	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15
	<b>ESQUEMA HOJA DE RESUMEN</b>		VERSIÓN	02
			FECHA	03/04/2017
			PÁGINA	1 de 1
ELABORÓ		REVISÓ	APROBÓ	
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad	Líder de Calidad	

## RESUMEN TRABAJO DE GRADO

AUTOR(ES): NOMBRES Y APELLIDOS COMPLETOS

NOMBRE(S): DIANNY SEANEAD                      APELLIDOS: BECERRA FOSSI

NOMBRE(S): CRISTHIAM MANUEL                      APELLIDOS: QUIÑONEZ RANGEL

FACULTAD: INGENIERÍA

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

NOMBRE(S): JESUS BETHSAID                      APELLIDOS: PEDROZA ROJAS

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): Diseño de la silla de ruedas adecuada para la realización del procedimiento ecocardiograma transtorácico de la IPS Servicios Especializados FCB.

Para la realización del proyecto lo primero que se tuvo en cuenta fueron los requerimientos por parte de la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS DEL CORAZON, el más importante hace referencia a facilitar la realización del examen médico en el cual la silla debe transformarse estilo camilla, es decir, quedar acostada por completo, además, de un orificio en la cavidad torácica izquierda para comodidad del médico al momento de realizar el examen. La nueva silla de ruedas para la IPS de trabajar con pacientes hasta un máximo de 150Kg de peso corporal y para verificar que dichos materiales y el diseño propuesto si funciona se realizaron los diferentes cálculos de los materiales, estructura, mecanismo, ejes de las ruedas, selección de rodamientos y soldadura del material. Para culminar, se mencionaron algunas propuestas para mejorar la vida útil de la silla de ruedas, como recomendaciones de mantenimiento y otras de recubrimiento de materiales.

PALABRAS CLAVES: diseño, silla de ruedas, mecanismo.

CARACTERÍSTICAS:

PÁGINAS: 143    PLANOS: 0    ILUSTRACIONES: 66

CD ROOM: 1

DISEÑO DE LA SILLA DE RUEDAS ADECUADA PARA LA REALIZACIÓN DEL  
PROCEDIMIENTO ECOCARDIOGRAMA TRANSTORÁCICO DE LA IPS SERVICIOS  
ESPECIALIZADOS FCB

DIANNY SEANEAD BECERRA FOSSI

CRISTHIAM MANUEL QUIÑONEZ RANGEL

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA

PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA

SAN JOSE DE CUCUTA

2020

DISEÑO DE LA SILLA DE RUEDAS ADECUADA PARA LA REALIZACIÓN DEL  
PROCEDIMIENTO ECOCARDIOGRAMA TRANSTORÁCICO DE LA IPS SERVICIOS  
ESPECIALIZADOS FCB

DIANNY SEANEAD BECERRA FOSSI

CRISTHIAM MANUEL QUIÑONEZ RANGEL

DIRECTOR:

JESUS BETHSAID PEDROZA ROJAS

INGENIERO MECANICO

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA

PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA

SAN JOSE DE CUCUTA

2020

**ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO**

**FECHA:** CÚCUTA, 11 MAYO DE 2020      **HORA:** 04:00 – 05:30 PM

**LUGAR:** EXPOSICIÓN VIRTUAL

**PLAN DE ESTUDIOS:** INGENIERÍA MECÁNICA

**Título de la Tesis:** "DISEÑO DE LA SILLA DE RUEDAS ADECUADA PARA LA REALIZACIÓN DEL PROCEDIMIENTO ECOCARDIOGRAMA TRANSTORACICO DE LA IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB"

**Jurados:**            ING. CARLOS HUMBERTO ACEVEDO PEÑALOZA  
                              ING. JORGE EDUARDO GRANADOS GRANADOS

**Director:**    ING. JESÚS BETHSAID PEDROZA ROJAS

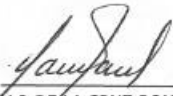
Nombre de los estudiantes	Código	Calificación	
		Letra	Número
DIANNY SEANEAD BECERRA FOSSI	1121441	CUATRO, CUATRO	4,4
CRISTHAM MANUEL QUIÑONEZ RANGEL	1121797	CUATRO, CUATRO	4,4

**APROBADA**

FIRMA DE JURADO

ING. CARLOS H. ACEVEDO P.

ING. JORGE E. GRANADOS G.

Vo.Bo   
GONZALO DE LA CRUZ ROMERO GARCIA  
Coordinador Comité Curricular  
Ingeniería Mecánica



**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE LOS AUTORES PARA  
LA CONSULTA, LA REPRODUCCION PARCIAL O TOTAL Y LA PUBLICACION  
ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO**

Cúcuta:

Señores  
BIBLIOTECA EDUARDO COTE LAMUS  
Ciudad

Cordial saludo:

Cristhiam Manuel Quiñonez Rangel, Dianny Seanead Becerra Fossi, identificado(s) con la C.C. N° 1090472486, 1093765958, autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado titulado Diseño de la silla de ruedas adecuada para la realización del procedimiento ecocardiograma transtorácico de la IPS Servicios Especializados FCB, presentado y aprobado en el año 2020 como requisito para optar al título de ingeniero mecánico; autorizo(amos) a la biblioteca de la Universidad Francisco de Paula Santander, Eduardo Cote Lamus, para que, con fines académicos, muestre a la comunidad en general a la producción intelectual de esta institución educativa, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo de grado en la página web de la Biblioteca Eduardo Cote Lamus y en las redes de información del país y el exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad Francisco de Paula Santander.
- Permita la consulta, la reproducción, a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato CD-ROM o digital desde Internet, Intranet etc.; y en general para cualquier formato conocido o por conocer.

Lo anterior, de conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la ley 1982 y el artículo 11 de la decisión andina 351 de 1993, que establece que "los derechos morales del trabajo son propiedad de los autores", los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

Cristhiam Quiñonez  
CRISTHIAM MANUEL QUIÑONEZ RANGEL  
C.C 1090472486

DIANNY BECERRA  
DIANNY SEANEAD BECERRA FOSSI  
C.C 1093765958

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
Introducción	22
1. PROBLEMA	23
1.1 Título	23
1.2 Formulación del problema	23
1.3 Objetivos	23
1.3.1 Objetivo general	23
1.3.2 Objetivos específicos	23
1.4 Planteamiento del problema	24
1.5 justificación	24
2. MARCO REFERENCIAL	26
2.1 Antecedentes	26
2.2 Marco teórico	28
2.2.1 Marco histórico	28
2.2.2 Mecanismos	33
2.2.3 tipos de mecanismos de cuatro barras	37
2.2.4 Selección de rodamientos	41
2.2.5 Sujetadores roscados	45

2.2.6	Diseño de ejes	50
2.2.7	Diseño de soldadura	53
2.3	Marco contextual	56
2.4	Marco legal	58
2.5	Glosario de términos	59
3	DISEÑO METODOLÓGICO	62
3.1	tipo de investigación	62
3.2	Procedimientos de la investigación	62
3.3	Fuentes de información	63
3.3.1	Fuentes de información primarias	63
3.3.2	Fuentes de información secundarias	63
4	Diseño de la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados fcb; empleada para la realización del procedimiento ecocardiograma transtorácico	64
4.1	Materiales adecuados para el diseño de la silla de ruedas, teniendo en cuenta los requerimientos de la IPS Servicios Especializados FCB	64
4.2	Cálculos y diseño para la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados del corazón	66
4.3	Propuestas para maximizar la vida útil de la nueva silla de ruedas diseñada para la IPS	139
	CONCLUSIONES	140
	RECOMENDACIONES	141

BIBLIOGRAFÍA	142
ANEXOS	143



## Lista de tablas

	Página
Tabla 1. Materiales para el diseño	65
Tabla 2. Porcentaje de peso del cuerpo humano.	68
Tabla 3. Medidas de la población.	69
Tabla 4. Medidas de la población 2.	70
Tabla 5. Medidas, cabeza, manos y pies.	71

## Lista de ilustraciones

	Página
Ilustración 1. mecanismo de cuatro barras.	36
Ilustración 2. Categoría de los mecanismos de cuatro barras.	38
Ilustración 3. Vector de desplazamiento de punto P.	39
Ilustración 4. Desplazamiento angular.	40
Ilustración 5. Valores orientativos de la vida especificada de diferentes tipos de máquinas.	42
Ilustración 6. Carga dinámica equivalente del rodamiento.	44
Ilustración 7. Terminología de rosca de tornillo.	46
Ilustración 8. Perfil básico de rosca.	47
Ilustración 9. Tornillo básico de cabeza hexagonal.	48
Ilustración 10. Soldaduras a tope y filete.	53
Ilustración 11. Soldadura a tope y filete 2.	54
Ilustración 12. Soldaduras a tope y filete 3.	54
Ilustración 13. Cordón de soldadura.	55
Ilustración 14. Logo de al IPS	57
Ilustración 15. Fachada de la IPS	58
Ilustración 16. Posición de pie población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.	68
Ilustración 17. Posición sentado población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.	69
Ilustración 18. Cabeza, pie, mano población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.	70
Ilustración 19. Cuerpo sentado con CDG.	73
Ilustración 20. Cuerpo recostado con CDG.	74
Ilustración 21. Tipo de mecanismo plano a emplear.	75

Ilustración 22. Mecanismo plano de cuatro barras.	76
Ilustración 23. Trayectoria que describe los puntos de apoyo del eslabón 3 que une los eslabones 2 y 4.	76
Ilustración 24. Cambio de posición de los puntos b y c en la trayectoria que describe cada punto.	77
Ilustración 25. Dimensiones del mecanismo a emplear.	78
Ilustración 26. Mecanismo empleado barra de 60 cm en la posición de camilla.	78
Ilustración 27. Mecanismo empleado barra de 13.4 cm en la posición de camilla.	79
Ilustración 28. posición del actuador del espaldar.	80
Ilustración 29. Estructura metálica espaldar.	81
Ilustración 30. Base ABS espaldar.	82
Ilustración 31. Cojín del espaldar.	83
Ilustración 32. Cojín de cabecera.	83
Ilustración 33. Placa espaldar.	84
Ilustración 34. Placa espaldar 2.	85
Ilustración 35. D.C.L barra elemento 7 acostado.	86
Ilustración 36. D.C.L barra elemento 7 sentado.	88
Ilustración 37. D.C.L Elemento 7 ajustado.	90
Ilustración 38. D.C.L barra elemento 6.	92
Ilustración 39. D.C.L barra elemento 1.	93
Ilustración 40. D.C.L elemento 7 (fuerzas en y).	94
Ilustración 41. D.C.L barra elemento 7 sentado 2.	98
Ilustración 42. D.C.L barra de apoyo del actuador del espaldar.	102
Ilustración 43. Base superior.	108

Ilustración 44. Base inferior.	109
Ilustración 45. Base en ABS del asiento.	110
Ilustración 46. Cojín del asiento.	111
Ilustración 47. Cojín del asiento.	112
Ilustración 48. reposa piernas.	113
Ilustración 49. Apoya brazos.	114
Ilustración 50. Barra UPE.	115
Ilustración 51. chasis.	116
Ilustración 52. D.C.L chasis.	117
Ilustración 53. D.C.L eje de ruedas traseras.	122
Ilustración 54. Dimensiones rodamiento trasero.	128
Ilustración 55. Especificaciones rodamiento trasero.	128
Ilustración 56. Dimensiones rodamiento delantero.	129
Ilustración 57. Especificaciones rodamiento delantero.	129
Ilustración 58. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.	130
Ilustración 59. Distancias a considerar para esfuerzo a torsión.	131
Ilustración 60. Posición sentada.	131
Ilustración 61. Posición acostada.	132
Ilustración 62. Radios donde se originan los cortantes.	133
Ilustración 63. Elemento de estudio para resistencia de soldadura a flexión.	135
Ilustración 64. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete.	135
Ilustración 65. Propiedades mínimas del metal de aporte.	136
Ilustración 66. Cargas constantes permisibles y tamaños de soldadura de filete.	138

## Lista de anexos

	Página
Anexo 1. planos	143

## Dedicatoria

En tantos años de esfuerzo este trabajo se lo quiero dedicar a mi madre INGRID FOSSI que sin duda alguna siempre tuvo los mejores deseos de mi vida que aunque el camino fue un poco más largo de lo normal siempre tuvo la certeza de que llegaría al final, mi compañera mi mejor amiga y la mejor mamá del mundo, cuando nos unimos somos el mejor dúo y por eso este logro es tanto mío como de ella.

A mi compañero de vida MAURICIO RIVERA mi mejor amigo confidente y el amor de mi vida, quien me ha acompañado en este camino en las buenas y en las no tan buenas que siempre conté con lo mejor de él en todos mis días, quien hasta el día de hoy siempre me ha ofrecido las mejores palabras creyendo que soy lo mejor del mundo. Dedicado a nuestro hijo ENZO RIVERA quien me dio la fuerza que necesitaba para culminar con este proyecto alegrando mis días.

A mi abuelo JAIME FOSSI quien siempre me alagó con sus palabras deseando tanto que llegara este día como yo, dándome el ánimo de que las cosas no son fáciles pero siempre se puede.

Dedicado a mis hermanos enseñándoles siempre que unidos y en familia podemos realizar todos nuestros sueños.

*Dianny Becerra*

A mi madre Alexandra quien con su amor, paciencia y esfuerzo me ha permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo, dedicación y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está conmigo siempre.

A mis abuelos Blanca Inés y Manuel por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar conmigo en todo momento, gracias. A toda mi familia porque con sus oraciones, consejos y palabras de aliento hicieron de mí una mejor persona y de una u otra forma me acompañan en todos mis sueños y metas.

*Cristhiam Quiñonez*

## Agradecimientos

Al finalizar este proyecto quiero agradecer primeramente a Dios por darme la perseverancia las ganas y la fuerza para culminar este camino; por ayudarme a conseguir este logro tan anhelado.

Hoy quiero agradecerle a mi mamá INGRID FOSSI por darme el ánimo que necesitaba cada vez que quería rendirme en este largo camino, a mi abuelo JAIME FOSSI por ayudarme cuando lo necesitaba.

A mis hermanos por darme alegría en los días malos y a mi compañero de vida MAURICIO RIVERA por darme siempre las mejores palabras creyendo siempre en mí y dándome la fuerza cada día para culminar con este proyecto.

Agradeciendo al ING. JESUS PEDROZA por ser nuestra guía durante la realización de este proyecto y a la ING. KATHERINE GUZMAN tutora de la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB por creer en nosotros para la realización de este proyecto.

*Dianny Becerra*



Quiero expresar mi gratitud a Dios, quien con su bendición llena siempre mi vida y a toda mi familia por estar siempre presentes.

Mi profundo agradecimiento a todas las autoridades y personal que hacen la fundación del corazón servicios especializados FCB, en especial a la Ing. Katherine, por confiar en mí, abrirme las puertas y permitirme realizar todo el proceso investigativo dentro de su centro de salud.

De igual manera mis agradecimientos a la Universidad Francisco de Paula Santander, a todo el departamento de ingeniería mecánica, a mis profesores en especial al Ing. Meimer Peñaranda, Ing. Carlos Acevedo y Ing. Miguel Briceño quienes con la enseñanza de sus valiosos conocimientos hicieron que pueda crecer día a día como profesional, gracias a cada uno de ustedes por su paciencia, dedicación, apoyo incondicional y amistad.

Finalmente quiero expresar mi más grande y sincero agradecimiento al Ing. Jesús Pedroza, principal colaborador durante todo este proceso, quien, con su dirección, conocimiento, enseñanza y colaboración permitió el desarrollo de este trabajo.

*Cristhiam Quiñonez*

## Resumen

El ecocardiograma transtorácico es una prueba diagnóstica de imagen, no invasiva donde se observa el tamaño del corazón, el grosor de sus paredes, su funcionamiento global, regional y el aspecto y comportamiento de sus válvulas. debido a que se reciben pacientes que poseen un cuerpo bastante frágil se requiere un equipo en la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB realmente funcional que movilice y ayude a tratar esta clase de pacientes altamente delicados y con el mayor cuidado posible, para que estos no realicen acciones que involucren fuerzas demasiado extenuantes o que alteren su condición, el diseño de la nueva silla de ruedas que se realizó en este proyecto genera una serie de movimientos articulados empleando un mecanismo de cuatro barras con un actuador en la parte del espaldar de la silla para que al momento de accionarlo este quede tipo camilla , también se revisó que el equipo cumpla con las normativas de seguridad hospitalaria que el paciente no se sienta incómodo o en desagrado cuando lo estén tratando dentro del equipo de modo que el sienta el menor movimiento, también se buscó ayudar al personal médico con la implementación del equipo al no realizar un esfuerzo físico al trasladar y acomodar los pacientes la hora de realizar el examen.

Para la realización del proyecto lo primero que se tuvo en cuenta fueron los requerimientos por parte de la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS DEL CORAZON, el más importante hace referencia a facilitar la realización del examen médico en el cual la silla debe transformarse estilo camilla, es decir, quedar acostada por completo, además, de un orificio en la cavidad torácica izquierda para comodidad del médico al momento de realizar el examen. La nueva silla de ruedas para la IPS de trabajar con pacientes hasta un máximo de 150Kg de peso corporal y para verificar que dichos materiales y el diseño propuesto si funciona se realizaron los diferentes cálculos de los materiales, estructura, mecanismo, ejes de las ruedas, selección de rodamientos y soldadura del

material. Para culminar, se mencionaron algunas propuestas para mejorar la vida útil de la silla de ruedas, como recomendaciones de mantenimiento y otras de recubrimiento de materiales.

El proyecto de grado con modalidad de pasantía se realizó en un periodo de 5 meses en la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB implementando primero los requerimientos de la empresa, después se socializó la idea del diseño, se buscaron los materiales, se realizaron los cálculos y finalmente el dibujo del prototipo. El proyecto finalizó con la aprobación por parte de la empresa del diseño de la silla de ruedas donde se espera implementar el diseño para el mejoramiento de la percepción de la experiencia de los pacientes al realizar el examen médico.

## Abstract

The transthoracic echocardiogram is a non-invasive diagnostic imaging test that shows the size of the heart, the thickness of its walls, its global, regional functioning and the appearance and behavior of its valves. Due to the fact that patients with a fairly fragile body are received, a really functional team is required in the IPS FCB SPECIALIZED SERVICES that mobilizes and helps to treat this kind of highly sensitive patients and with the greatest possible care, so that they do not perform actions that involving forces that are too strenuous or that alter their condition, the design of the new wheelchair that was carried out in this project generates a series of articulated movements using a four-bar mechanism with an actuator on the back of the chair so that when When this is activated, it is a stretcher type, it was also reviewed that the team complies with hospital safety regulations so that the patient does not feel uncomfortable or in disgust when they are treating him inside the team so that he feels the least movement, it was also sought help medical staff with the implementation of the equipment by not making a physical effort when moving and receiving Move patients when taking the exam.

For the realization of the project, the first thing that was taken into account were the requirements of the IPS SPECIALIZED SERVICES OF THE HEART, the most important of which refers to facilitating the completion of the medical examination in which the chair must be transformed into a stretcher style, that is, also lie completely in a hole in the left thoracic cavity for the comfort of the doctor at the time of the exam. The new wheelchair for the IPS to work with patients up to a maximum of 150Kg of body weight and to verify that these materials and the proposed design if it works were made the different calculations of the materials, structure, mechanism, wheel axles, selection of bearings and welding of the material. To conclude, some

proposals were mentioned to improve the life of the wheelchair, such as maintenance recommendations and other coating materials.

The degree project with internship modality was carried out in a period of 5 months in the IPS SPECIALIZED SERVICES FCB, first implementing the requirements of the company, then the design idea was socialized, the materials were searched, the calculations were made and finally the prototype drawing. The project ended with the approval by the company of the wheelchair design where it is expected to implement the design to improve the perception of patient experience when performing the medical examination.

