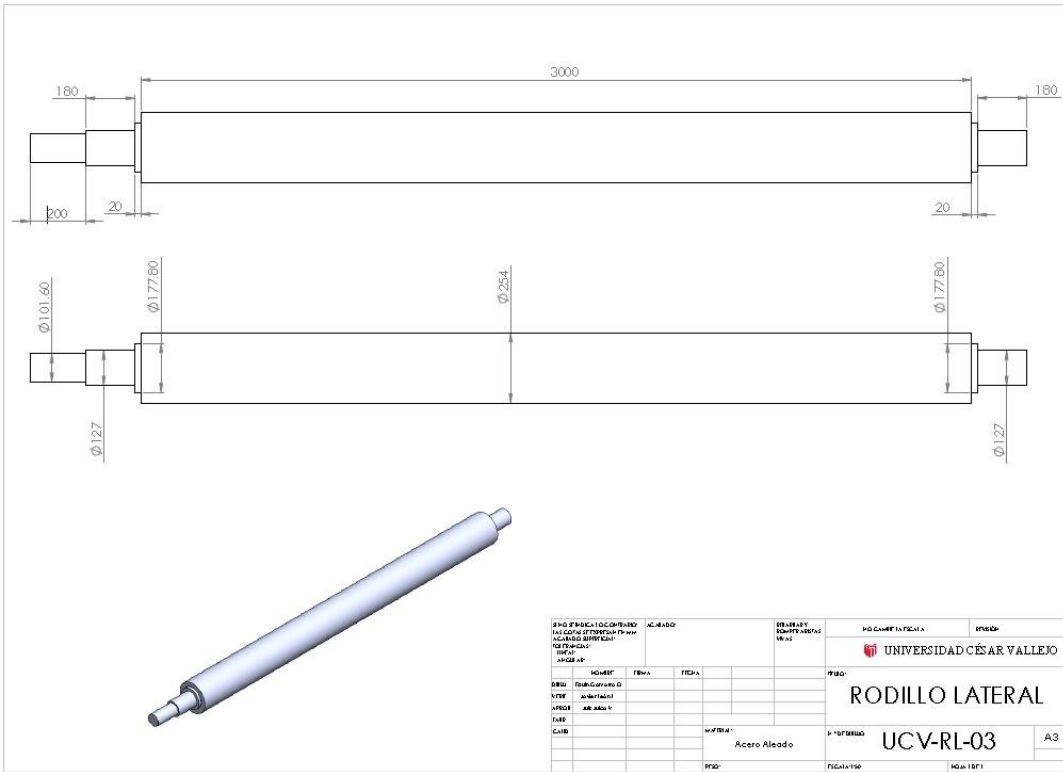
DIMENSIONES STANDARD Y PESOS

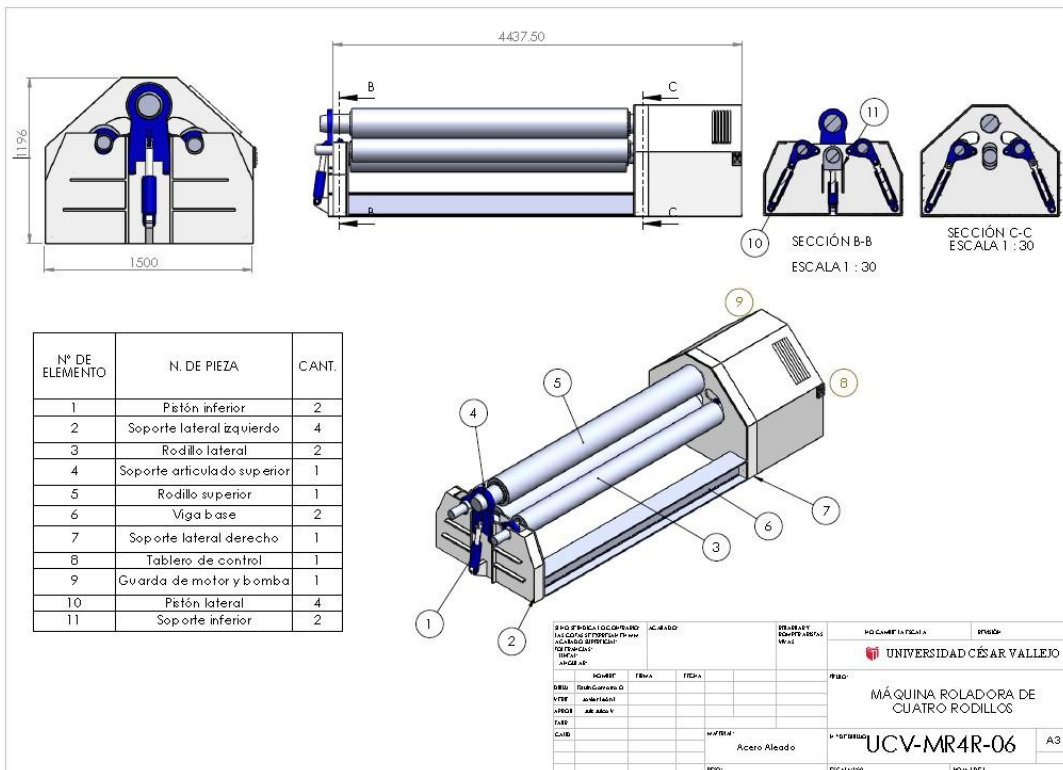
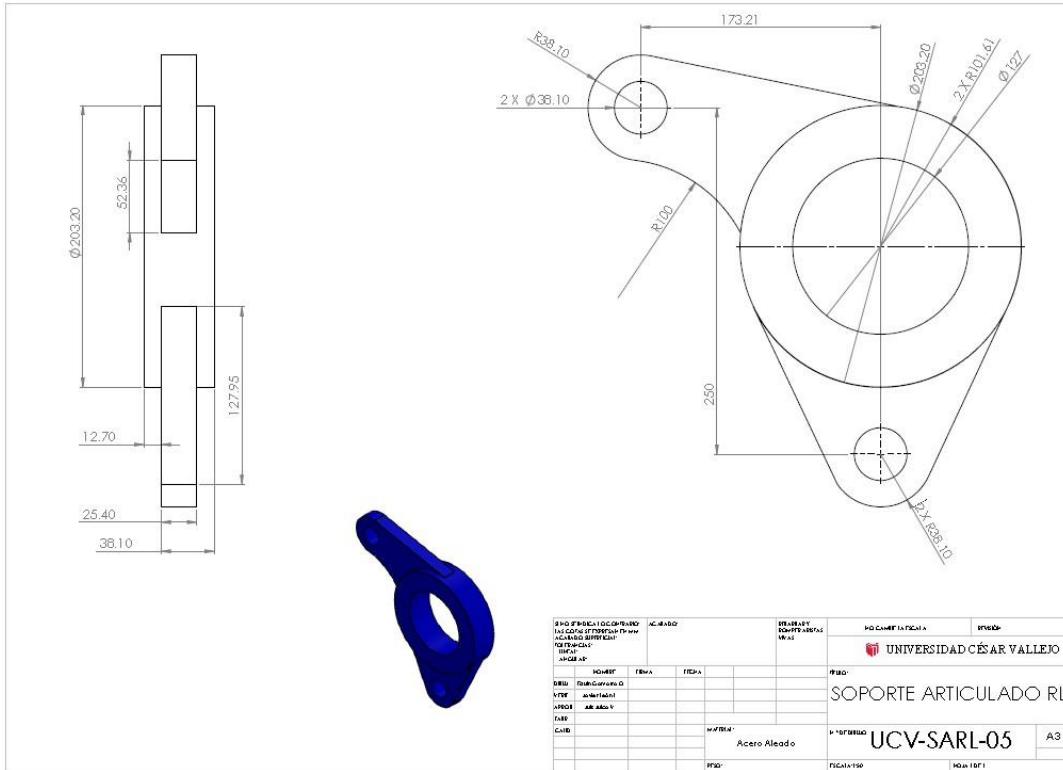
SISTEMA METRICO (mms)	TOLERANCIA ESPESOR +/- en mms	PESO TEORICO kg/pl	SISTEMA INGLES Espesor Equiv. (pulg)
3.0 x 1500 x 6000	0.32/0.32	211.95	1/8''
4.5 x 1500 x 6000	0.50 / 0.50	317.93	3/16''
6.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	423.90	1/4''
8.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	565.20	5/16''
8.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	904.32	5/16''
9.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	635.85	3/8''
9.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	1,017.36	3/8''
12.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	847.80	1/2''
12.0 x 2400 x 6000	0.9 / 0.3	1,356.48	1/2''