## **Introducción**

En el presente proyecto se estudió la solución al problema presentado en la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB, donde se realiza el procedimiento médico ecocardiograma transtorácico y a la hora de realizarlo, los pacientes deben ser trasladados de una silla de ruedas convencional al ergometro IBIKE-EL. Este traslado perjudica tanto al paciente como al personal médico.

El proyecto se enfocó en diseñar una silla de ruedas especial la cual pueda adecuarse a las necesidades del procedimiento médico, el paciente debe estar totalmente acostado, debe girar a la izquierda y debe tener un orificio en el lado izquierdo del pecho para poder tomar el ecocardiograma. El trabajo es un proyecto de extensión en modalidad de pasantía el cual se realizó en un lapso de 5 meses, a partir de la aprobación del anteproyecto de grado por el comité curricular de ingeniería mecánica; teniendo en cuenta la observación del procedimiento medico con los pacientes y en encuestas hacia el personal médico sobre el nuevo diseño de la silla de ruedas y los requerimientos solicitados que cumplieran con las necesidades por completo. El trabajo de grado solo realizó el diseño de los grados de libertad de la silla de ruedas enfocándose en los cálculos y simulación; no en la construcción.

## 1. PROBLEMA

### 1.1 Título

Diseño de la silla de ruedas adecuada para la realización del procedimiento ecocardiograma transtorácico de la IPS Servicios Especializados FCB.

### 1.2 Formulación del problema

¿Cómo proporcionar diversos grados de libertad en el diseño de la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados FCB S.A.S para el procedimiento ecocardiograma transtorácico?

### 1.3 Objetivos

#### 1.3.1 Objetivo general

- Diseñar una silla de ruedas adecuada para la realización del procedimiento ecocardiograma transtorácico de la IPS servicios especializados FCB de Cúcuta Norte de Santander.

#### 1.3.2 Objetivos específicos

- Identificar los materiales adecuados para el diseño de la silla de ruedas, teniendo en cuenta los requerimientos de la IPS Servicios Especializados FCB.
- Determinar los cálculos y el diseño para la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados del corazón.
- Mencionar propuestas que aporten a maximizar la vida útil de la nueva silla de ruedas diseñada para la IPS Servicios Especializados del Corazón.

#### 1.4 Planteamiento del problema

En la IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB S.A.S, los pacientes para la realización de los exámenes ecocardiograma transtorácico, son trasladados en una silla de ruedas convencional a la sala donde se encuentra el ergometro “iBike EL”, el cual es el equipo médico que alista a los pacientes para que el procedimiento sea llevado a cabo. Durante el traslado de la silla de ruedas al ergometro, se requiere mucho esfuerzo por parte del equipo médico y los pacientes; que en su mayoría no poseen movilidad o el esfuerzo físico que realicen durante el traslado puede complicar su estado.

#### 1.5 justificación

El ecocardiograma transtorácico es una prueba diagnóstica de imagen, no invasiva donde se observa el tamaño del corazón, el grosor de sus paredes, su funcionamiento global, regional y el aspecto y comportamiento de sus válvulas. debido a que se reciben pacientes que poseen un cuerpo bastante frágil se requiere un equipo realmente funcional que movilice y ayude a tratar esta clase de pacientes altamente delicados y con el mayor cuidado posible, para que estos no realicen acciones que involucren fuerzas demasiado extenuantes o que alteren su condición, el equipo debe realizar una serie de movimientos articulados, también se debe revisar que el equipo cumpla con las normativas de seguridad hospitalaria que el paciente no se sienta incomodo o en desagrado cuando lo estén tratando dentro del equipo de forma que el sienta el menor movimiento, también se debe ajustar cualquier elemento que obstruya el procedimiento del examen a realizar para que no sea un contratiempo o imperfección en el equipo, también se busca que todo el personal médico vea una gran ayuda con la implementación del equipo y no se vean en la tarea de realizar un esfuerzo físico por parte de ellos, para mover al paciente, actualmente la silla de ruedas que posee las instalaciones de SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB S.A.S, es



una silla de ruedas convencional, la cual únicamente se usa para trasladar a los pacientes con inconvenientes para moverse dentro de la instalación, esta no posee elementos articulados que le permitan hibridar entre silla y camilla, tampoco posee el espacio o cavidad que se requiere para realizar el examen del ecocardiograma transtorácico, se pretende ajustar una silla de ruedas que pueda ser tanto camilla como silla de ruedas convencional.

## 2. MARCO REFERENCIAL

### 2.1 Antecedentes

En el 2015, Glorfrank Uribe Peñaranda realizó un proyecto titulado como “DISEÑO DE EQUIPO MOTOR DESMONTABLE PARA SILLA DE RUEDAS ESTANDAR PARA LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER” El trabajo diseño un equipo motriz eléctrico para silla de ruedas estándar, realizando los planos de la silla de ruedas y seleccionando el cambio de sistema de tracción manual a propulsión eléctrica.

En 1998, Richard Alfonso López rojas realizo el proyecto titulado como “CALCULO Y DISEÑO DE UNA SILA DE RUEDAS IMPULSADA POR UN MOTOR ELECTRICO” realizo el diseño de la silla de ruedas basado en una completa bibliografía de ingeniería, teniendo en cuenta las condiciones de diseño críticas y los respectivos factores de seguridad, por último, se realiza un despiece general en los planos de construcción.

En el 2014, López Celi realizó el proyecto "DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE SILLA DE RUEDAS ELECTRICA, CON SISTEMA DE ASCENSO Y ELEVACION" enfocado en la población discapacitada usuarios de la silla de ruedas en cuenca-Ecuador donde respecto a las ordenanzas municipales indican los diferentes pasos y desniveles diseñados para el uso de la silla de ruedas pero la mayoría están ubicados en el centro histórico de la urbe y el mayor problema surge es en el resto de los sectores que tienen barreras arquitectónicas; para esto se realizó el diseño de una silla de ruedas que permita al usuario sortear veredas de hasta 18 cm de altura y colocar su cuerpo a una altura promedio de un hombre de 1,75 metros de altura. El proyecto se realizó con una investigación descriptiva que se enfocaba en los diferentes diseños ya existentes, pero aplicándosela a las características necesarias que se requerían, este trabajo se relaciona con

la investigación en curso ya que propone la modificación de un modelo de silla de ruedas existente enfocado a la necesidad de la población.

Igualmente, Hernández y Samanó En el año 2008, elaboraron un proyecto titulado como "PROTOTIPO DE SILLA DE RUEDAS ELECTTRICA PARA BIPEDESTACION" es un proyecto que se orienta hacia las personas minusválidas donde por su discapacidad contraen diferentes enfermedades por mantenerse todo el tiempo sentados lo cual reduce su calidad de vida y en algunos casos los lleva a la muerte prematura por medio de la investigación descriptiva mostraron tres posibles soluciones a esta problemática : tablas de inclinación, estabilizadores o standers y sillas de bipedestación ; tomando así las sillas de bipedestación que son operadas manual eléctricamente y logran poner de pie a una persona de forma independiente con el uso de actuadores hidráulicos, mecánicos o eléctricos. Se relaciona con la investigación ya que nos muestra otra parte que se debe tratar en nuestro diseño que debe ser un diseño ergonómico tomando las mejores comodidades para el cuerpo de los pacientes también nos muestra algunos mecanismos que se pueden usar para la elevación de la silla.

En el 2016 se realizó el proyecto "PROTOTIPO DE SILLA DE RUEDAS ELECTRICA PARA BIPEDESTACION", por Barrientos, Sánchez Ruiz y Sánchez García. Consiste en realizar un diseño capaz de tomar múltiples posturas para personas cuadripléjicas , una silla de ruedas reclinable a fin de convertirse en camilla tomando en cuenta aspectos relacionados con la electrónica y el control para llegar a cumplir el objetivo general aplico una investigación teórica pura para lograr el diseño; este trabajo nos ayuda a ver más a fondo la parte teórica de nuestro proyecto orientándonos a la parte de control para poder tener en cuenta este aspecto y ver si se pueda implementar en nuestra propuesta.

## 2.2 Marco teórico

### 2.2.1 Marco histórico

Los primeros registros encontrados de mobiliario con ruedas son una especie de camilla infantil representada en un friso de una vasija griega y una inscripción sobre una losa de pizarra en China, ambos fechados en el siglo VI a.C. De tres siglos después, también en China, datan los registros de las primeras carretillas con ruedas utilizadas tanto para transportar personas incapacitadas como objetos pesados. No fue hasta siglos después, alrededor del 525 de. C, cuando se comenzó a representar en el arte chino la diferencia de funciones de este asiento con ruedas para transportar personas. La primera silla de ruedas creada especialmente para ese propósito fue la del rey Felipe II de España en 1595.

La primera patente sobre una silla de ruedas data de 1869. Se trataba de un modelo manual impulsado por ruedas traseras. Al poco tiempo surgieron nuevos modelos de tres ruedas y con otras modificaciones. El primer modelo impulsado eléctricamente data de 1924.

La primera silla de ruedas ligera de acero y plegable, fue creada en 1933 por el ingeniero Harry Jennings para su amigo Herbert Everest, quien había sufrido un accidente minero, ambos eran ingenieros mecánicos. Juntos formaron la compañía Everest & Jennings, que monopolizó el mercado hasta la década de los sesenta. Generalizando se tendría dos tipos de sillas de ruedas.

Manuales, impulsadas por el propio ocupante que hace girar las ruedas traseras empujando los aros acoplados en el exterior de estas. Se fabrican en dos modelos principalmente - plegables (para ahorrar espacio y poder ser transportadas en maleteros y otros habitáculos similares) y rígidas. Muchos de ambos modelos están fabricados en materiales ultraligeros, como el aluminio de aviones y el titanio al carbono con un revestimiento de Kevlar para brindarle mayor

durabilidad, y sobre todo ligereza, ya que su usuario debería ser capaz de levantarla y guardarla, consiguiendo así cierto grado de autonomía y autosuficiencia.

Eléctricas, impulsadas por motores que son accionados por baterías de 40 o 50 amperios recargables. El ocupante controla la silla por medio de un joystick y un pequeño panel de control que da acceso a configurar la velocidad y, en algunos modelos, la posición del respaldo, asiento, reposa pies, etc. colocado en uno de los apoyabrazos. Para usuarios que no puedan utilizar las manos existen dispositivos controlables por la boca. Algunos tipos cuentan con frenos con la tecnología ABS y en ciertos casos especiales con un navegador satelital y una laptop con funciones de red activas también encargada de facilitar la movilidad del afectado. Las sillas de ruedas están recogidas en la norma ISO 9999:2002.

El ecocardiograma: El ecocardiograma transtorácico es una prueba diagnóstica de imagen, no invasiva, en la que se emplean ondas sonoras de alta frecuencia (ultrasonidos). Se observa el tamaño del corazón, el grosor de sus paredes, su funcionamiento global y regional y el aspecto y comportamiento de sus válvulas. También aporta información sobre la porción inicial de la aorta, si existe acúmulo de líquido alrededor del corazón y datos sobre la circulación y las presiones pulmonares.

En que consiste el ecocardiograma transtorácico, Se emplea un transductor, que se parece a un micrófono pequeño, y que es el aparato que emite los ultrasonidos y que también recoge los ecos que producen (como si fuera el sonar de los barcos). Estos ecos son procesados por un ordenador que los transforma en imágenes que observamos en una pantalla en tiempo real.

Se le solicitará que se desnude de cintura para arriba y se tumbe en una camilla, inicialmente sobre su lado izquierdo, con el brazo izquierdo debajo de la cabeza como si fuera una almohada.

Se le colocarán unos electrodos parecidos a los de un electrocardiograma para monitorizar el ritmo cardiaco durante el estudio. Se desplazará el transductor sobre distintos puntos del tórax y parte superior del abdomen para ver el corazón desde distintos puntos, como cuando se sacan fotografías de un objeto desde varios ángulos. La luz de la sala donde se realice el ecocardiograma estará atenuada para poder apreciar mejor las imágenes del corazón.

Se empleará un gel especial que se aplicará sobre el transductor y éste sobre su piel para que el aparato pueda hacer su función. Puede que el gel esté algo frio pero ni mancha ni altera la piel. Podrá notar también una leve presión producida por el transductor sobre el pecho.

Es posible que durante el estudio se le pida que varíe su posición sobre la camilla levemente, que se tumbe boca arriba, o que no respire durante unos breves instantes, pero durante la mayor parte del estudio no deberá moverse. La duración de la prueba es variable, normalmente entre 15 y 30 minutos. Una vez concluido el estudio se le retirarán los electrodos y podrá limpiarse los restos de gel y vestirse.

La ecocardiografía se basa en el uso de ultrasonidos para estudiar la estructura y función del corazón y los grandes vasos, todo ello posible gracias a unos cristales piezoeléctricos alojados en una sonda o transductor.

La propiedad de la piezoelectricidad fue observada por primera vez por los hermanos Pierre Curie y Jacques Curie en 1880 estudiando la compresión del cuarzo. La primera aplicación práctica de la piezoelectricidad surge al final de la Primera Guerra Mundial cuando un físico francés, Paul Langevin, desarrolla el SONAR (SOUND NAVigation and Ranging). El SONAR consistía básicamente en un transductor que producía un sonido muy agudo. Este sonido, después de chocar con los cuerpos sumergidos, ya fueran barcos hundidos, peces,

ballenas o submarinos eran recogidos nuevamente por el transductor y convertidos en impulsos eléctricos. Cuanto más sólido era el objeto encontrado más fuerte era el eco recibido, y cuanto más tiempo tardaba la señal en regresar, más lejos se encontraba el objeto del transductor. De esta manera, podían detectar los barcos alemanes que con frecuencia se introducían por el canal.

A partir de ahí la técnica cayó en desuso, hasta que, de nuevo en el contexto de la Segunda Guerra Mundial, se retomó la investigación sobre los ultrasonidos y fueron utilizados para detectar las grietas que pudieran tener los barcos después del combate.

La aplicación de los ultrasonidos en el diagnóstico médico se desarrolló sobre la base de las investigaciones militares que llevaron al nacimiento del SONAR. La literatura atribuye al Dr. John J. Wild, un cirujano de Minnesota, como el primer científico en aplicarlos. Wild estudiaba la extensión y gravedad de los daños intestinales que mostraban los pacientes alcanzados por las bombas de los alemanes. Poco más tarde empezaron en Europa estudios aplicados sobre el cerebro (eco encefalograma), y al mismo tiempo los cardiólogos empezaban a usar los ultrasonidos para estudiar oscilaciones de la válvula mitral.

Los pioneros de la ecocardiografía fueron el físico Helmuth Hertz y el cardiólogo Inge Edler de la Universidad de Lund, Suecia, quienes en 1953 utilizaron la ecografía para el estudio de una estenosis mitral. A pesar de la precariedad instrumental se continuaron logrando registros muy interesantes en modo M que fueron aplicados a otras patologías y presentados en numerosas reuniones científicas. Gradualmente fue desarrollándose la técnica y fue Harvey Feigenbaum de Indiana, quien ayudó a mejorar las técnicas de registro y almacenamiento de ecocardiogramas e inició la colaboración de eco grafistas técnicos con formación específica para llevar a cabo estas pruebas.

En la década de los 50, comienza a utilizarse la emisión de continua de ondas de ultrasonido para medir el flujo de los vasos, basándose en los trabajos descritos por un físico austriaco, Christian Doppler, en 1842. En 1956 S. Satumora, Yoshida y Nimura en Japón fueron los primeros en utilizar el principio de Doppler para detectar el movimiento cardiaco.

En la década siguiente surge el Doppler pulsado, que permite la cuantificación de gradientes valvulares y es incluido en los nuevos equipos junto con la ecocardiografía bidimensional.

El ergometro eBike EL: tienen un diseño muy ergonómico que garantiza la máxima seguridad y comodidad para el paciente. La probada inteligencia de medición de eBike combinada con una interfaz de operador muy fácil de usar convence en el Lado clínico y durante el uso diario. Tiene un ajuste eléctrico automático. Dispositivo que permite mover rápidamente el ergometro desde la posición plana directamente a una posición de 45 ° (también lateral de 0 ° a 45 ° para eBike EL). Cuando el paciente se encuentra en esta posición semi reclinada, las regiones musculares y los brazos están relajados, lo que proporciona las condiciones ideales para tomar el ECG y las mediciones de presión arterial. Si surgiera la necesidad durante un examen, el ergometro, con su paciente, se puede convertir de la posición semirreclinada a la posición plana en segundos, lo que permite que el tratamiento se realice de inmediato.

El ergometro se considera que es un Instrumento destinado a medir el trabajo ejecutado por un músculo o por un grupo muscular. El ergometro es una máquina que simula la acción del remo creando de esta manera un entrenamiento en tierra además de ser utilizado como máquina para mantener la forma. No puede simular ciertos aspectos de la técnica de los barcos como puede ser la resistencia exacta del agua, los balances debidos al oleaje o los movimientos de las manos en el remo, pero si ayuda a entrenar los movimientos y posiciones básicas del remo. Es de gran ayuda en la temporada de invierno cuando no son muy frecuentes los entrenamientos en el agua.



### 2.2.2 Mecanismos

Conjunto de eslabones que forman parte de una maquina conectados entre sí; con el fin de transmitir fuerzas y movimientos. clasificándolos de la siguiente forma:

#### Mecanismos de transmisión lineal

Palanca: conjunto de objetos rígidos que sirven para transmitir fuerza o movimiento lineal, donde se le aplica una fuerza (F) con el fin de vencer una resistencia (R).

$$F * d = R * r$$

Donde:

F: fuerza o potencia.

(d): brazo de la fuerza, es la distancia desde el punto donde se ejerce la fuerza al punto de apoyo.

R: resistencia.

(r): brazo de la resistencia, es la distancia desde el punto donde se encuentra la resistencia a vencer al punto de apoyo.

Polea: rueda ranurada mediante la cual pasa un cable por la mitad de la ranura, buscando que al igual que la palanca por medio de una fuerza(F) vencer la resistencia (R).

$$\text{estatica} = F = R$$

$$\text{un extremo fijo y otro movil} = F = \frac{R}{2}$$

$$\text{varias poleas} = F = \frac{R}{\# \text{ de poleas}}$$

## Mecanismos de transmisión circular

Engranajes y sistema de engranajes: Ruedas ranuradas con forma saliente llamados dientes; donde por medio de un movimiento circular encajan entre sí y arrastran las unas a las otras. La relación de transmisión depende relativamente del tamaño de los engranes:

$$\text{relacion de transmision} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Donde:

$Z_1, Z_2 = N.^\circ$  de dientes de la rueda 1 (motriz) y 2 (conducida o piñón)

$n_1, n_2 =$  velocidades de los engranajes motriz y conducido (piñón) (rpm)

Tornillo sinfín-corona: Mecanismo de transmisión entre ejes perpendiculares que se conforma por un engrane circular llamado corona y un tornillo con dentado helicoidal llamado sin fin.

## Mecanismos de transformación de movimiento

- Manivela-torno: consiste en un cilindro horizontal (tambor) sobre el que se enrolla (o desenrolla) una cuerda o cable cuando le comunicamos un movimiento giratorio a su eje.
- Piñón-cremallera: Este mecanismo está formado por una rueda dentada (piñón) que engrana con una barra también dentada llamada cremallera.
- Tornillo-tuerca: Mecanismo compuesto por un eje roscado (husillo) y una tuerca con la misma rosca que el eje. Si se gira la tuerca, ésta se desplaza linealmente sobre el husillo (y viceversa).
- Biela-manivela: Este mecanismo está formado por una manivela que tiene un movimiento circular y una barra llamada biela. La biela está unida con articulaciones por un extremo a la

manivela, y por el otro a un sistema de guiado (un pistón o émbolo encerrado en unas guías) que describe un movimiento rectilíneo alternativo en ambos sentidos.

- Tornillo-tuerca: Mecanismo compuesto por un eje roscado (husillo) y una tuerca con la misma rosca que el eje. Si se gira la tuerca, ésta se desplaza linealmente sobre el husillo (y viceversa).

- Biela-manivela: Este mecanismo está formado por una manivela que tiene un movimiento circular y una barra llamada biela. La biela está unida con articulaciones por un extremo a la manivela, y por el otro a un sistema de guiado (un pistón o émbolo encerrado en unas guías) que describe un movimiento rectilíneo alternativo en ambos sentidos.

- Cigüeñal: En el caso de los motores se colocan una serie de bielas en un mismo eje acodado, donde cada uno de los codos del eje hace las veces de manivela. A este conjunto se le denomina cigüeñal. El cigüeñal transforma el movimiento de las bielas en un movimiento de rotación en el eje.

#### Grado de libertad

Los grados de libertad (GDL) hacen referencia al número de movimientos independientes que se pueden realizar. En otras palabras, un grado de libertad es la capacidad de moverse a lo largo de un eje (movimiento lineal) o de rotar a lo largo de un eje (movimiento rotacional). Para determinar los grados de libertad totales de un mecanismo se debe tener en cuenta el número de eslabones y articulaciones, así como las interacciones entre ellos. De acuerdo a la condición de Kutzbach (Shigley & Uicker, 1988 pág. 13). La ecuación de Kutzbach se define como:

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2$$

Donde:

$m$ : grados de libertad.

$n$ : numero de eslabones.

$j_1$ : número de pares de un solo grado de libertad.

$j_2$ : número de pares con dos grados de libertad.

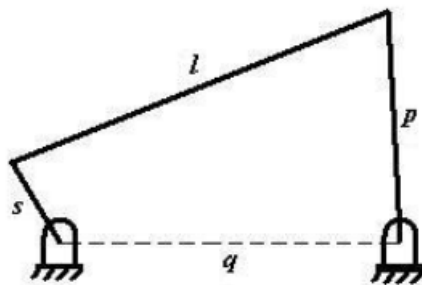
Para un mecanismo de cuatro barras, los grados de libertad son:

$$m = 3(4 - 1) - 2(4) - 0 = 1$$

Mecanismo plano de cuatro barras

Es un mecanismo formado por tres barras móviles, una cuarta barra fija y unidas mediante nudos articulados. Las barras móviles están unidas a la fija mediante pivotes.

Ilustración 1. mecanismo de cuatro barras.



Tomado de: Mabie, H. & Reinholtz, C. Mecanismos. (2012).

Donde:

$s$ : eslabón de entrada que es el eslabón más corto.

$p$ : eslabón seguidor que se conecta con B pivote móvil y N pivote a tierra.

$q$ : longitud de uno de los eslabones de longitud intermedia.

$l$ : conecta el eslabón de entrada con el de salida que sería la longitud del eslabón más largo.

$q$ : longitud del otro eslabón de longitud intermedia.

### Ley de Grashof

La Ley de Grashof es una fórmula utilizada para analizar el tipo de movimiento que hará el mecanismo de cuatro barras: para que exista un movimiento continuo entre las barras, la suma de la barra más corta y la barra más larga no puede ser mayor que la suma de las barras restantes, asegurándose de que la manivela de entrada pueda realizar una revolución completa. El teorema de Grashof establece que un mecanismo de cuatro barras tiene al menos un eslabón giratorio si:

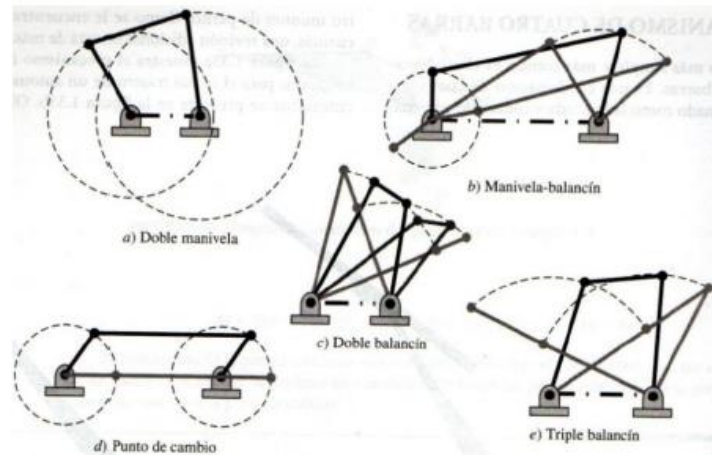
$$s + l \leq p + q$$

Si no se satisface esta desigualdad, ningún eslabón efectuara una revolución completa en relación a otro. A la inversa, los tres eslabones que no estén fijos solamente oscilaran si:

$$s + l > p + q$$

### 2.2.3 tipos de mecanismos de cuatro barras

Ilustración 2. Categoría de los mecanismos de cuatro barras.



Tomado de: David, M. (2012).

Donde:

Es de tipo A si:  $s + l < p + q$

Es de tipo B si:  $s + l < p + q$

Es de tipo c si:  $s + l < p + q$

Es de tipo D si:  $s + l = p + q$

Es de tipo E si:  $s + l > p + q$

#### Ventaja mecánica y Angulo de transmisión

La ventaja mecánica de un mecanismo es la razón de la fuerza de salida dividida entre la fuerza de entrada. Donde, las definiciones del ángulo de transmisión dependen de la selección del eslabón impulsor.

El ángulo de transmisión es un ángulo entre el vector de la fuerza que un elemento conductor hace y la otra componente de esta fuerza; que es perpendicular a la velocidad en el punto de aplicación de la fuerza.

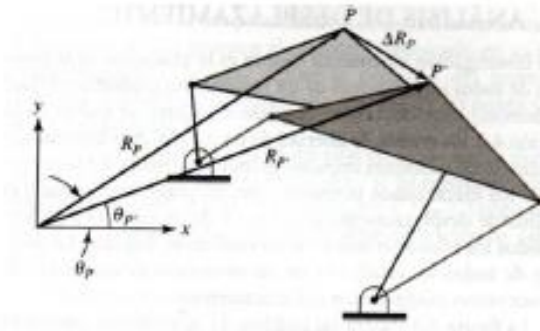
### Desplazamiento

El desplazamiento es el producto final del movimiento. Se trata de un vector que representa la distancia entre la posición inicial y la posición final de un punto o un eslabón. Considere dos tipos de desplazamiento: lineal y angular.

### Desplazamiento lineal

El desplazamiento lineal  $\Delta R$ , es la distancia lineal recta entre la posición inicial y la posición final de un punto durante un intervalo de tiempo. la figura 3 ilustra el punto P de un mecanismo que se desplaza a la posición P.

Ilustración 3. Vector de desplazamiento de punto P.



Tomado de: David, M. (2012).

el desplazamiento lineal del punto p se denota con  $\Delta R_p$  y se calcula como la diferencia vectorial entre la posición inicial y la posición final. Dado en forma de ecuación:

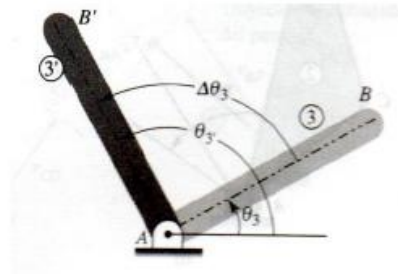
$$\Delta R_p = R'_p - R_p$$

## Desplazamiento angular

El desplazamiento angular,  $\Delta\theta$ , es la distancia angular entre dos configuraciones de un eslabón. Es la diferencia entre la posición angular inicial y la posición angular final del eslabón, como se ve en la figura 4. El desplazamiento angular de un eslabón, por ejemplo, el eslabón 3, se representa con  $\Delta\theta_3$  y se define con la ecuación:

$$\Delta\theta_3 = \theta'_3 - \theta_3$$

Ilustración 4. Desplazamiento angular.



Tomado de: David, M. (2012).

## Análisis de desplazamiento

Una parte importante en el análisis de desplazamiento es la ubicación de la posición de todos los eslabones de un mecanismo conforme al eslabón impulsor que es el que desplaza un cierto número de grados. Los mecanismos de cuatro barras tienen un grado de libertad, el análisis de desplazamiento consiste en determinar la posición de todos los eslabones mientras un eslabón se desplaza. la posición de todos los eslabones en un momento determinado se conoce como configuración del mecanismo.



#### 2.2.4 Selección de rodamientos

Al seleccionar rodamientos para cualquier propósito, lo que se quiere, en última instancia, es estar seguro de alcanzar el nivel requerido de rendimiento del equipo, y al menor costo posible. La resistencia también es muy importante porque puede que no se conozcan con precisión las condiciones en las que el equipo se monta, funciona y se mantiene y, de hecho, pueden variar con el tiempo.

##### Selección de tamaño en función de la vida nominal

Para aplicaciones en las que los rodamientos funcionan en condiciones de funcionamiento típicas, es decir, velocidad normal, buenas condiciones de lubricación y sin cargas elevadas o máximas, determine el tamaño adecuado del rodamiento en función de la vida útil requerida del rodamiento, teniendo en cuenta los posibles efectos de la fatiga por contacto de rodadura (Rolling contact fatigue, RCF). Esta sección describe las ecuaciones de vida nominal del rodamiento y los factores que deben determinarse para realizar la evaluación:

- Vida útil: Para calcular la vida útil esperada del rodamiento, puede utilizar la vida nominal básica,  $L_{10}$ , o la vida nominal SKF,  $L_{10m}$ . Si tiene experiencia con las condiciones de funcionamiento relacionadas con la lubricación y la contaminación, y sabe que las condiciones en las que está trabajando no tienen un efecto dramático en la vida útil de sus rodamientos, utilice el cálculo de vida nominal básica; de lo contrario, SKF recomienda utilizar la vida nominal SKF. La vida útil del rodamiento se define como la cantidad de revoluciones (o la cantidad de horas de funcionamiento) que el rodamiento puede soportar a una determinada velocidad antes de que aparezca el primer indicio de fatiga del metal (descascarillado) en el camino de rodadura del aro interior o exterior, o en un elemento rodante.

Para determinar el tamaño correspondiente de un rodamiento con la definición que se indica aquí, compare la vida nominal calculada frente a la expectativa de vida útil de la aplicación del rodamiento. en la figura 6 algunos de los casos más comunes.

Ilustración 5. Valores orientativos de la vida especificada de diferentes tipos de máquinas.

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tomos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

- Vida nominal: La vida nominal básica,  $L_{10}$ , es la vida a fatiga alcanzada o superada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente representativo, que funciona en idénticas condiciones de funcionamiento.

Se considera únicamente la carga y la velocidad, puede utilizar la vida nominal básica  $L_{10}$

La vida nominal básica de un rodamiento según la normativa ISO 281 es:

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

Al realizar el cálculo, Si la velocidad es constante, a menudo es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

Donde:

$L_{10}$ : vida nominal básica con una confiabilidad del 90% (millones de revoluciones).

$L_{10h}$ : vida nominal básica con una confiabilidad del 90% (millones de horas).

C: capacidad de carga dinámica (kN).

P: carga dinámica equivalente del rodamiento (kN).

n: velocidad de giro (rpm).

p: exponente de la ecuación de la vida útil.

considerar que según el manual de la SKF se puede considerar un  $p=3$  para los rodamientos de bolas.

Carga dinámica equivalente del rodamiento, P

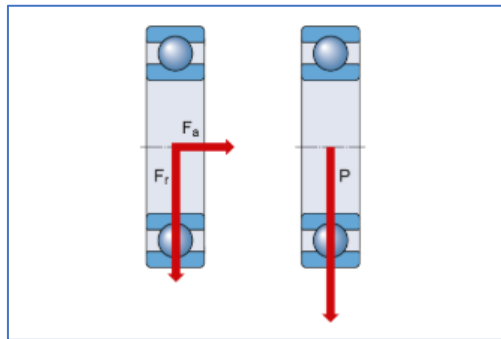
Las cargas que actúan sobre un rodamiento se calculan según las leyes de la mecánica mediante las fuerzas externas, como las fuerzas producidas por la transmisión de potencia, las fuerzas de trabajo, las fuerzas gravitacionales o de inercia, conocidas o que se puedan calcular.

En circunstancias reales, las cargas que actúan sobre un rodamiento pueden no ser constantes, pueden actuar tanto radial como axialmente, y están sujetas a otros factores que requieren la modificación o, en algunos casos, la simplificación de los cálculos de carga.

El valor de carga,  $P$ , utilizado en las ecuaciones de vida nominal del rodamiento, es la carga dinámica equivalente del rodamiento. La carga dinámica equivalente del rodamiento se define como: una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que actúa radialmente sobre los rodamientos radiales, y axialmente y centrada sobre los rodamientos axiales.

Esta carga hipotética, al ser aplicada, tendría la misma influencia en la vida útil del rodamiento que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento. Ver ilustración.

Ilustración 6. Carga dinámica equivalente del rodamiento.



Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Cuando un rodamiento se somete simultáneamente a una carga radial  $F_r$  y una carga axial  $F_a$  que son constantes en magnitud y sentido, la carga dinámica equivalente  $P$  del rodamiento se puede calcular a partir de la ecuación general:

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde:

$P$ : carga dinámica equivalente del rodamiento (kN).

$F_r$ : carga radial real del rodamiento(kN).

$F_a$ : carga axial del rodamiento (kN).

X: factor de carga radial del rodamiento.

Y: factor de carga axial del rodamiento.

En el caso de los rodamientos radiales de una hilera, una carga axial solo influye en la carga dinámica equivalente  $P$  si la relación  $Fa/Fr$  excede un determinado factor límite  $e$ . Para los rodamientos de dos hileras, incluso las pequeñas cargas axiales influyen en la carga equivalente y deben ser consideradas.

Esta misma ecuación general también se puede aplicar a los rodamientos axiales de rodillos a rótula, capaces de soportar cargas tanto axiales como radiales. Algunos rodamientos axiales, como los rodamientos axiales de bolas, los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y de agujas, pueden soportar únicamente cargas axiales puras. Para estos rodamientos, siempre que la carga esté centrada, la ecuación se simplifica de la siguiente manera.

$$P = Fa$$

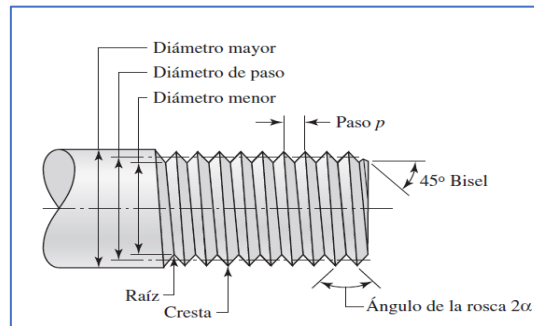
### 2.2.5 Sujetadores roscados

un tornillo es un dispositivo que se utiliza para la sujeción de un objeto. Cuenta con un cuerpo (caña) alargado y enroscado que se introduce en la superficie y con una cabeza que dispone de ranuras para que pueda emplearse una herramienta y así realizar la fuerza correspondiente para su fijación.

De acuerdo con su finalidad, los tornillos presentan diferentes características. Los tornillos más comunes se fabrican con metal por su resistencia. Las cabezas de los tornillos también varían, y por eso existen tornillos de cabeza oval, de cabeza plana, tipo Phillips (con ranuras en cruz) y otros.

En ocasiones, los tornillos no se introducen en una pared, sino que atraviesan roscas para fijar diferentes partes de un mismo mecanismo o engranaje. Para esto es necesario que las tuercas y los tornillos tengan los tamaños adecuados para complementarse.

Ilustración 7. Terminología de rosca de tornillo.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada  $N$ .

El diámetro mayor  $d$  es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

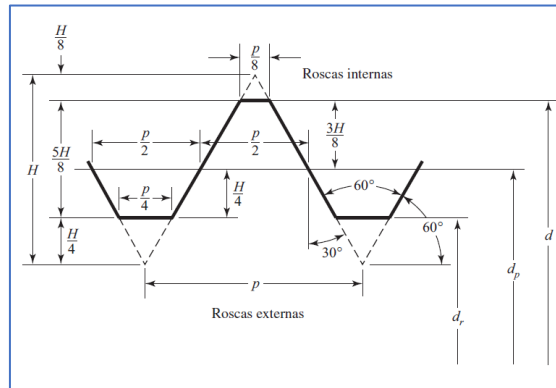
El diámetro menor (o raíz)  $d_r$  es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El diámetro de paso  $d_p$  es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

Todas las roscas se hacen de acuerdo con la regla de la mano derecha, a menos que se indique otra cosa.

Los parámetros para las roscas están estandarizados por normas como se muestra a continuación:

Ilustración 8. Perfil básico de rosca.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

La norma para roscas American National Unified ha sido aprobada en Estados Unidos y Gran Bretaña para su empleo en todos los productos roscados estandarizados. El ángulo de la rosca es  $60^\circ$  y sus crestas pueden ser aplanadas o redondas.

Este perfil mostrado es el usado para los modelos M y MJ donde:

d: diámetro mayor.

$d_r$ : diámetro menor.

$d_p$ : diámetro de paso.

p: paso.

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} p$$

Las roscas unificadas se especifican enunciando el diámetro mayor nominal, el número de roscas por pulgada y la serie de rosca, Existen dos series principales de roscas unificadas de uso común: UN y UNR. La diferencia entre ellas es simplemente que en la serie UNR se usa un radio de la raíz. Debido a los factores reducidos de concentración de esfuerzo en la rosca, las roscas de

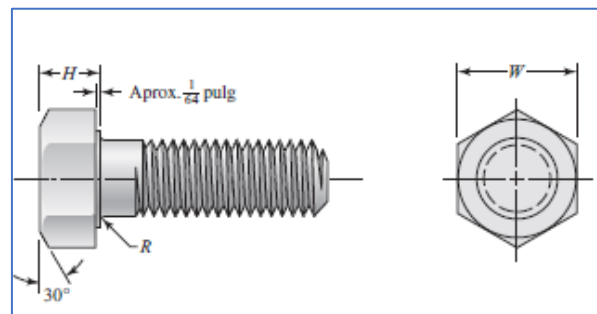
serie UNR presentan mayores resistencias a la fatiga. Un ejemplo claro de esto sería: 5/8 pulg – 18UNRF

Las roscas métricas se especifican mediante el diámetro y el paso en milímetros, en ese orden.

Un ejemplo claro de esto sería:  $M12 * 1.75mm$

Para sujetadores los puntos de concentración del esfuerzo se encuentran en el filete al inicio de la rosca y en el filete de la raíz de la tuerca.

Ilustración 9. Tornillo básico de cabeza hexagonal.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

La longitud de las roscas de los tornillos sería definida por las siguientes consideraciones, Para pulgadas:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ pulg} & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg} & L > 6 \text{ pulg} \end{cases}$$

Para métrico sería:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \quad d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$



La longitud ideal del tornillo es aquella donde sólo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta.

Los agujeros de los tornillos quizás presenten rebabas o bordes agudos después de su formado, que podrían penetrar en el entalle e incrementar la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, para prevenir este problema, siempre deben usarse arandelas debajo de la cabeza del perno. Deben ser de acero endurecido y cargadas en el perno de manera que el borde redondeado del agujero estampado esté de frente al tornillo.

El propósito de un tornillo es sujetar dos o más partes. La carga de sujeción estira o alarga el tornillo; la carga se obtiene haciendo girar la tuerca hasta que el tornillo se alargue casi hasta su límite elástico. Si la tuerca no se afloja, la tensión en el tornillo permanece como la fuerza de precarga o de sujeción. Cuando se aprieta, el mecánico debe, si es posible, mantener estacionaria la cabeza del tornillo y hacer girar la tuerca: de esta manera el cuerpo del tornillo no sentirá el par de torsión de fricción de la rosca.

Rigidez del sujetador:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \text{ o bien } k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

Donde la rigidez es dada por la expresión

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad k_d = \frac{A_d}{l_d}$$

Donde:

At: área de esfuerzo sometida a tensión.

lt: longitud de la parte roscada de agarre.

Ad: área del diámetro mayor del sujetador.

$l_d$  = longitud de la parte sin rosca en agarre

Rigidez de elementos: considere que aprender qué sucede cuando la conexión ensamblada se somete a una carga externa de tensión es necesario conocer ambas rigideces. A continuación, se denotan una serie de elementos que favorecen el cálculo de rigidez.