16.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,130.40	5/8''
16.0 x 2400 x 6000	0.9 / 0.3	1,808.64	5/8''
20.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,413.00	3/4''
20.0 x 2400 x 6000	1.0 / 0.3	2,260.80	3/4''
25.0 x 1500 x 6000	1.0 / 0.3	1,766.25	1''
25.0 x 2400 x 6000	1.2 / 0.3	2,826.00	1''
32.0 x 1500 x 6000	1.3 / 0.3	2,260.80	1 1/4''
32.0 x 2400 x 6000	1.5 / 0.3	3,617.28	1 1/4''
38.0 x 1500 x 6000	1.5 / 0.3	2,684.70	1 1/2''
38.0 x 2400 x 6000	1.7 / 0.3	4,295.52	1 1/2''
50.0 x 1500 x 6000	1.8 / 0.3	3,532.50	2''
50.0 x 2400 x 6000	2.0 / 0.3	5,652.00	2''
63.0 x 1500 x 6000	2.3 / 0.3	4,450.95	2 1/2''
63.0 x 2400 x 6000	2.8 / 0.3	7,121.52	2 1/2''
75.0 x 1500 x 6000	2.5 / 0.3	5,298.75	3''
75.0 x 2400 x 6000	3.0 / 0.3	8,478.00	3''
100.0 x 1500 x 6000	3.3 / 0.3	7,065.00	4''
100.0 x 2400 x 6000	3.8 / 0.3	11,304.00	4''