Resistencia del perno: La carga de prueba es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La resistencia de prueba está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión. Los grados de los pernos se numeran de acuerdo con las resistencias a la tensión, utilizando decimales para señalar variaciones al mismo nivel.

### 2.2.6 Diseño de ejes

Los ejes tienen esfuerzos de tensión flexión o torsión. Los esfuerzos fluctuantes debido a flexión y torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Combinando los esfuerzos, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_f T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Sustituyendo  $\sigma'_a$  y  $\sigma'_m$  en la formula del criterio de falla por fatiga tenemos: EDGOODMAN

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Obtenemos

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

Y resolviendo la ecuación para diámetro

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

ED-GERBER

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left( \frac{8A}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

ED-ASME elíptica

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

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

#### ED-SODERBERG

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

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

Para un eje giratorio con flexión y torsión constantes todas las ecuaciones pueden simplificarse tomando  $M_m = 0$  y  $T_a = 0$ .

Los criterios de GERBER Y GOODMAN no protegen contra la fluencia por lo tanto se hace la verificación calculando el esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\sigma'_{\max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2}$$

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

Y se compara con la resistencia a la fluencia

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{\max}}$$

Donde

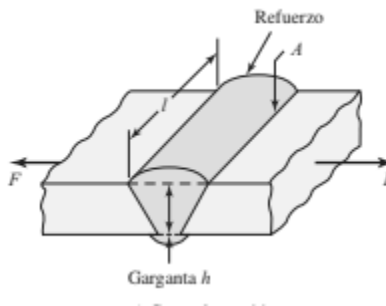
$$(\sigma'_a + \sigma'_m) \geq \sigma'_{\max}$$

### 2.2.7 Diseño de soldadura

En este proyecto se utilizó la soldadura como medio de unión de piezas puesto que las secciones son delgadas para permitir el ensamble rápido de la máquina.

Soldaduras a tope y de filete

Ilustración 10. Soldaduras a tope y de filete.

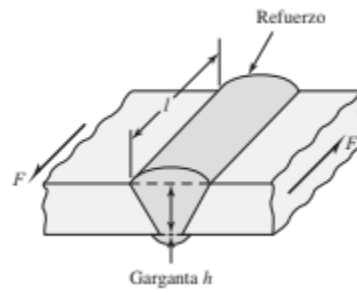


Donde:

$F =$  axial que origina un esfuerzo normal en el cordón de la soldadura

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{l * h}$$

Ilustración 11. Soldadura a tope y filete 2.

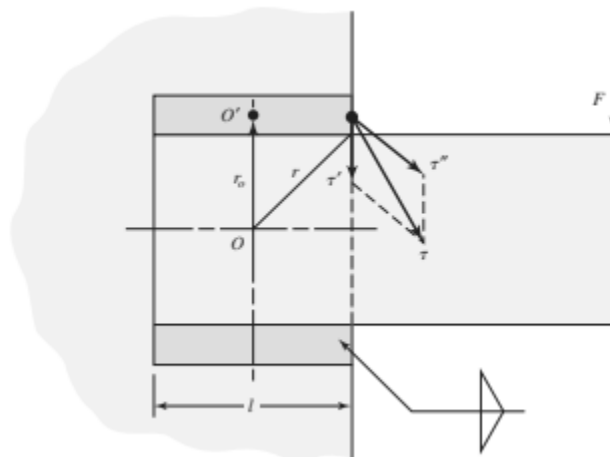


Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$\tau = \frac{v}{A} = \frac{v}{h * l}$$

Juntas soldadas a torsión

Ilustración 12. Soldaduras a tope y filete 3.

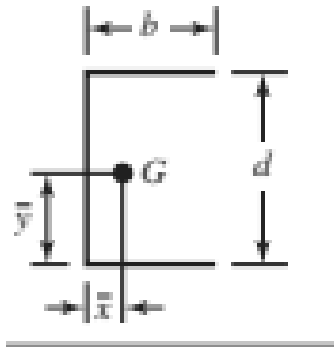


Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley

Una barra soldada a un eje perpendicular y bajo la acción de una carga F va a producir un esfuerzo cortante en los cordones de soldadura: primario, secundario.

Cordón de soldadura:

Ilustración 13. Cordón de soldadura.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley

Área:

$$area = (b + d + b) * 0.707h = 0,707h(2b + d)$$

$$segundo\ momento\ polar\ unitario\ del\ area = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$$

Reacciones

$$v = fuerza\ de\ corte\ interno\ resistente$$

$$M = momento\ flector\ interno\ resistente$$

Esfuerzo de corte primario:

Originado por la fuerza de corte interno resistente, es la relación de la fuerza cortante primaria y el área de los cordones de soldadura.

$$\varphi' = \frac{v}{A}$$

Esfuerzo de corte secundario:

Originado por el momento de la fuerza

$$\varphi'' = \frac{Mr}{J}$$

Donde:

*M = momento de las fuerzas*

*r = distancia entre el centro de la junta y el punto de analisis*

*J = momento polar de inercia*

Esfuerzo de corte en el cordón

$$\varphi = [\varphi'^2 + \varphi''^2]^{1/2}$$

### 2.3 Marco contextual

Servicios especializados del Corazón, es una empresa Norte Santandereana, ubicada en el área metropolitana de la ciudad de Cúcuta, su domicilio es en la calle 19 N°1-44. creada con el objeto social de prestar servicios de salud, principalmente en el área cardiovascular, servicios de consulta externa especializada, cardiología no invasiva adulto y pediátrico, intervencionismo, medicina nuclear, perinatología y transporte asistencial básicos servicios. Especializados del Corazón es una empresa integral, abarcando las áreas de recurso humano, la tecnología y el direccionamiento estratégico y administrativo permitiéndole a la población Norte santandereana el acceso a nuestros servicios con eficiencia, confiabilidad y calidad, para poder satisfacer las necesidades de los pacientes cuenta con las líneas de atención al cliente: 58300, 3202745021 – 32027455025, Cuenta con horarios de atención al público de lunes a viernes desde las 07:00 am



hasta las 06:00 pm y los días sábados de 08:00 am hasta las 11:00 am. Nuestro sentido de pertenencia es vital en la población Norte santandereana que se cuenta con plataforma virtual para atención oportuna de los pacientes y con un logo que nos representa, a continuación en la figura 14 se puede mostrar el logo e la empresa.

Ilustración 14. Logo de al IPS



Tomado de: [www.sefcb.co](http://www.sefcb.co)

Se cuenta con una infraestructura desarrollada que permite atender a los pacientes desde la prevención primaria hasta patologías complejas, con tratamientos de intervencionismo endovascular sofisticados, lo cual ha permitido que los pacientes no tengan que desplazarse a otras ciudades, a continuación, en la figura 15 se puede observar la infraestructura de la empresa.

Ilustración 15. Fachada de la IPS



Tomado de: [www.sefcb.co](http://www.sefcb.co)

#### 2.4 Marco legal

Reglamento del trabajo de grado. El consejo superior universitario mediante el acuerdo N° 069 de septiembre 5 de 1997 expide el Estatuto Estudiantil de la UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER, “De acuerdo con el artículo 140 del estatuto estudiantil de la UNIVERSIDAD FRANCISCO PAULA SANTANDER”, establece las modalidades de los trabajos de grados, por los cuales, el estudiante puede adoptar para cumplir con este prerrequisito de graduación. Esta reglamentación básica de prerrequisito para trabajo de grado se hace necesaria, con el objetivo primordial de establecer criterios institucionales, marco básico en el cual el Comité Curricular de cada plan de estudios elabora las normas y procedimientos específicos que reglamentan internamente el trabajo de grado.

Las IPS son controladas por, El Ministerio de la Salud y Protección Social (Colombia), la Comisión de Regulación en Salud (CRES) que reemplazó al Consejo Nacional de Seguridad Social en Salud (CNSSS) por la Ley 1122 de 2007, y la Superintendencia Nacional de Salud que vigila y controla a los actores del sistema.

La Súper salud, según la ley 100 de 1993, es el máximo órgano de inspección, vigilancia y control del Sistema General de Seguridad Social en Salud.

Las siguientes leyes regulan y velan por la seguridad de los pacientes a la hora de implementar equipos médicos por consiguiente estas poseen los lineamientos para el diseño de esta clase de equipos, ley 9 de 1979, decreto 2092 de 1986, ley 100 de 1993, resolución 434 de 2001, ley 711 de 2001, ley 715 de 2001, decreto 919 de 2004, resolución 2263 de 2004, resolución 3924 de 2005, decreto 4725 de 2005, decreto 2200 de 2005, resolución 1043 de 2006, decreto 1011 de 2006, ley 1122 de 2007, resolución 4002 de 2007, decreto 1030 de 2007, resolución 4396 de 2008, resolución 4816 de 2008, resolución 1319 del 2010, resolución 723 del 2010.

## 2.5 Glosario de términos

- **Carga distribuida:** Carga que se aplica a toda la longitud de un elemento estructural o a una parte de éste. También llamada carga repartida.

- **Chasis:** consiste en una estructura interna que sostiene, aporta rigidez y da forma a un vehículo u objeto en su construcción y uso. Es análogo al esqueleto de un animal. Para el caso de un vehículo, consta de un armazón que integra entre sí y sujeta tanto los componentes mecánicos, como el grupo moto propulsor y la suspensión de las ruedas.

- **Ergonomía:** existen dos definiciones sobre este término en la actualidad, Según la Asociación Internacional de Ergonomía, la ergonomía es el conjunto de conocimientos científicos aplicados para que el trabajo, los sistemas, productos y ambientes se adapten a las capacidades y limitaciones físicas y mentales de la persona. Según la Asociación Española de Ergonomía, la ergonomía es el conjunto de conocimientos de carácter multidisciplinar aplicados para la adecuación de los productos, sistemas y entornos artificiales a las

necesidades, limitaciones y características de sus usuarios, optimizando la eficacia, seguridad y bienestar.

- **Freno de bicicleta:** Un freno de bicicleta es un sistema que permite detener, reducir o mantener sin que se incremente, la velocidad de una bicicleta, mecanismos de activación El principal mecanismo de accionamiento mecánico moderno usa las palancas de freno, junto a los cables Bowden para mover los brazos del freno, lo que obliga a las almohadillas (pastillas) contra la superficie de frenado de la llanta .

- **Fuerza:** Una fuerza es una interacción mecánica que hacer variar la velocidad de un cuerpo con masa. Existen múltiples clasificaciones de fuerzas, como pueden ser en función del tipo de interacción (fuerzas de contacto o fuerzas a distancia) o en función de la superficie sobre la que esta se aplique (fuerzas distribuidas o puntuales).

- **Grados de libertad:** número de movimientos independientes que se pueden realizar. En otras palabras, un grado de libertad es la capacidad de moverse a lo largo de un eje (movimiento lineal) o de rotar a lo largo de un eje (movimiento rotacional).

- **Guaya:** Se dice "Guaya" regularmente al cable de acero que se utiliza para levantar o acarrear carga.

- **Mecanismo:** son elementos destinados a transmitir y/o transformar fuerzas y/o movimientos desde un elemento motriz (motor) a un elemento conducido (receptor), con la misión de permitir al ser humano realizar determinados trabajos con mayor comodidad y menor esfuerzo. Conjunto de piezas o elementos que ajustados entre sí y empleando energía mecánica hacen un trabajo o cumplen una función.

- Mecanismos de transformación circular-lineal: En este caso, el elemento de entrada tiene movimiento circular, mientras que el elemento de salida tiene movimiento lineal. Ejemplo: El mecanismo piñón-cremallera.

- Mecanismos de transformación circular-alternativo: En este caso, el elemento de entrada tiene movimiento circular, mientras que el elemento de salida tiene movimiento alternativo. Ejemplo: El mecanismo de biela-manivela.

- Mecanismos de transformación del movimiento: En estos mecanismos, el tipo de movimiento que tiene el elemento de entrada del mecanismo es diferente del tipo de movimiento que tenga el elemento de salida, es decir, el tipo de movimiento se transforma en otro distinto, de ahí el nombre de mecanismo de transformación. Estos mecanismos se dividen en dos grupos:

- Palanca: La palanca es una máquina simple cuya función es transmitir fuerza y variar desplazamiento. Está compuesta por una barra rígida que puede girar libremente alrededor de un punto de apoyo denominado fulcro.

- Resorte: la palabra resorte describe a un operador de características elásticas que puede conservar y liberar energía sin experimentar deformaciones permanentes cuando la fuerza ejercida sobre él termina. Los resortes poseen múltiples usos, en todas las situaciones en las que es necesario aplicar una determinada fuerza y que ésta luego sea retornada en forma de energía.

- Uniones articuladas: permiten un movimiento de rotación o giro entre las piezas que unen se usan en fijaciones de elementos que se articulan como las bisagras de pasador.

### 3 DISEÑO METODOLÓGICO

#### 3.1 tipo de investigación

Para el presente proyecto con modalidad pasantía se seleccionó una metodología de tipo descriptiva-explicativa, debido a que se buscó describir un fenómeno y explicar a través de cálculos y recomendaciones tomadas en cuenta de catálogos y libros que permitieron cumplir el objetivo general.

Este proyecto se enfocó en el método de sistematización de conocimientos debido a que, para realizar el diseño de la silla de ruedas, la parte más importante viene en los cálculos, los cuales permiten cumplir con los parámetros solicitados por la IPS en donde se realizó la pasantía.

#### 3.2 Procedimientos de la investigación

Para el siguiente diseño de la silla de ruedas se tuvieron en cuenta diferentes procedimientos, y son los siguientes:

- Recopilar información sobre proyectos enfocados en las sillas de ruedas.
- Analizar y observar el procedimiento de un examen ecocardiograma torácico desde que llega el paciente a la IPS hasta que se realiza el examen.
- Definir los grados de libertad de la silla.
- Realizar los diferentes cálculos para el diseño de los grados de libertad necesarios para la función de la silla de ruedas.
- Realizar los costos de construcción del diseño de la silla de ruedas.
- Socializar el proyecto.

### 3.3 Fuentes de información

Debido a la cantidad de información que se necesita para poder cumplir con el óptimo diseño para la silla de ruedas se establecieron las fuentes de información en dos, todo con la finalidad de poder organizar y filtrar mejor la información al momento de estudio y diseño, y son las siguientes:

#### 3.3.1 Fuentes de información primarias

La empresa SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB S.A.S cuenta con un equipo médico al momento de realizar el procedimiento ecocardiograma transtorácico donde se encuentra el médico y unas enfermeras como auxiliares; serán nuestra principal fuente de información junto con los pacientes que se reciben en la empresa para tomar el examen.

#### 3.3.2 Fuentes de información secundarias

La información de las fuentes secundarias se agrega de otros trabajos de grado relacionados con la modificación de diferentes sillas de ruedas, libros con énfasis en diseño y elementos de máquinas; blogs, historiales y documentos relacionados con ergonomía de elementos clínicos o herramientas clínicas, información encontrada en las distintas páginas de internet.

#### 4 DISEÑO DE LA SILLA DE RUEDAS DE LA IPS SERVICIOS ESPECIALIZADOS FCB; EMPLEADA PARA LA REALIZACIÓN DEL PROCEDIMIENTO ECOCARDIOGRAMA TRANSTORÁCICO

En el presente punto se realiza el diseño de la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados FCB, para el cumplimiento del objetivo general, se desarrollaron los objetivos específicos, los cuales permiten obtener información que conlleva al diseño de la silla de ruedas.

4.1 Materiales adecuados para el diseño de la silla de ruedas, teniendo en cuenta los requerimientos de la IPS Servicios Especializados FCB

En el presente capítulo de resultados, lo primero que se realizó fue una indagación con el personal de la IPS que está a cargo de supervisar el nuevo diseño de la silla de ruedas, con el fin de conocer cuáles eran los requerimientos específicos del nuevo diseño y el por qué se requería mejorar la silla de ruedas con la que cuenta dicha entidad. Tales requerimientos fueron:

1. Silla de ruedas tipo camilla, es decir que de manera automática pueda hacer el movimiento de arriba abajo, pasando de 90° a 180° y de regreso.
2. Prototipo con diseño estructural, con el fin de tener las medidas y posteriormente elaborar la silla de ruedas.
3. Considerar estabilidad de la estructura para bienestar de los pacientes, teniendo en cuenta que el examen que se realiza es de suma importancia y además que a las personas que se les realiza el mismo son personas que se encuentran enfermas.
4. Resistir un peso máximo de 150kg.
5. De fácil manejo para el personal de la IPS, debido a que en la mayoría de ocasiones este examen se realiza en urgencias, por ende, debe ser práctica para su uso.



6. Su diseño debe tener fácil acceso a la cavidad torácica izquierda para la realización del examen.

Teniendo en cuenta los requerimientos de la IPS se procede a especificar los materiales que se adapten al diseño de la nueva silla de ruedas

Tabla 1. Materiales para el diseño

MATERIAL	DESCRIPCION
TUBERIA COLD ROLLED	Material utilizado para la fabricación de muebles y estructuras livianas, fabricados en acero 1020 con procesos de conformado en frío y electro fusión; por su bajo contenido de carbono , es altamente soldable y presenta una buena maleabilidad permitiendo hacer trabajos de doblez y deformación Plástica en frío.
BARRAS DE ACERO	Tubos en acero 1020 de superficie lisa y de sección circular, utilizado para soportar mayores cargas en las articulaciones.
PLASTICO	Polímero ABS (acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) altamente resistente a los impactos, proporciona rigidez teniendo en cuenta la base del diseño a realizar, baja absorción de agua pensando en el ambiente que se va a trabajar y en el peso de los pacientes.
ACTUADOR	Actuador lineal eléctrico, para dar movimiento a la parte del espaldar de la silla.
FRENO DE MANO	son frenos con zapatas, utilizados comúnmente en las sillas existentes en el mercado, están montados en el tubo que queda debajo del asiento, y se activan empujándolos hacia adelante
MANGOS DE EMPUJE	mangos hechos de plásticos colocados en la parte posterior del asiento para tener un mejor agarre de la silla de ruedas

## 4.2 Cálculos y diseño para la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados del corazón

### Grados de libertad

Se requiere un mecanismo o sistema mecánico que permita bajar el espaldar y subir los reposapiernas al mismo tiempo de forma que un solo accionamiento genere un movimiento simultáneo y que proporcione el movimiento oscilatorio del espaldar con respecto al asiento y el movimiento oscilatorio de los reposapiernas con respecto al asiento, debido a esto se optó por un mecanismo de cuatro barras, así mismo una estructura que permita el desplazamiento y estabilidad de la silla de ruedas a la hora de accionar este mecanismo de ahí el hecho de que esta posea frenos de mano los cuales impiden el movimiento giratorio de las ruedas traseras, luego para definir los grados de libertad propios del mecanismo de cuatro barras, empleando la expresión mencionada en el marco teórico.

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2$$

Donde:

$m =$  Grados de libertad

$n =$  Numero de eslabones

$j_1 =$  Numero de pares de un solo grado de libertad

$j_2 =$  Numero de pares con dos grados de libertad

Para un mecanismo de cuatro barras, los grados de libertad son:

$$m = 3(4 - 1) - 2(4) - 0 = 1$$

Este sería el grado de libertad que definiría el movimiento oscilatorio del espaldar y los reposapiernas, demostrando que los elementos rotan en el eje Z.

### Diseño del mecanismo

Primero se debe conocer las dimensiones de las cuales se debe disponer para realizar el mecanismo, según determinados parámetros las dimensiones ideales fueron alcanzadas:

- Cálculo del centro de gravedad

El centro de gravedad de un cuerpo, es el punto respecto al cual, las fuerzas que la gravedad ejerce sobre los diferentes puntos materiales que constituyen el cuerpo, producen un momento resultante nulo, por lo tanto, para el diseño de la silla de ruedas es de gran importancia, pues de esto dependerá la estabilidad que tendrá la silla de ruedas.

Para esto lo principal fue buscar los porcentajes y peso de cada parte del cuerpo y después según medidas antropométricas las distancias en “X” y “Y” de cada parte del cuerpo.

- Porcentajes y peso en kilogramos de cada parte del cuerpo

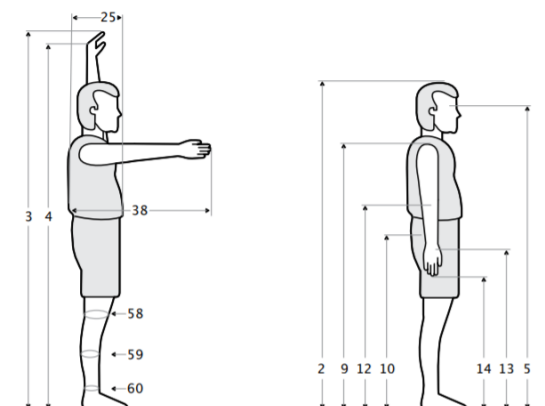
Según las medidas antropométricas encontradas en un estudio realizado a personas con un peso promedio de 100 Kg, referenciando los porcentajes de cada parte del cuerpo, luego procediendo con el cálculo del peso y considerando un peso total de 150Kg, que es la cantidad a soportar de la silla de ruedas.

Tabla 2. Porcentaje de peso del cuerpo humano.

Parte del cuerpo	Peso (kg)	Porcentaje (%)
Cabeza	8	8%
Tronco	66	44%
Ambas piernas	48	32%
Ambos pies	4.5	3%
Brazo	4.05	2.7%
Antebrazo	2.25	1.5%
Ambas manos	2.25	1.5%
Pierna superior	30	20%
Pierna inferior	18	12%
Cuello	1.5	1%

Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Ilustración 16. Posición de pie población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.



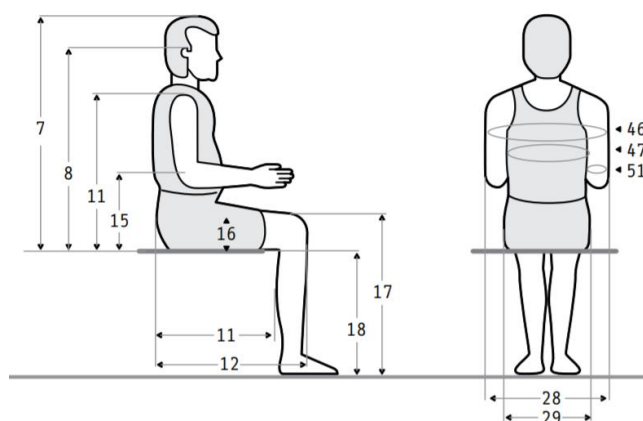
Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Tabla 3. Medidas de la población.

Dimensiones		Medidas	
		Femenino	Masculino
1	masa corporal	59,8	69,8
2	Estatura	155,8	168,8
3	alcance vertical máximo	195,2	213,2
4	alcance vertical con asimiento	181,5	198,3
5	altura de los ojos	145,3	158
9	altura acromial	127,2	137,9
10	altura cuesta iliaca medial	92,5	100,6
12	altura radial	98,1	106,4
13	altura estiloide	75,2	81,3
14	altura dactilea dedo medio	59,3	63,5
25	anchura del tórax	18,6	20,4
38	alcance anterior brazo	65,8	71,4
58	perímetro rodilla media	35,5	36,5
59	perímetro pierna media	34,2	35,9
60	perímetro supra maleolar	20,6	21,8

Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Ilustración 17. Posición sentado población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.



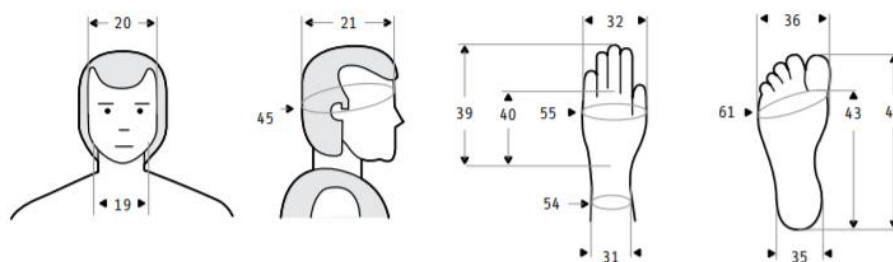
Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Tabla 4. Medidas de la población 2.

	DIMENSIONES	MEDIDAS	
		FEMENINO	MASCULINO
6	altura sentado normal	81,7	86
7	altura sentido erguido	83	88,6
8	altura de los ojos	72,9	78,4
11	altura acromial	55	58,8
15	altura radial	22,9	23,7
16	altura del muslo	14,1	14,9
17	altura de la rodilla	48,4	52,5
18	altura de la fosa poplítea	38,3	42,3
28	anchura codo a codo	41	44,6
29	anchura de las caderas	37,3	34,9
41	largura nalga fosa poplítea	46,1	46,8
42	largura nalga rodilla	55	56,9
46	perímetro deltoideo	104,1	113,4
47	perímetro medo esternal	88,7	96,4
51	perímetro brazo flexionado	28	31,1

Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Ilustración 18. Cabeza, pie, mano población de ambos sexos 20 a 59 años en Colombia.



Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Tabla 5. Medidas, cabeza, manos y pies.

DIMENSIONES		MEDIDAS	
		FEMENINO	MASCULINO
19	anchura de la cara	13,3	14
20	anchura transversal de la cabeza	14,8	15,4
21	anchura anteroposcabeza	18	18,9
31	anchura de la muñeca	4,9	5,5
32	anchura de mano	7,4	8,4
35	anchura de talón	6,2	6,7
36	anchura de pie	9	9,9
39	largura de la mano	16,6	18,3
40	largura palma de la mano	9,3	10,2
43	largura del pie	22,9	25,2
44	largura del talón	18,5	20,3
45	perímetro de cabeza	53,4	55,5
54	perímetro de la muñeca	14,6	16,4
55	perímetro metacarpial	17,9	20,3
61	perímetro metatarcial	22,4	24,7

Tomado de: Ávila, R. y otros. Dimensiones antropométricas de población latinoamericana.

Para realizar el cálculo del centro de gravedad se debe dibujar un sistema de coordenadas en un eje X horizontal y un eje Y vertical. La aplicación de la formula indica la distancia hasta el eje del lugar donde se encuentra el centro de gravedad.

- Posición sentada

Para la coordenada X, empleando la siguiente expresión:

$$CDG_x = \frac{\sum Xi * Wi}{Wr}$$

Donde:

$X_i$  : coordenadas del punto de referencia del segmento.

$W_i$  : valor del porcentaje de distancia del CDG del segmento respecto al punto de referencia.

$W_r$ : peso total del segmento.

Reemplazando los valores en la ecuación

$$CDG_x = \frac{\text{Cabeza} + \text{cuello} + \text{tronco} + \text{brazo} + \text{antebrazo} + \text{piernasup.} + \text{piernainf.} + \text{manos} + \text{pies}}{\text{peso de la persona}}$$

$CDG_x$

$$= \frac{(9.95) * (12) + (9.95) * (1.5) + (9.95) * (66) + (8) * (4.05) + (25) * (2.25) + (35) * (30) + (41) * (2.25) + (50.55) * (18) + (41) * (4.5) + (62.5) * (4.5)}{150}$$

$$\mathbf{CDG_x = 21.42 \text{ cm}}$$

Igualmente, Para la coordenada Y, aplicando la misma expresión, pero en términos de “y”.

$$CDG_y = \frac{\sum Y_i * W_i}{W_r}$$

Reemplazando los valores en la ecuación

$$CDG_y = \frac{\text{Cabeza} + \text{cuello} + \text{tronco} + \text{brazo} + \text{antebrazo} + \text{piernasup.} + \text{piernainf.} + \text{manos} + \text{pies}}{\text{peso de la persona}}$$

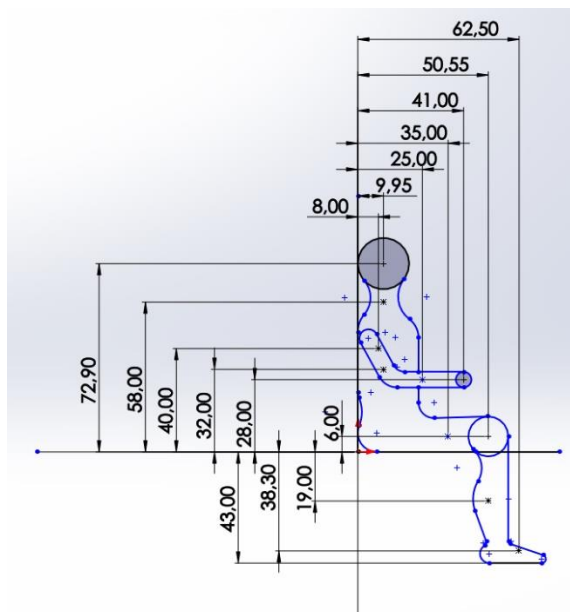
$CDG_y$

$$= \frac{(72.9) * (12) + (58) * (1.5) + (32) * (66) + (40) * (4.05) + (28) * (2.25) + (28) * (2.25) + (6) * (30) + (-19) * (18) + (-38.3) * (4.5)}{150}$$

$$\mathbf{CDG_y = 20.18 \text{ cm}}$$



Ilustración 19. Cuerpo sentado con CDG.



Posición recostada:

Al igual que en el caso anterior empleando la misma expresión Para la coordenada X, pero con medidas de esta posición.

$$CDG_x = \frac{\sum Xi * Wi}{Wr}$$

Reemplazando los valores en la ecuación

$$CDG_x = \frac{\text{Cabeza} + \text{cuello} + \text{tronco} + \text{brazo} + \text{antebrazo} + \text{piernasup.} + \text{piernainf.} + \text{manos} + \text{pies}}{\text{peso de la persona}}$$

$CDG_x$

$$= \frac{(-78.4 * 12) + (-63.5 * 1.5) + (-40 * 66) + (-45.28 * 4.05) + (-19.27 * 2.25) + (20.9 * 30) + (63.4 * 18) + (-5 * 2.25) + (82.5 * 4.5)}{150}$$

$$CDG_x = -11.83 \text{ cm}$$

La ecuación de la coordenada Y mencionada anteriormente, empleándola para los nuevos valores.

$$CDG_Y = \frac{\sum Y_i * W_i}{W_r}$$

Reemplazando los valores en la ecuación

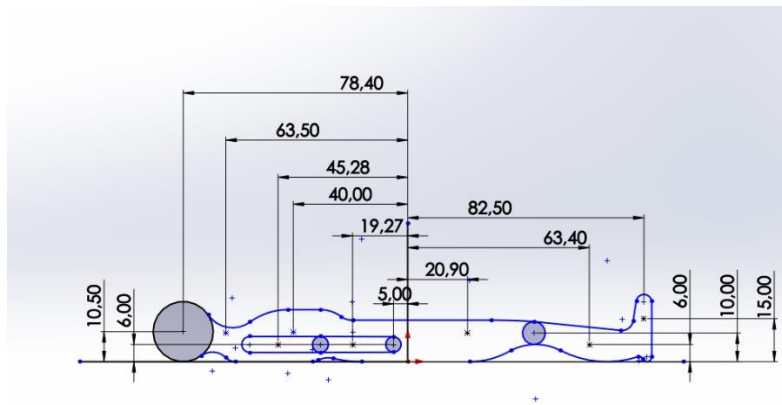
$$CDG_Y = \frac{\text{Cabeza} + \text{cuello} + \text{tronco} + \text{brazo} + \text{antebrazo} + \text{piernasup.} + \text{piernainf.} + \text{manos} + \text{pies}}{\text{peso de la persona}}$$

$CDG_Y$

$$= \frac{(10.05 * 12) + (10.5 * 1.5) + (10.05 * 66) + (6 * 4.05) + (6.5 * 2.25) + (10 * 30) + (6 * 18) + (6.5 * 2.25) + (15 * 4.5)}{150}$$

$$CDG_y = 9.07 \text{ cm}$$

Ilustración 20. Cuerpo recostado con CDG.



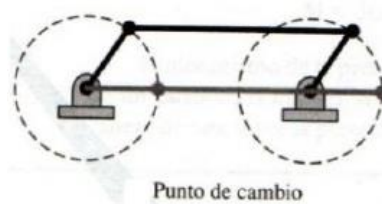
### Selección del mecanismo que proporcione los grados de libertad

El siguiente paso sería determinar el mecanismo que va a realizar el trabajo o a proporcionar los grados de libertad requeridos por el equipo, para satisfacer las necesidades de la IPS servicios especializados FCB, donde recurriendo a un mecanismo de cuatro barras con el cual la silla de ruedas cambiara de posición erguida a posición de camilla o recostada, mediante un actuador lineal mecánico con accionamiento electrónico, el mecanismo consta de cuatro barras, algunas son imaginarias y mediante elementos articulados en sus puntos de apoyo, siendo un mecanismo de punto de cambio donde se cumple la siguiente condición:

$$s + l = p + q$$

Considerando que el mecanismo es un paralelogramo debido a que de sus lados están dados en pares los cuales son iguales entre sí, siempre que los lados horizontales sean de mayor longitud para producir un movimiento angular que satisfaga la geometría del equipo.

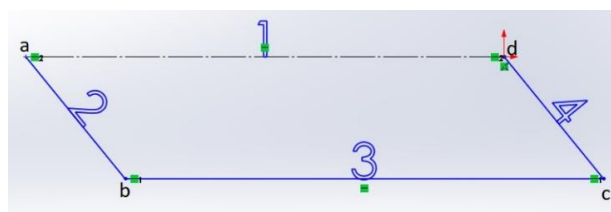
Ilustración 21. Tipo de mecanismo plano a emplear.



Tomado de: Myszca, D. (2012).

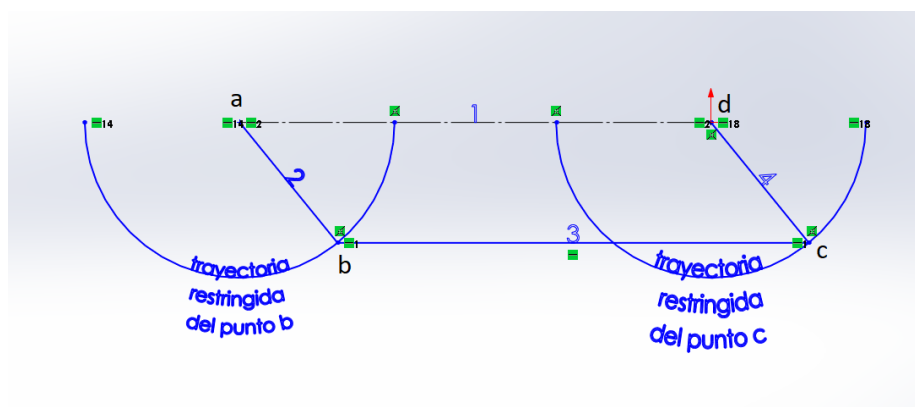
En la figura se aprecia cómo funciona la trayectoria del mecanismo, mostrando a continuación las dimensiones de cómo se satisface este mecanismo en el modelo.

Ilustración 22. Mecanismo plano de cuatro barras.



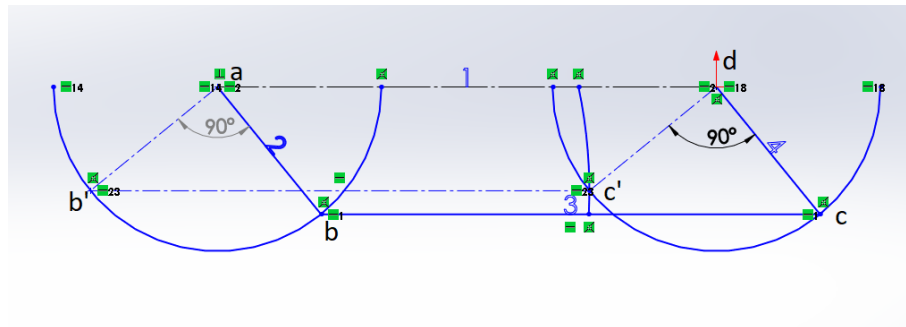
La trayectoria que describen los eslabones 2 y 4, mostrada a continuación, similar a la mostrada en la figura anterior, con la diferencia que es restringido a medio arco.

Ilustración 23. Trayectoria que describe los puntos de apoyo del eslabón 3 que une los eslabones 2 y 4.



Buscando con esto que los eslabones 2 y 4, se desplacen  $90^\circ$  en esta trayectoria hasta llegar a las posiciones  $b'$ ,  $c'$  donde la silla de ruedas cambiara de posición silla a posición camilla, la siguiente ilustración muestra este cambio de posición.

Ilustración 24. Cambio de posición de los puntos  $b$  y  $c$  en la trayectoria que describe cada punto.

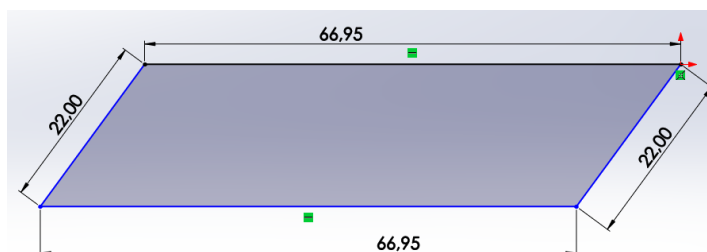


Esto se logró con una línea perpendicular al eslabón 2, haciendo que intercepte con el arco de la trayectoria del punto  $b$ , determinando el punto  $b'$ , luego nos paramos en este punto y trazamos un arco que tenga de radio la distancia  $bc$  y al hacer que intercepte con el arco de la trayectoria del punto  $c$  encontramos la posición  $c'$ .

Para dimensionar estos mecanismos tomando como referencia las dimensiones mencionadas en el libro de dimensiones antropométricas de la población latinoamericana de la universidad de Guadalajara, centro universitario de arte, arquitectura y diseño, segunda edición del año 2007, donde ubicando el país de “Colombia”, donde se dimensiona que un hombre mide 168.8 cm y una mujer mide 155.8 cm

Según esto y a la estética que se le quiere dar al modelo se determinó que la dimensión de las barras o eslabones 1 y 3 es de **66.95 cm** a fin de conseguir que el mecanismo realice este trayecto y transmita las fuerzas adecuadas, se consideró que la dimensión geométrica de los eslabones 2 y 4 debían ser de **22 cm**, la estética de los componentes de la silla se modifican para que puedan dar lugar a la geometría del mecanismo plano de cuatro barras.

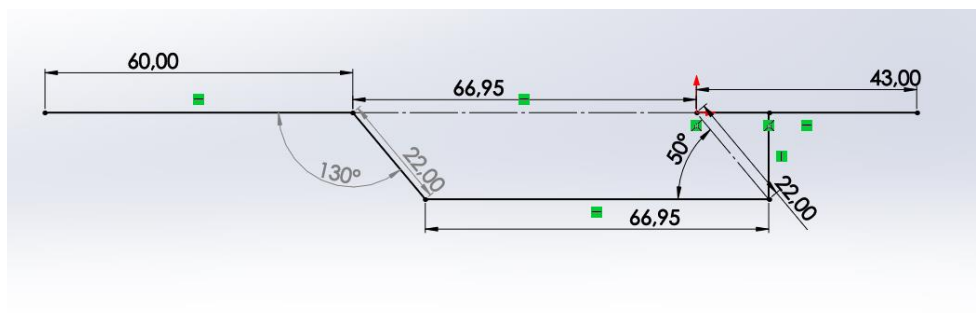
Ilustración 25. Dimensiones del mecanismo a emplear.



Ahora se estudia cómo se emplean y distribuyen las fuerzas y reacciones en los diferentes elementos de la estructura y se determinara la geometría y dimensiones de los componentes que van de transmitir y recibir las fuerzas que accionan y generan los cambios de posición.