Programa Matlab, donde se realizó el diámetro del rodillo y distancias entre rodillos.

```
% Rod - Programa para diseñar diámetro de rodillo y distancia entre
% rodillos
% Por: Gamarra Olano Eduin
% Al: 08/06/16
% -----
-- clc, clear all, close
all
% CONSTANTES
%
% Propiedades Geométricas
h = 0.02;           % (m) espesor de la plancha
b = 2.4;           % (m) ancho de la plancha Ymax=0.003;
% (m) deflexión
%
% Propiedades
F1=276*10^6;       % (Pa) esfuerzo de fluencia del acero
E = 1.9*10^11;    % (Pa) módulo de elasticidad del acero
inoxidable %
% INGRESO DE DATOS DE USUARIO
L = input('Ingrese la longitud del rodillo en m, Ej: 3 : '); %
CALCULOS
Lr=linspace(0,2,50); % Rangos de estudio de las distancias entre rodillos
d=(5*F1*b*h^2*L^4./(18*E*pi*Lr*Ymax)).^(1/4) % Algoritmo para cálculo de
diámetro de rodillo en relación con la distancia entre estos plot(Lr,d)
% grafica distancia entre rodillos vs diámetro de rodillos
xlabel('Distancia entre rodillos') ylabel('Diámetro de rodillo')
title('Distancia entre rodillos (L) vs Diámetro de rodillo (D) ')
grid on
[x,y] = ginput(1);
Lr=x d=y
gtext({num2str(Lr),num2str(d)})
```

DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA DE CUATRO RODILLOS.





SIMULACION DEL RODILLO EN EL SOFTWARE SOLIDWORKS



Simulación de Rodillo

Fecha: miércoles, 22 de junio de 2016
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

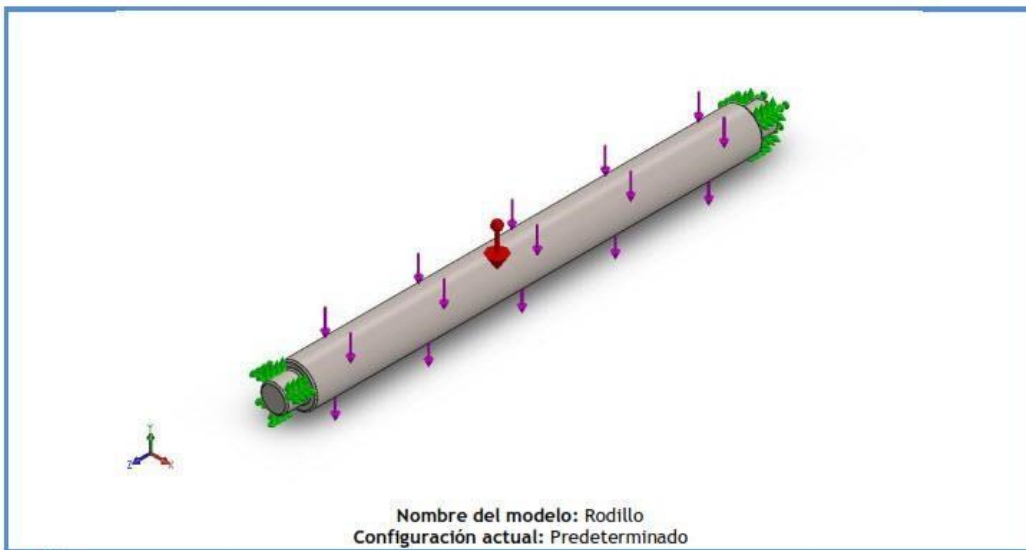
Tabla de contenidos

Descripción	1
Suposiciones	¡Error! Marcador no definido.
Información de modelo	2
Propiedades de estudio	3
Unidades	3
Propiedades de material	4
Cargas y sujeciones	5
Definiciones de conector	5
Información de contacto	6
Información de malla	7
Detalles del sensor	8
Fuerzas resultantes	8
Vigas	8
Resultados del estudio	9
Conclusión	11

Descripción

No hay datos

Información de modelo



Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Redondeo2	Sólido	Masa: 1420.59 kg Volumen: 0.184493 m ³ Densidad: 7700 kg/m ³ Peso: 13921.8 N	C:\Users\ANDRES\Desktop \gamarra tesis\Rodillo.SLDPRT Jun 22 20:52:23 2016

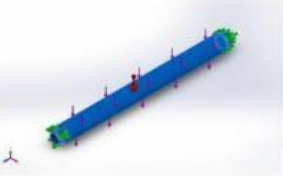
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ANDRES\Desktop\gamarra tesis)

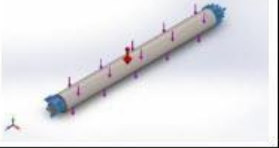
Unidades

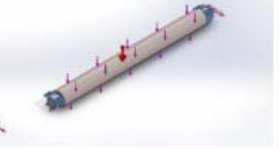
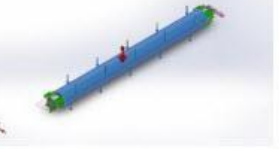
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 6.20422e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Redondeo2)(Pieza1)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-1.2742	308320	5.14648	308320
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

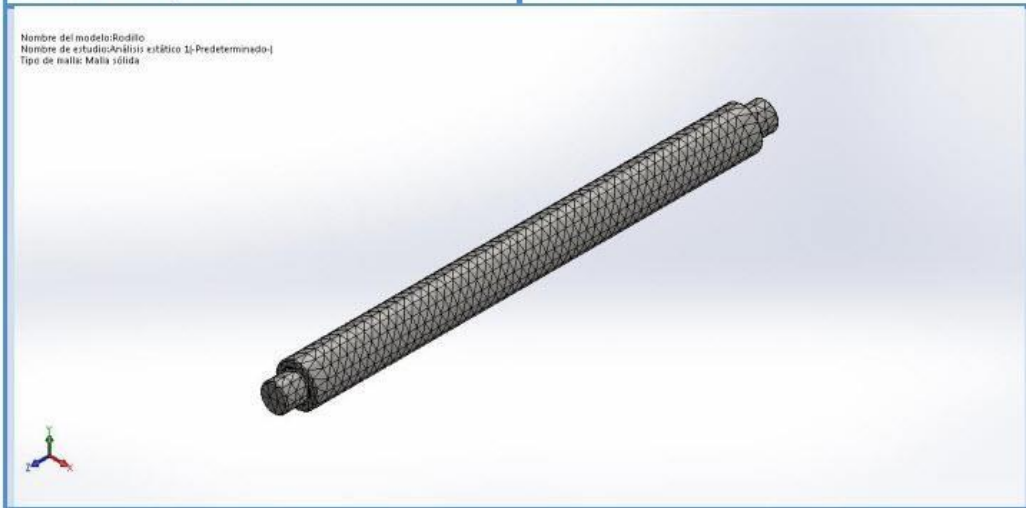
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -294400 N