Al espaldar van conectadas 3 barras de diferente dimensión las cuales ayudan a dar soporte al espaldar uniéndolo a las bisagras donde pivotea el espaldar con respecto a la estructura del asiento o el armazón de este el cual está dividido en dos secciones que juntas forman la dimensión del mecanismo de cuatro barras de dimensión de 66,95 cm de largo que sería el eslabón 1, el eslabón 3 que posee la misma longitud es una barra maciza con dos bisagras o uniones con dimensiones específicas cada una con el fin de conectar con los eslabones 2 y 4, donde el eslabón 4 es una distancia por consiguiente es un eslabón imaginario.

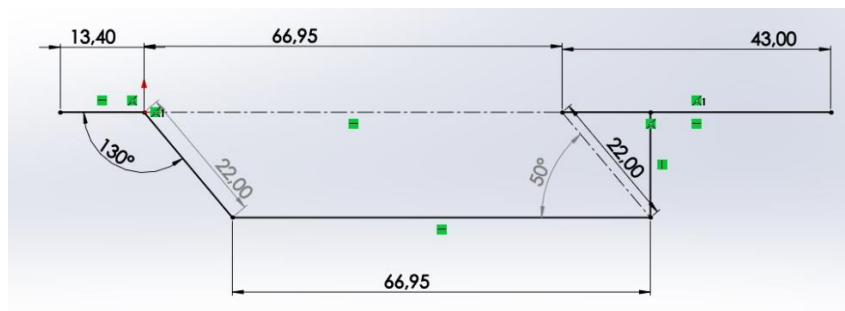
Ilustración 26. Mecanismo empleado barra de 60 cm en la posición de camilla.



Cabe mencionarse que la altura total del espaldar es de 91,2 cm en la figura anterior solo se muestra la dimensión de una de las barras que esta soldada al eslabón 2, que es de 60 cm de

longitud, en el otro extremo del espaldar se encuentra una barra de 13.4 cm de longitud que también se encuentra soldada a un segundo eslabón 2, según esto podría decirse que este mecanismo existe para los costados de la silla de ruedas, pero optando por hacer que estos se encuentren en el interior de la silla, para que no sean vistos, también conociendo que en el centro del espaldar se encuentra la barra que soporta la mayoría del peso y es la más larga que es donde se ubicara el actuador, esta tiene una dimensión de 90 cm el punto de apoyo del actuador se determinara mediante la teoría de punto crítico y deflexión de vigas.

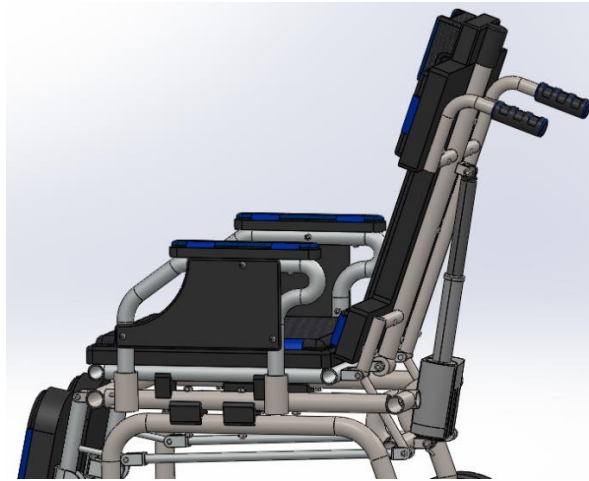
Ilustración 27. Mecanismo empleado barra de 13.4 cm en la posición de camilla.



### Análisis y diseño estructural

Ahora se observa cómo se estudia el comportamiento del peso aplicado al espaldar y a la silla en general debido a que el peso se distribuye por secciones como lo es la zona del espaldar, la zona del asiento y los reposa piernas, también se debe conocer a fondo el material del que se va a construir la estructura para proceder con la distribución de la carga y el cálculo de reacciones y fuerzas que producirán el movimiento de los componentes con grados de libertad como lo son los reposa piernas y el espaldar. A continuación, se dará un breve vistazo al mecanismo accionante y la posición donde se encuentra:

Ilustración 28. posición del actuador del espaldar.



Como se puede observar el actuador conecta una subestructura del asiento con la barra más larga que posee el espaldar, recibiendo la mayor cantidad de peso, a medida que se avance en el cálculo de fuerzas y reacciones, se determinara el material de esta barra y la fuerza que debe realizar el actuador para soportar el peso de la persona.

La estructura general de la silla de ruedas se está asumiendo totalmente de aluminio debido a que se busca reducir el peso de la estructura ayudando a que sea fácil de mover con el peso adicional del paciente, debido a esto se trata de evitar el uso de elementos de otros metales más pesados que puedan generar peso adicional considerable, dificultando el traslado del paciente dentro de la instalación, este material se consultó su costo en el mercado y se consideró que la dimensión económica y asequible sería de 22,23 cm (7/8") pero está sujeta a cambios dependiendo de los esfuerzos y la deflexión producida por las cargas, algunos de los elementos son en polímero duro como lo son las estructuras del asiento, el espaldar, los costados, y los apoya brazos donde la masa de estos elementos plásticos se podrá calcular asumiendo que son de ABS cuya densidad es de  $1.07 \frac{g}{cm^3}$ , adicional a esto también se consideró que la cojinería es de espuma anti escaras aunque solo la superficie debido a que el espesor de lámina de esta espuma

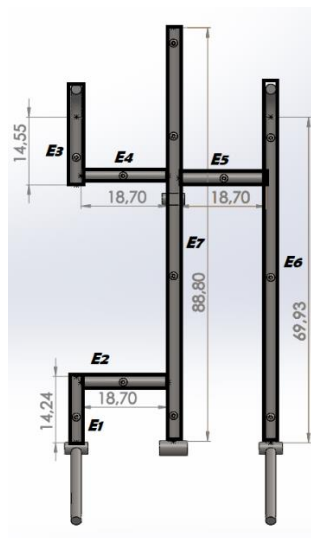


es de 5 mm y el espesor total es de 45 mm la densidad a considerar para el cojín sería de  $0.0234 \frac{g}{cm^3}$ , con estos datos lo inicial sería determinar pesos, para luego si analizar los elementos.

- Análisis del espaldar

El primer elemento para definir o a estudiar será el espaldar debido a que es el que proporciona la movilidad de otras piezas unidas a este.

Ilustración 29. Estructura metálica espaldar.



$$\text{masa tubo central} = v * \rho$$

$$v = \frac{\pi}{4} * (2.54^2) cm^2 * 88.8 cm = 449.96 cm^3$$

A esto se le resta lo que pierde en volumen con los orificios, obteniendo así un volumen de 444.53 centímetros cúbicos.

$$m = 444.53 cm^3 * 7.87 \frac{g}{cm^3} = 3498.45 g$$

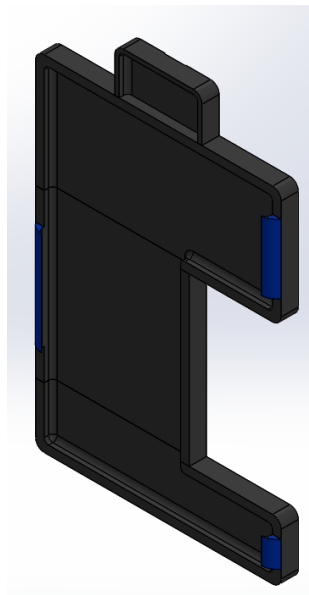
De igual forma para los elementos restantes que son tubería y también los soportes y la pequeña articulación ubicada en el elemento central, recurriendo al software SolidWorks para el dato del volumen, decimos que la masa de la estructura metálica sería la siguiente:

$$m = 827.23 \text{ cm}^3 * 7.87 = 6510 \text{ g}$$

$$\text{masa estructura metalica} = \mathbf{6.51 \text{ Kg}}$$

Placa ABS espaldar: Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

Ilustración 30. Base ABS espaldar.

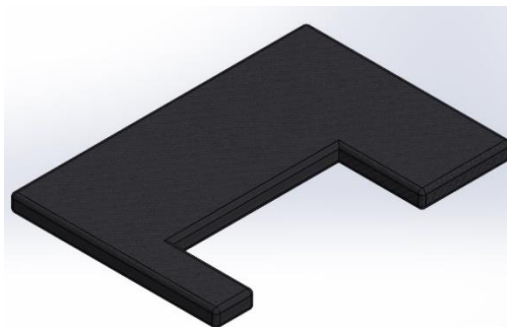


$$m = v * \rho$$

$$m = 1730.11 \text{ cm}^3 * 1.07 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 1851.22 \text{ g}$$

Cojín espaldar: Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

Ilustración 31. Cojín del espaldar.

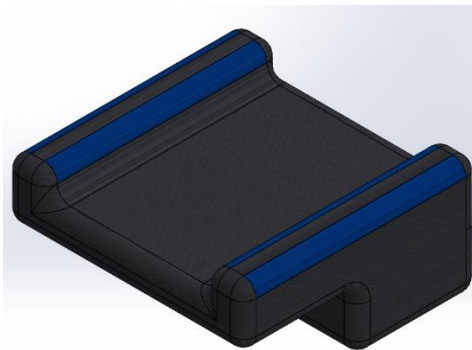


$$m = v * \rho$$

$$m = 14144.34 \text{ cm}^3 * 0.016 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = \mathbf{226.31 \text{ g}}$$

Cojín cabezal: Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

Ilustración 32. Cojín de cabecera.



$$m = v * \rho$$

$$m = 1897.31 \text{ cm}^3 * 0.016 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = \mathbf{30.4 \text{ g}}$$

$$\text{masa total espaldar} = 6510 + 1851.22 + 226.31 + 30.4 = 8617.93 \text{ g}$$

Adicional a lo mencionado anteriormente se encuentran los tornillos y los mangos cuya masa adicional da un total de:

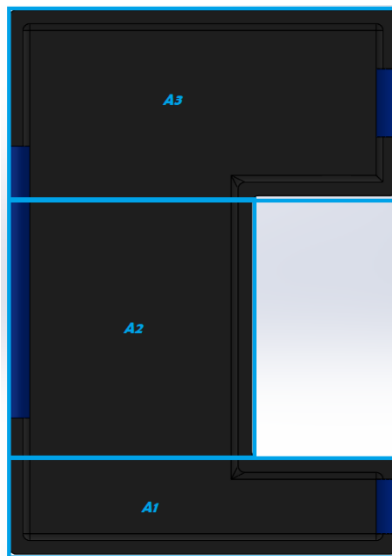
$$masa\ total\ espaldar = 8.95\ Kg$$

Carga aplicada en el espaldar debida al peso: Conociendo el dato del peso de la estructura del espaldar, adicional a este considerar el peso de la persona el cual posee un valor de **150 Kg** con el fin de conocer el valor de la carga aplicada.

$$w = (150 + 8.95)\ kg * 9.81\ \frac{m}{s^2} = 1559.3\ N$$

Ahora, analizando el comportamiento de esta carga cuando es distribuida por toda la superficie y como afecta a cada uno de los elementos de soporte. Se debe conocer el valor de área o superficie que se está estudiando para esto considerar la placa ABS del espaldar.

Ilustración 33. Placa espaldar.



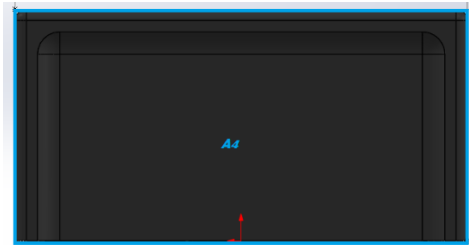
Como se logra apreciar hay tres áreas que componen esta figura o pieza, adicional a esto se encuentra el cabezal que posee otra área por consiguiente se deberá evaluar cada una de estas áreas y luego sumarlas para saber el área se está aplicando la fuerza.

$$A_1 = 0.569 * 0.14 = 0.07966 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.356 * 0.387 = 0.13777 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 0.569 * 0.273 = 0.15534 \text{ m}^2$$

Ilustración 34. Placa espaldar 2.



$$A_4 = 0.202 * 0.103 = 0.0208 \text{ m}^2$$

$$\text{area total} = 0.07966 + 0.13777 + 0.15534 + 0.0208 = 0.394 \text{ m}^2$$

Conociendo este dato y la fuerza anterior, conociendo que la presión ejercida sobre esta superficie es de:

$$P = \frac{1559.3 \text{ N}}{0.394 \text{ m}^2} = 3957.6 \text{ Pa}$$

Conociendo la presión, se procede a determinar las cargas distribuida y puntual para cada elemento (ver ilustración 29).

Para el E6

$$3957.6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.6761 \text{ m} = 2675.73 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\text{carga puntual sobre la varilla E6} = 2675.73 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.7119 \text{ m} = 1904.85 \text{ N}$$

Para el E1

$$3957.6 \frac{N}{m^2} * 0.1192 m = 471.75 \frac{N}{m}$$

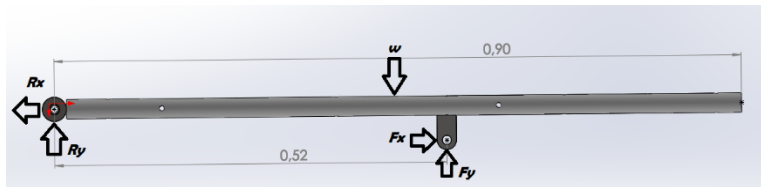
$$carga\ puntual\ sobre\ la\ varilla = 471.75 \frac{N}{m} * 0.1551m = 73.17 N$$

Análisis estático de los elementos del espaldar

Este análisis consiste en ver cómo se comportan las fuerzas que intervienen en la barra central del espaldar y ver como se relacionan entre sí.

Análisis estático del elemento 7: este elemento es el encargado de dar mayor soporte al espaldar y es el encargado de brindar el movimiento del espaldar.

Ilustración 35. D.C.L barra elemento 7 acostado.



$$w\ puntual = 1559.3 N$$

$f_x$  = fuerza del actuador en dirección  $x$

$f_y$  = fuerza del actuador en dirección  $y$

$R_x$  = reacción del soporte en dirección  $x$

$R_y$  = reacción del soporte en dirección  $y$

$$\cup \Sigma M_R = 0$$

$$\cup \Sigma M_R = w * 0.45145 - f * \text{sen}(21) * 0.5349 = 0$$

$$f = \frac{1559.3 \text{ N} * 0.452}{0.52 * \text{sen}(20)} = 3962.89 \text{ N}$$

$$fy = 3962.89 * \text{sen}(20) = 1355.39 \text{ N}$$

$$fx = 3962.89 * \text{cos}(20) = 3723.91 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = fy - w + Ry = 0$$

$$Ry = w - fy = 1559.3 \text{ N} - 1355.39 = 203.91 \text{ N}$$

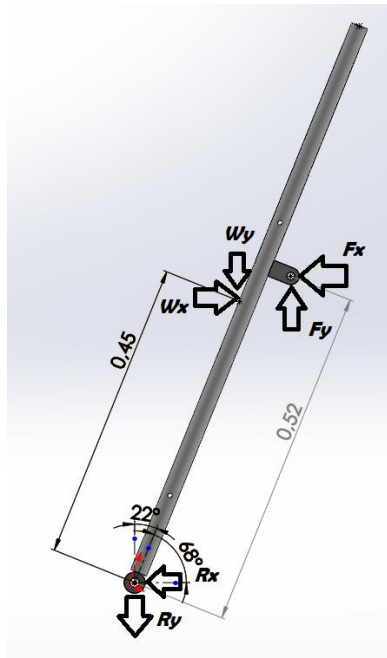
$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_x = fx - Rx = 0$$

$$Rx = fx = 3723.91 \text{ N}$$

Ahora de igual forma analizar el comportamiento de este elemento cuando el espaldar se encuentre en posición sentado debido a que existe un cambio de ángulo donde se aplica la fuerza de empuje (fuerza ejercida por el actuador).

Ilustración 36. D.C.L barra elemento 7 sentado.



$$w \text{ puntual} = 1559.3 \text{ N}$$

Debido a que esta no se encuentra totalmente vertical posee un Angulo de inclinación produciendo una distribución del peso en dos direcciones:

$$w_x = 1559.3 * \text{sen}(22) = 584.12 \text{ N}$$

$$w_y = 1559.3 * \text{cos}(22) = 1445.76 \text{ N}$$

$f_x$  = fuerza del actuador en dirección  $x$

$f_y$  = fuerza del actuador en dirección  $y$

$R_x$  = reacción del soporte en dirección  $x$

$R_y$  = reacción del soporte en dirección  $y$



$$\cup \Sigma M_R = 0$$

$$(w_x * 0.452 * \cos 22) + (w_y * 0.452 * \sin 22) - (f * \sin 16 * (0.52 * \sin 68)) - (f * \cos 16 * (0.52 * \cos 68)) = 0$$

$$f = \frac{244.8 + 244.8}{0.132895 + 0.187249} = 1529.31 \text{ N}$$

$$fx = 1529.31 * \text{sen}(16) = 421.53 \text{ N}$$

$$fy = 1529.31 * \text{cos}(16) = 1470.1 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_x = -fx + w_x - Rx = 0$$

$$Rx = w_x - fx = 584.12 - 421.53 = 162.59 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

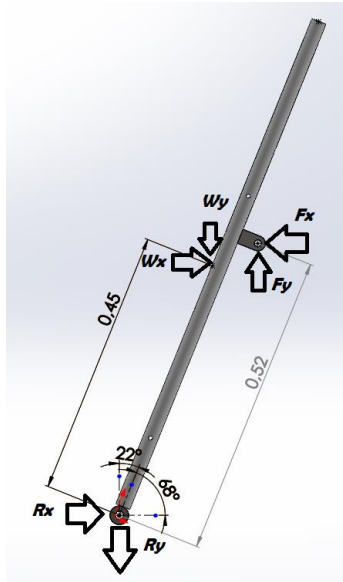
$$\uparrow \Sigma F_y = -w_y + fy - Ry = 0$$

$$Ry = fy - w_y = 1470.1 - 1445.76 = 24.34 \text{ N}$$

En base a estos valores se elegirá el actuador o el mecanismo de accionamiento que genere el valor máximo de fuerza que requiera para cualquiera de las dos posiciones, por consiguiente se optara por un actuador que produce una fuerza de 4.5 KN con el fin de proporcionar la fuerza adecuada, Conociendo este valor de la fuerza se descompone en las componentes X e Y para ver qué valor poseen las reacciones en el punto de apoyo, y como se relaciona con la carga del peso.

Posición sentada: para tener presente las posiciones y demás aspectos de las fuerzas revisar ilustración.

Ilustración 37. D.C.L Elemento 7 ajustado.



$$f_x = 4500 * \text{sen}(16) = 1240.37 \text{ N}$$

$$f_y = 4500 * \text{cos}(16) = 4325.7 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_x = -f_x + w_x + R_x = 0$$

$$R_x = f_x - w_x = 1240.37 - 584.12 \text{ N} = 656.25 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_y = f_y - R_y - w_y = 0$$

$$R_y = f_y - w_y = 4325.7 - 1445.76 = 2879.94 \text{ N}$$

con estas fuerzas se realiza el análisis de deflexión del elemento que está sometido a estas cargas.

Posición acostada: de la misma forma que en la posición anterior se vuelve a recalcular para una fuerza de 4.5 KN con el fin de conocer las reacciones (revisar ilustración 31).

$$fy = 4500 * \text{sen}(20) = 1539.1N$$

$$fx = 4500 * \text{cos}(20) = 4228.6N$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_y = fy - w + Ry = 0$$

$$Ry = w - fy = 1559.3 N - 1539.1 = 20.2 N$$

$$Ry = 20.2 N$$

el sentido de la reacción cambia con el fin de generar equilibrio en el elemento.

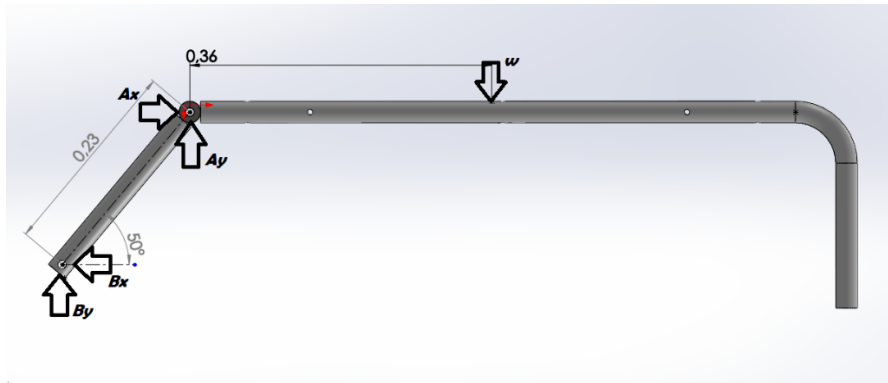
$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_x = fx - Rx = 0$$

$$Rx = fx = 4228.6 N$$

Análisis estático del elemento 6: se analizará al igual que el elemento central como se comporta el cuerpo sometido a las fuerzas que intervienen con este.

Ilustración 38. D.C.L barra elemento 6.



$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$\curvearrowright \Sigma M_A = w * 0.35549 + F_B * 0.2327 * \text{COS}(50) + F_B * 0.2327 * \text{SEN}(50) = 0$$

$$F_B = \frac{1904.85 * 0.356}{0.234 * \text{COS}(50) + \text{SEN}(50)} = 2057 \text{ N}$$

$$F_{BX} = 2057 * \text{COS}(50) = 1322.21 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 2057 * \text{SEN}(50) = 1575.75 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = -W + A_Y + B_Y = 0$$

$$A_Y = 1904.85 - 1575.75 = 329.1 \text{ N}$$

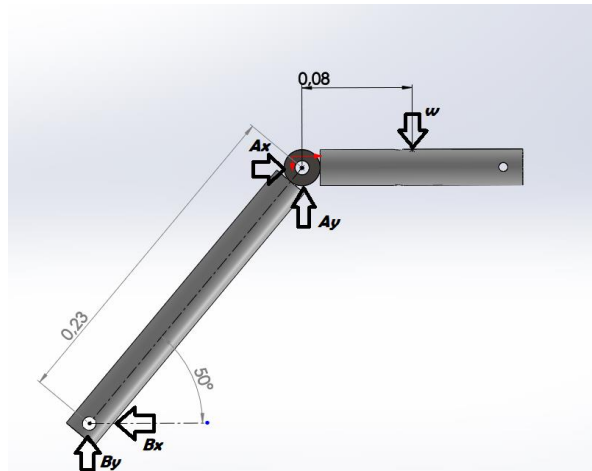
$$\rightarrow \Sigma F_X = 0$$

$$\rightarrow \Sigma F_X = -B_X + A_X = 0$$

$$B_X = A_X = 1322.21 \text{ N}$$

Análisis estático del elemento 1: se analizará de la misma forma que los elementos anteriores para conocer el comportamiento de las fuerzas que intervienen en este.

Ilustración 39. D.C.L barra elemento 1.



$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$\curvearrowright \Sigma M_A = w * 0.0775 + F_B * 0.2327 * \cos(50) + F_B * 0.2327 * \sin(50) = 0$$

$$F_B = \frac{73.17 \text{ N} * 0.0775}{0.234 * \cos(50) + \sin(50)} = 17.2 \text{ N}$$

$$F_{BX} = 17.2 * \sin(50) = 13.2 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 17.2 * \cos(50) = 11.1 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$\uparrow \Sigma F_Y = -W + A_Y + B_Y = 0$$

$$A_Y = 73.17 - 11.1 = 62.1 \text{ N}$$

$$\rightarrow \Sigma F_X = 0$$

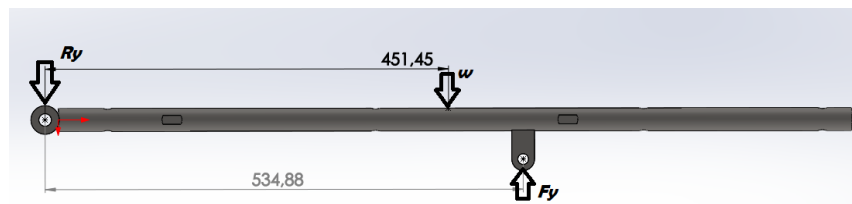
$$\rightarrow \Sigma F_X = -B_X + A_X = 0$$

$$B_X = A_X = 13.2 \text{ N}$$

## Análisis de deflexión del E7

Análisis de deflexión del elemento más crítico de la estructura del espaldar, donde en nuestro caso sería el tubo central o elemento 7, debido a que el sistema no es estáticamente indeterminado se empleara las funciones de singularidad las cuales brindan un valor aproximado de la deflexión del elemento y nos posibilita este dato de forma sencilla y no tan compleja. lo primero será analizar el elemento de estudio y definir la expresión que defina este elemento.

Ilustración 40. D.C.L elemento 7 (fuerzas en y).



como se aprecia en la figura este elemento posee una carga distribuida y una puntual que está dada en dos componentes al igual que las reacciones del punto articulado según esto evaluaremos asumiendo que la carga puntual de la componente en “y” va a ser de:

$$f_y = 4500 \text{ N} * \sin(20) = 1539.1 \text{ N}$$

$$R_y = 20.2 \text{ N}$$

por qué se toma este valor de carga “ $f_y$ ” debido a que esta es la capacidad de carga generada por el actuador que se seleccionó, el valor del “ $R_y$ ” hallado previamente, en los cálculos de fuerzas. sabiendo esto decimos que la expresión de singularidad sería la siguiente:

$$q = R_y * (x)^{-1} - w * (x - a)^{-1} + f_y * (x - b)^{-1}$$

Ahora con esta expresión se deberá integrar dos veces para obtener las expresiones para fuerza cortante y momento flector de la siguiente forma:

ecuación de fuerza cortante:

$$V = R_y * (x)^0 - w * (x - a)^0 + f_y * (x - b)^0$$

ecuación de momento flector:

$$M = R_y * (x)^1 - w * (x - a)^1 + f_y * (x - b)^1$$

Conociendo la ecuación de momento flector se procede a determinar la expresión que define la deflexión del elemento, integrando la ecuación de momento flector y considerando que el termino  $(x - l)$  se deberá despreciar debido a que es un termino imposible debido a que no existe en el elemento de estudio.

Primera integral:

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \frac{R_y}{2} * (x)^2 - \frac{w}{2} * (x - a)^2 + \frac{f_y}{2} * (x - b)^2 + C_1$$

segunda integral:

$$E * I * y = \frac{R_y}{6} * (x)^3 - \frac{w}{6} * (x - a)^3 + \frac{f_y}{6} * (x - b)^3 + C_1 * x + C_2$$

Esta última expresión es la que nos ayuda a determinar la deflexión del elemento, ahora se establecerán las condiciones de frontera, las cuales al reemplazarse nos ayudan a determinar las constantes  $C_1$  y  $C_2$ .

primera condición de frontera para  $x = 0$  tendríamos  $y = 0$

segunda condición de frontera para  $x = l$  tendríamos  $y = 0$

aplicando la primera condición de frontera tendríamos lo siguiente:

$$0 = -\frac{w}{6} * (-a)^3 + \frac{f_y}{6} * (-b)^3 + C_2$$

$$C_2 = \frac{f_y}{6} * (b)^3 - \frac{w}{6} * (a)^3$$

ahora reemplazando este valor y la segunda condición de frontera tendríamos lo siguiente:

$$0 = \frac{R_y}{6} * (l)^3 - \frac{w}{6} * (l - a)^3 + \frac{f_y}{6} * (l - b)^3 + C_1 * l + \frac{f_y}{6} * (b)^3 - \frac{w}{6} * (a)^3$$

$$C_1 = -\frac{R_y}{6} * (l)^2 + \frac{w}{6 * l} * [(l - a)^3 + a^3] - \frac{f_y}{6 * l} * [(l - b)^3 + b^3]$$

Reemplazando los valores de las constantes en la expresión se tendría que la expresión final para la deflexión del elemento sería:

$$E * I * y = \frac{R_y}{6} * [(x)^3 - x * (l)^2] - \frac{w}{6} * \left[ (x - a)^3 - \frac{x}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3 \right] + \frac{f_y}{6} * \left[ (x - b)^3 - \frac{x}{l} [(l - b)^3 + b^3] + b^3 \right]$$

considerando que se va a estudiar para un x, donde se aplica la fuerza del actuador y el w que se considera es el w distribuido, se reemplazara por términos y al final se hará el cálculo final, consideramos que el módulo de elasticidad del acero 1020 CD es de  $E_{CD} = 205 \text{ Gpa}$  y que la inercia para una sección circular hueca es de  $I = \frac{\pi}{64} * (d^4)$  reemplazando los términos tendríamos lo siguiente:

$$E * I = (205 * 10^9) \frac{N}{m^2} * \left[ \frac{\pi}{64} * (0.0254^4) \right] = \mathbf{4188.5 \text{ N} * m^2}$$

$$E * I = \mathbf{4188.5 \text{ N} * m^2}$$

$$\frac{R_y}{6} * [(x)^3 - x * (l)^2] = \frac{20.2 \text{ N}}{6} * [(0.52^3) - (0.52 * 0.904^2)] = -0.957 \text{ N} * m^3$$

$$\frac{R_y}{6} * [(x)^3 - x * (l)^2] = -0.957 \text{ N} * m^3$$

$$\frac{w}{6} * \left[ (x - a)^3 - \frac{x}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3 \right] =$$



$$\frac{1559.3}{6} * \left[ (0.52 - 0.452)^3 - \frac{0.52}{0.904} [(0.904 - 0.452)^3 + 0.452^3] + 0.452^3 \right]$$

$$\frac{w}{6} * \left[ (x - a)^3 - \frac{x}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3 \right] = -3.53 N * m^3$$

$$\frac{f_y}{6} * \left[ (x - b)^3 - \frac{x}{l} [(l - b)^3 + b^3] + b^3 \right] =$$

$$\frac{1539.1}{6} * \left[ -\frac{0.52}{0.904} * [(0.904 - 0.52)^3 + 0.52^3] + 0.52^3 \right]$$

$$\frac{f_y}{6} * \left[ (x - a)^3 - \frac{x}{l} * [(l - a)^3 + (a)^3] + (a)^3 \right] = 6.97 N * m^3$$

reemplazando tendríamos que:

$$y = \frac{(-0.957 + 3.53 + 6.97)}{4188.5} = 0.002278$$

$$y = \mathbf{2.3 \text{ mm}}$$

También se evaluará si el elemento se deforma permanente mente o momentánea mente esto mediante la expresión del esfuerzo normal debido a flexión, al compararse con el esfuerzo a la fluencia del material el cual es de un valor de 390 MPa, sabemos si se encuentra dentro de la zona plástica o si es deformación permanente.

$$M = R_y * (x)^1 - w * (x - a)^1 + f_y * (x - b)^1$$

$$M = (20.2 * 0.53) - (1559.3 * (0.53 - 0.452)) + (1539.1 * (0.53 - 0.52))$$

$$M = -95.53 N * m$$

$$M = |95.53| N * m$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{95.53 * 0.0127}{\left(\frac{\pi}{64} * (0.0254^4)\right)} = 59.379.800,41 \text{ Pa}$$

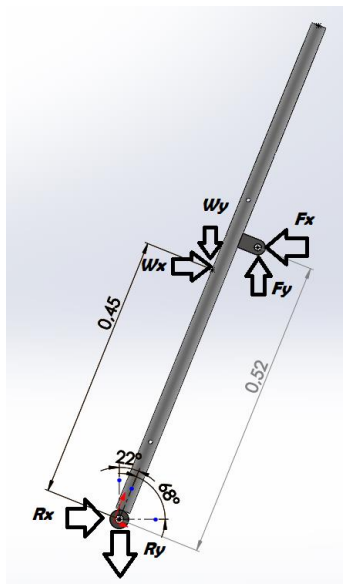
$$\sigma = 59,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma < S_y$$

En base a esto se puede decir que la deformación se encuentra dentro de la zona elástica del material y por consiguiente las dimensiones y el material que se consideró son adecuados para lo que se requería.

Ahora se verá cómo se deforma cuando se encuentra en la posición sentado.

Ilustración 41. D.C.L barra elemento 7 sentado 2.



Se considerarán las fuerzas en las componentes x debido a que son las perpendiculares a la sección transversal del tubo.

$$f_x = 4500 * \text{sen}(16) = 1240.37 \text{ N}$$

$$w_x = 1559.3 * \text{sen}(22) = 584.12 \text{ N}$$

$$R_x = 656.25 \text{ N}$$

$$q = R_x * (y)^{-1} + w_x * (y - a)^{-1} - f_x * (y - b)^{-1}$$

Ahora con esta expresión se deberá integrar dos veces para obtener las expresiones para fuerza cortante y momento flector de la siguiente forma:

ecuación de fuerza cortante:

$$V = R_x * (y)^0 + w_x * (y - a)^0 - f_x * (y - b)^0$$

ecuación de momento flector:

$$M = R_x * (y)^1 + w_x * (y - a)^1 - f_x * (y - b)^1$$

Conociendo la ecuación de momento flector se procede a determinar la expresión que define la deflexión del elemento, integrando la ecuación de momento flector y considerando que el término  $(x - l)$  se deberá despreciar debido a que es un término imposible debido a que no existe en el elemento de estudio.

Primera integral:

$$E * I * \frac{dx}{dy} = \frac{R_x}{2} * (y)^2 + \frac{w_x}{2} * (y - a)^2 - \frac{f_x}{2} * (y - b)^2 + C_1$$

segunda integral:

$$E * I * x = \frac{R_x}{6} * (y)^3 + \frac{w_x}{6} * (y - a)^3 - \frac{f_x}{6} * (y - b)^3 + C_1 * y + C_2$$

Esta última expresión es la que permite determinar la deflexión del elemento, ahora se establecerán las condiciones de frontera, las cuales al reemplazarse nos ayudan a determinar las constantes  $C_1$  y  $C_2$ .

primera condición de frontera para  $y = 0$  tendríamos  $x = 0$

segunda condición de frontera para  $y = l$  tendríamos  $x = 0$

aplicando la primera condición de frontera tendríamos lo siguiente:

$$0 = \frac{w_x}{6} * (-a)^3 - \frac{f_x}{6} * (-b)^3 + C_2$$

$$C_2 = -\frac{f_x}{6} * (b)^3 + \frac{w_x}{6} * (a)^3$$

ahora reemplazando este valor y la segunda condición de frontera tendríamos lo siguiente:

$$0 = \frac{R_x}{6} * (l)^3 + \frac{w_x}{6} * (l - a)^3 - \frac{f_x}{6} * (l - b)^3 + C_1 * l - \frac{f_x}{6} * (b)^3 + \frac{w_x}{6} * (a)^3$$

$$C_1 = -\frac{R_x}{6} * (l)^2 - \frac{w_x}{6 * l} * [(l - a)^3 + a^3] + \frac{f_x}{6 * l} * [(l - b)^3 + b^3]$$

Reemplazando los valores de las constantes en la expresión se tendría que la expresión final para la deflexión del elemento sería:

$$E * I * y = \frac{R_x}{6} * [(y)^3 - y * (l)^2] + \frac{w_x}{6} * [(y - a)^3 - \frac{y}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3] - \frac{f_x}{6} * [(y - b)^3 + \frac{y}{l} [(l - b)^3 - b^3] - b^3]$$

considerando que se va a estudiar para un x, donde se aplica la fuerza del actuador y el w que se considera es el w distribuido, se reemplazara por términos y al final se hará el cálculo final, consideramos que el módulo de elasticidad del acero 1020 CD es de  $E_{Al} = 205 \text{ Gpa}$  y que la inercia para una sección circular hueca es de  $I = \frac{\pi}{64} * (d^4)$  reemplazando los términos tendríamos lo siguiente:

$$E * I = (205 * 10^9) \frac{N}{m^2} * \left[ \frac{\pi}{64} * (0.0254^4) \right] = \mathbf{4188.5 \text{ N} * m^2}$$

$$E * I = \mathbf{4188.5 \text{ N} * m^2}$$

$$\frac{R_x}{6} * [(y)^3 - y * (l)^2] = \frac{656.25 N}{6} * [(0.52^3) - (0.52 * 0.904^2)] = -31.1 N * m^3$$

$$\frac{R_x}{6} * [(y)^3 - y * (l)^2] = -31.1 N * m^3$$

$$\frac{w_x}{6} * \left[ (y - a)^3 - \frac{y}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3 \right] =$$

$$\frac{584.12}{6} * \left[ (0.52 - 0.452)^3 - \frac{0.52}{0.904} [(0.904 - 0.452)^3 + 0.452^3] + 0.452^3 \right]$$

$$\frac{w_x}{6} * \left[ (y - a)^3 - \frac{y}{l} [(l - a)^3 + a^3] + a^3 \right] = -1.32 N * m^3$$

$$\frac{f_x}{6} * \left[ (y - b)^3 + \frac{y}{l} [(l - b)^3 + b^3] - b^3 \right] =$$

$$\frac{1240.37}{6} * \left[ \frac{0.52}{0.904} * [(0.904 - 0.52)^3 + 0.52^3] - 0.52^3 \right]$$

$$\frac{f_y}{6} * \left[ (y - b)^3 + \frac{y}{l} [(l - b)^3 + b^3] - b^3 \right] = 5.61 N * m^3$$

reemplazando tendríamos que:

$$x = \frac{(-31.1 - 1.32 + 5.61)}{4188.5} = -0.0064 \text{ m}$$

$$y = \mathbf{6.4 \text{ mm}}$$

También se evaluará si el elemento se deforma permanente mente o momentánea mente esto mediante la expresión del esfuerzo normal debido a flexión, al compararse con el esfuerzo a la fluencia del material el cual tiene un valor de 390 MPa, sabemos si se encuentra dentro de la zona elástica o si es deformación permanente.

$$M = R_x * (y)^1 - w_x * (y - a)^1 + f_x * (y - b)^1$$

$$M = (656.25 * 0.53) - (584.12 * (0.53 - 0.452)) + (1240.37 * (0.53 - 0.52))$$

$$M = -314.65 \text{ N} * \text{m}$$

$$M = |314.65| \text{ N} * \text{m}$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{314.65 * 0.0127}{\left(\frac{\pi}{64} * (0.0254^4)\right)} = 195.581.013,29 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 195,6 \text{ MPa}$$

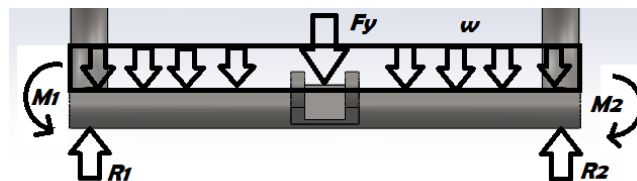
$$\sigma < S_y$$

En base a esto se puede decir que la deformación se encuentra dentro de la zona elástica del material y por consiguiente las dimensiones y el material que se consideró son adecuados para lo que se requería.

#### Análisis del elemento base del actuador

al igual que la barra central del espaldar donde se ubica el actuador se debe realizar el estudio del elemento donde recae el actuador con el fin de determinar si soporta la carga o fallara, Si bien es cierto el actuador no solo conecta en el espaldar si no también en un elemento del asiento ahora analizaremos este elemento, el cual es parte de la estructura inferior del asiento es del mismo material que el espaldar y la dimensión de este al igual que el elemento 7, es de 25.4 mm.

Ilustración 42. D.C.L barra de apoyo del actuador del espaldar.