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	55.0504 mm
Tolerancia	2.75252 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	12466
Número total de elementos	7764
Cociente máximo de aspecto	13.218
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0129
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	ANDRES-PC



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

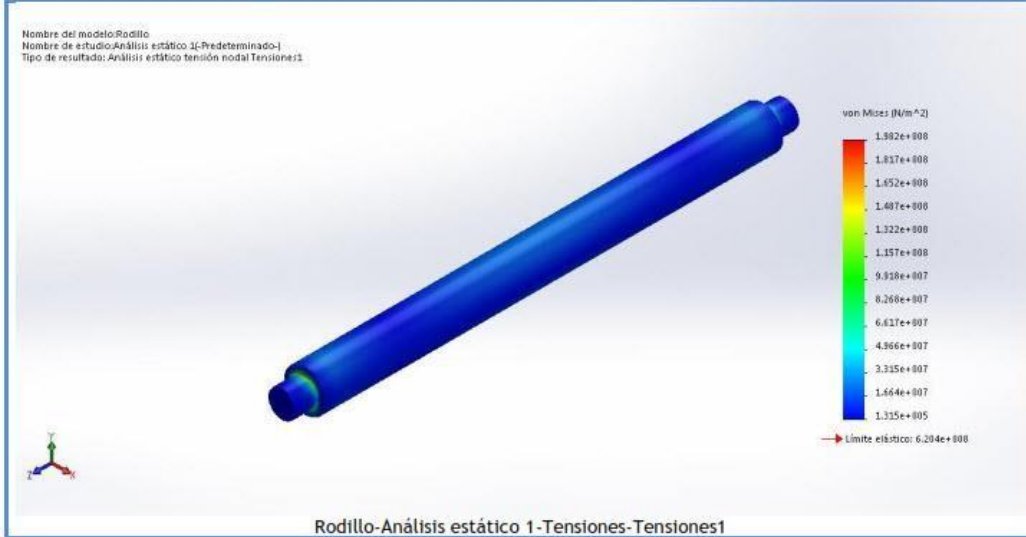
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1.2742	308320	5.14648	308320

Momentos de reacción

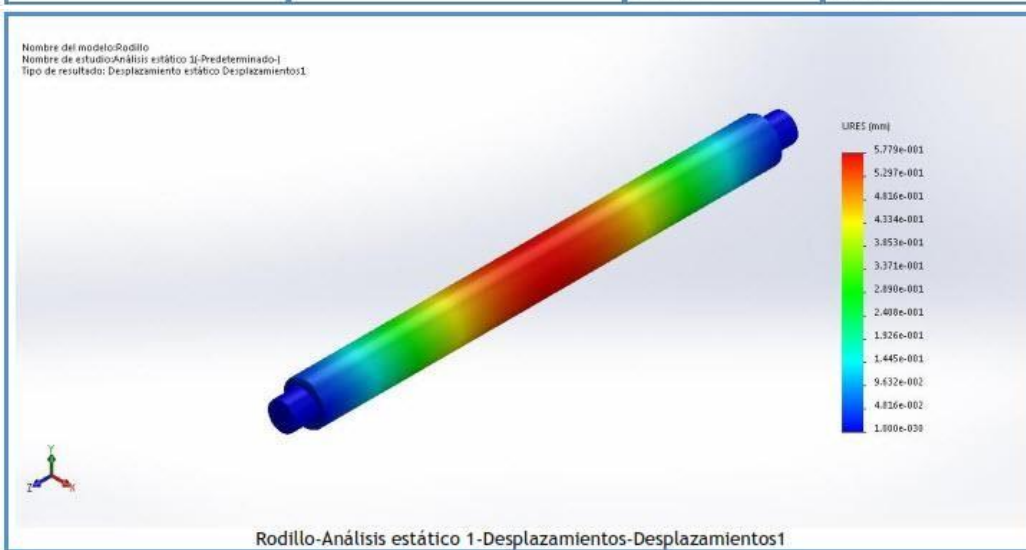
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	131528 N/m ² Nodo: 4367	1.98237e+008 N/m ² Nodo: 12435



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.577903 mm Nodo: 9104



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.8491e-007 Elemento: 1497	0.000593679 Elemento: 2088



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	3.1297 Nodo: 12435	4717.04 Nodo: 4367