Cómo se puede apreciar en la imagen esta barra se considera empotrada debido a que está soldada a las otras barras de los extremos de esta, la carga “ $w$ ” es el peso de la barra, la carga “ $f_y$ ” es la que produce el actuador que fue previamente calculada.

primero calculamos el peso de esta barra el cual sería:

$$masa = \frac{\pi}{4} * [2.54^2] * 34.81 \text{ cm} * 7.87 \frac{g}{cm^3} = 1.388,14 \text{ g}$$

$$masa = 1.388,14 \text{ g} = 1.39 \text{ kg}$$

$$peso = 1.39 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 13.64 \text{ N}$$

$$carga \text{ distribuida} = \frac{13.64}{0.3481} = 39.17 \frac{N}{m}$$

$$carga \text{ puntual} = w = peso = 13.64 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - w * l - f_y = 0$$

sabiendo que el sistema está en equilibrio y que la carga es central, decimos que  $R_1=R_2$ , luego la expresión sería:

$$2R_2 - w * l - f_y = 0$$

$$R_2 = \frac{w * l + f_y}{2}$$

$$R_2 = \frac{13.64 + (1539.1 + 1559.3)}{2} = 1556 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2 = 1556 \text{ N}$$

Al igual que para las fuerzas en los momentos se considera que  $M_1=M_2$ .

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-f_y * \frac{l}{2} - \frac{w}{2} * l^2 + R_2 * l + M_2 = 0$$

$$M_2 = f_y * \frac{l}{2} + \frac{w}{2} * l^2 - R_2 * l$$

$$M_2 = \left( 3098.4 * \frac{0.3481}{2} \right) + \left( \frac{13.64}{2} * 0.3481^2 \right) - (1556 * 0.3481)$$

$$M_2 = -1.54 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_1 = M_2 = 1.54 \text{ N} * \text{m}$$

#### Análisis de deflexión

Primer se define la ecuación principal en base al elemento de estudio la cual sería la siguiente:

$$q = R_1 * (x)^{-1} - w * (x)^0 + w * (x - l)^0 - f_y * (x - b)^{-1} + R_2 * (x - l)^{-1}$$

Se procede a realizar los pasos que se realizaron para la barra de la estructura del espaldar, por consiguiente, primero se obtendrá las expresiones para fuerza cortante y para momento flector.

ecuación de cortante:

$$V = R_1 * (x)^0 - w * (x)^1 + w * (x - l)^1 - f_y * (x - b)^0 + R_2 * (x - l)^0$$

ecuación de momento flector:

$$M = R_1 * (x)^1 - \frac{w}{2} * (x)^2 + \frac{w}{2} * (x - l)^2 - f_y * (x - b)^1 + R_2 * (x - l)^1$$

ahora se pasa a realizar las dos integrales para obtener la ecuación que describe la deflexión de este elemento.



$$E * I * \frac{dy}{dx} = \frac{R_1}{2} * (x)^2 - \frac{w}{6} * (x)^3 + \frac{w}{6} * (x - l)^3 - \frac{f_y}{2} * (x - b)^2 + \frac{R_2}{2} * (x - l)^2 + C_1$$

$$E * I * y = \frac{R_1}{6} * (x)^3 - \frac{w}{24} * (x)^4 + \frac{w}{24} * (x - l)^4 - \frac{f_y}{6} * (x - b)^3 + \frac{R_2}{6} * (x - l)^3 + C_1 * x + C_2$$

con esta última aplicamos las condiciones de frontera con el fin de obtener las constantes C1 y C2 donde las condiciones de frontera son:

primera condición: para  $x = 0$  tenemos que  $y = 0$

segunda condición: para  $x = l$  tenemos que  $y = 0$

el último término de la reacción dos se elimina debido a la condición de que  $x > l$  no existe una viga con esta condición por consiguiente el término de la reacción se elimina, lo cual queda que las expresiones serían:

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \frac{R_1}{2} * (x)^2 - \frac{w}{6} * (x)^3 - \frac{f_y}{2} * (x - b)^2 + C_1$$

$$E * I * y = \frac{R_1}{6} * (x)^3 - \frac{w}{24} * (x)^4 - \frac{f_y}{6} * (x - b)^3 + C_1 * x + C_2$$

reemplazando las condiciones de frontera se tendría:

primera condición de frontera:

$$0 = -\frac{f_y}{6} * (-b)^3 + C_2$$

$$C_2 = -\frac{f_y}{6} * (b)^3$$

segunda condición de frontera:

$$0 = \frac{R_1}{6} * (l)^3 - \frac{w}{24} * (l)^4 - \frac{f_y}{6} * (l - b)^3 + C_1 * l - \frac{f_y}{6} * (b)^3$$

despejando la expresión tendríamos que C1 sería igual a:

$$C_1 = -\frac{R_1}{6} * (l)^2 + \frac{w}{24} * (l)^3 + \frac{f_y}{6} * \frac{1}{l} * [(l - b)^3 + (b)^3]$$

reemplazando en la ecuación principal tenemos la siguiente expresión:

$$E * I * y = \frac{R_1}{6} * (x^3 - (x * l^2)) - \frac{w}{24} * [x^4 - x * (l)^3] - \frac{f_y}{6} * [(x - b)^3 - \left(\frac{x}{l} * [(l - b)^3 + (b)^3]\right) + (b)^3]$$

reemplazando con los datos conocidos anteriormente sabiendo que el “w” es la carga distribuida y que el material el acero inoxidable, por consiguiente, luego se obtiene lo siguiente:

$$E * I = (205 * 10^9) \frac{N}{m^2} * \left[ \frac{\pi}{64} * (0.0254^4) \right] = \mathbf{4188.5 N * m^2}$$

$$\frac{R_1}{6} * (x^3 - (x * l^2)) = \frac{1556}{6} * (0.174^3 - (0.174 * 0.348^2)) = -4.08 N * m^3$$

$$\frac{R_1}{6} * (x^3 - (x * l^2)) = -4.098 N * m^3$$

$$\frac{w}{24} * [x^4 - x * (l)^3] = \frac{39.17}{24} * [0.174^4 - (0.174 * 0.348^3)]$$

$$\frac{w}{24} * [x^4 - x * (l)^3] = -0.01047 N * m^3$$

$$\frac{f_y}{6} * [(x - b)^3 - \left(\frac{x}{l} * [(l - b)^3 + (b)^3]\right) + (b)^3] =$$

$$\frac{3098.8}{6} * \left[ -\left(\frac{0.174}{0.348} * [(0.348 - 0.174)^3 + 0.174^3]\right) + 0.174^3 \right]$$

$$\frac{f_y}{6} * [(x - b)^3 - \left(\frac{x}{l} * [(l - b)^3 + (b)^3]\right) + (b)^3] = 0.00 N * m^3$$

$$y = \frac{-4.098 + 0.01047 + 0.00}{4188.5} = (-0.000976)m$$

$$y = -0.976 \text{ mm}$$

Según este valor se puede considerar que la deflexión no es muy apreciable, entonces el material y la dimensión del diámetro fueron bien estimados, ahora se evalúa si la deformación es elástica o es deformada permanente mente, al igual que en el elemento del espaldar mediante el esfuerzo normal se determina el tipo de deformación.

Esfuerzo normal debido a flexión barra actuador espaldar

$$M = R_1 * (x)^1 - \frac{w}{2} * (x)^2 - f_y * (x - b)^1$$

$$M = (1556 * 0.175) - \left(\frac{39.17}{2} * 0.175^2\right) - 3098.4 * (0.175 - 0.174)$$

$$M = 268.60 \text{ N} * m$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{268.60 * 0.0127}{\left(\frac{\pi}{64} * (0.0254^4)\right)} = 166.957.127,51 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 166,96 \text{ MPa}$$

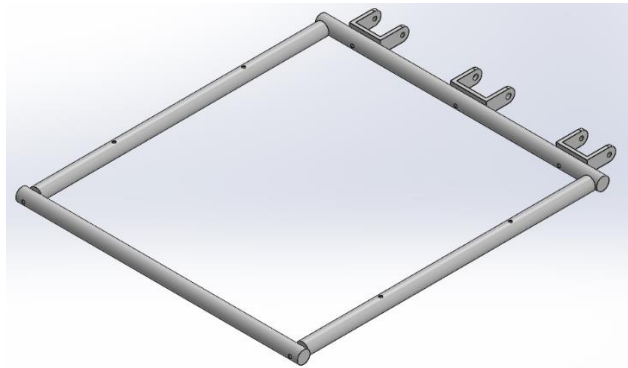
$$\sigma < S_y$$

Según esto se observa que el elemento está dentro de la zona elástica del material por tanto la deformación es momentánea. Ahora conociendo lo anterior se procede con los cálculos de las fuerzas del asiento, determinando si la estructura de soporte y si los rodamientos soportan al paciente y se mantiene estable a la hora de accionar el actuador del espaldar.

Análisis del asiento al chasis

de igual forma como se analizaron las barras donde se encontraba apoyado el actuador se deberá analizar las barras donde descansa el asiento en general por consiguiente se identificará el peso de la estructura que compone al asiento.

Ilustración 43. Base superior.



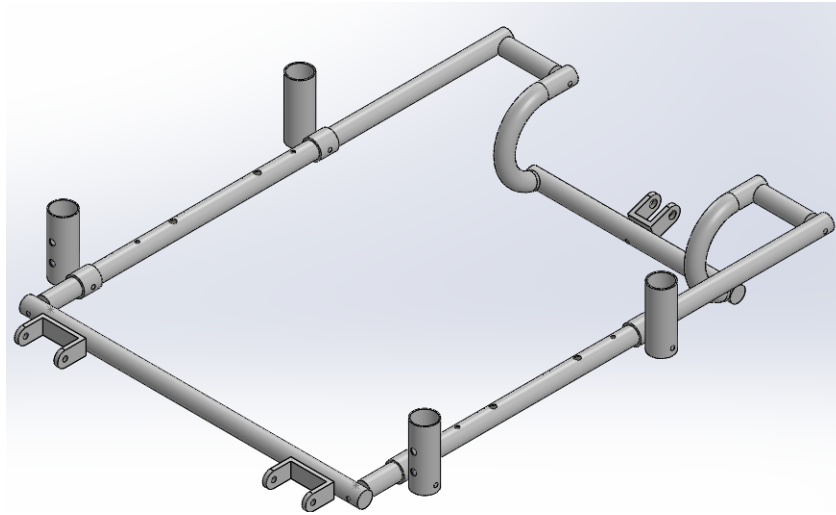
Con el propósito de tener un dato preciso y acertado de la masa de este elemento se recurre al software SolidWorks, pero como ya se mostró anteriormente el dato del volumen es fácilmente calculable, pero se omite.

$$m = v * \rho$$

$$m = 307.68 \text{ cm}^3 * 7.87 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 2421.44 \text{ g}$$

$$m = 2.42 \text{ Kg}$$

Ilustración 44. Base inferior.

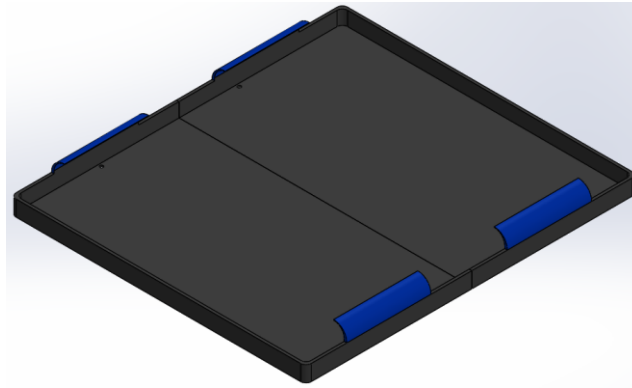


Con el fin de tener precisión con los datos se recurrirá a SolidWorks para el valor del volumen de la estructura en general, debido a que está compuesta de tubos y barras solidas como también de la articulación realizada con platina, esta estructura posee elementos en aluminio por los cuales se dará el dato de la masa en general de la pieza.

$$m = 4634.33 \text{ g} = 4.63 \text{ Kg}$$

Placa plástica asiento: este elemento es la superficie plana que sirve de apoyo para los pacientes y une la estructura metálica al confort de la cojinería.

Ilustración 45. Base en ABS del asiento.



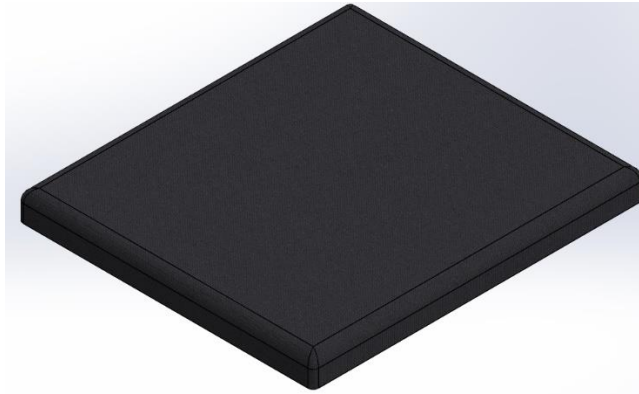
Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

$$m = v * \rho$$

$$m = 1443.59 \text{ cm}^3 * 1.07 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = \mathbf{1544.64 \text{ g} = 1.54 \text{ Kg}}$$

Cojín asiento: es uno de los elementos que brinda confort al asiento para que el paciente no se sienta incómodo.

Ilustración 46. Cojín del asiento.



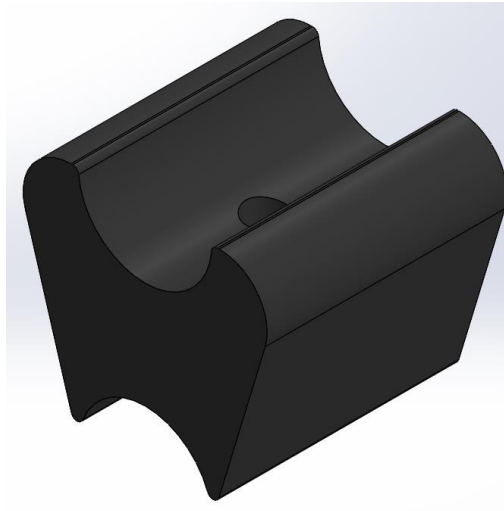
Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

$$m = v * \rho$$

$$m = 17558.95 \text{ cm}^3 * 0.016 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = \mathbf{280 \text{ g} = 0.28 \text{ Kg}}$$

Apoyos: este elemento sirve tanto para unir las bases del asiento como para dar estabilidad al asiento.

Ilustración 47. Cojín del asiento.



Para conseguir un dato más preciso se recurre al software SolidWorks para determinar el volumen de la pieza.

$$m = v * \rho$$

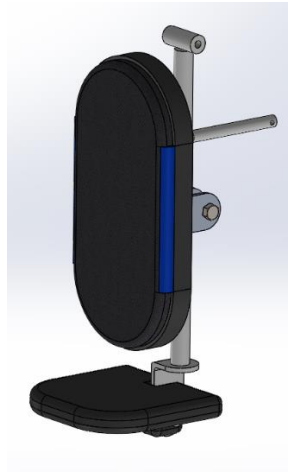
$$m = 36.36 \text{ cm}^3 * 1.07 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 38.91 \text{ g}$$

$$\text{masa apoyos} = 38.91 * 4 = \mathbf{155.64 \text{ g}}$$

Reposa piernas: esta pieza es la encargada de recibir el peso de las piernas y así mismo donde se puede apoyar los pies, como se ha mostrado anteriormente el despiece de algunos componentes en este caso se dará general, pero posee los mismos materiales mencionados anteriormente tubería cold rolled o acero laminado en frío, polímero ABS, y los cojines de espuma flexible, veremos cuánto pesa este componente de la estructura,



Ilustración 48. reposa piernas.



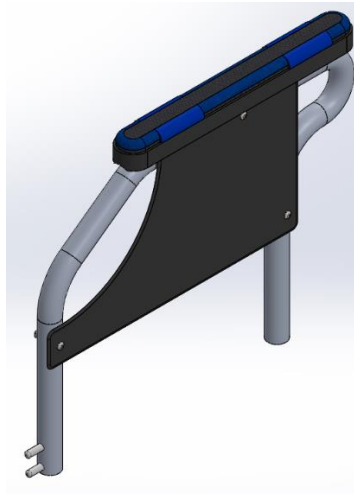
$$\text{masa reposa piernas} = 3255.08$$

$$\text{masa reposa piernas} = \mathbf{3.26\ Kg}$$

$$\text{masa de ambos reposa piernas} = 3.26\ Kg * 2 = \mathbf{6.52\ Kg}$$

Apoya brazos: esta pieza del equipo es donde como su nombre lo indica se pueden apoyar los brazos o como apoyos para levantarse o sentarse, al igual que con los reposa piernas el dato será general.

Ilustración 49. Apoya brazos.

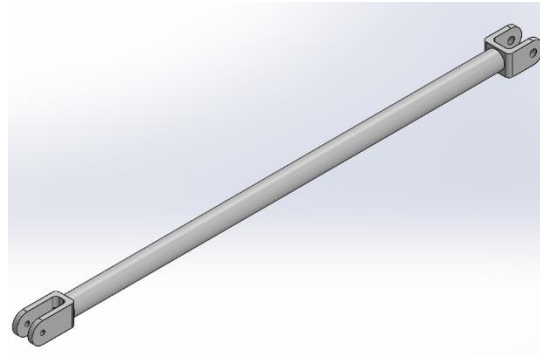


$$\text{masa apoya brazo} = 1105.37 \text{ g}$$

$$\text{masa de ambos apoya brazo} = 1.11 * 2 = \mathbf{2.22 \text{ Kg}}$$

Barra UPE: esta barra es la encargada de unir los reposa piernas con el espaldar para formar el mecanismo de cuatro barras y generar el movimiento simultaneo del reposa piernas y el espaldar, con el fin de tener precisión en los datos se recurrirá al software SolidWorks para el dato del volumen.

Ilustración 50. Barra UPE.



$$m = v * \rho$$

$$m = 107.76 \text{ cm}^3 * 7.87 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 848.07 \text{ g}$$

$$\text{masa de ambas barras UPE} = 848.07 * 2 = \mathbf{1.69 \text{ Kg}}$$

Masa de la estructura a soportar: luego de saber el peso de cada elemento que conforma el asiento en general se suman para saber el peso que soporta el chasis.

$$\text{total a soportar} = 2.42 + 4.63 + 1.54 + 0.28 + 0.16 + 6.52 + 2.22 + 1.69 + 8.95$$

$$\text{total a soportar} = 28410 \text{ g} \approx \mathbf{28.41 \text{ Kg}}$$

Sabiendo esto podemos adicionar el peso de la persona que sería de 150 kg y el peso adicional del actuador, los pasadores y tornillería que esta estructura representa o lleva incorporada, con lo cual evaluaremos si las dimensiones del chasis son las adecuadas, pero debido a que se soporta en dos barras se considera que esta masa es la mitad la que soporta cada elemento del chasis.

$$\text{masa a soportar} = 150 + 42.15 = \frac{192.15}{2} = 96.1 \text{ Kg}$$

Se debe considerar que la fuerza como esta aplicada en dos secciones diferentes pero iguales, pero además se debe considerar el peso de esta estructura(chasis), lo siguiente, además se

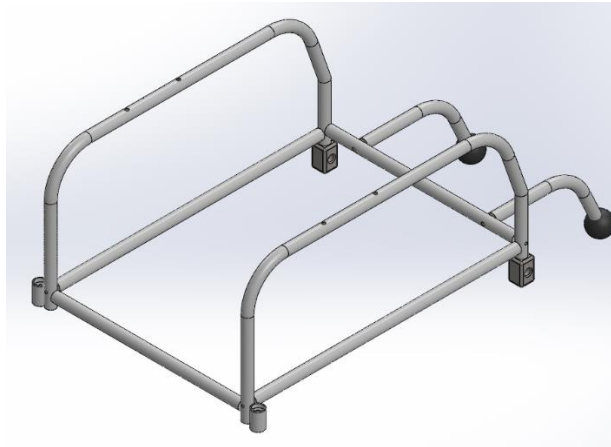
consideran dos fuerzas imaginarias que serían las que se producen en el material para soportar las fuerzas aplicadas:

$$W = 96.1 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 942.74 \text{ N}$$

$$W = \frac{942.74}{2} = 471.37 \text{ N}$$

Peso del chasis: se debe analizar el peso del chasis para saber con certeza el peso general de la silla de ruedas y ver cómo se comportan los ejes de las ruedas.

Ilustración 51. chasis.



Primero se analizará el peso de la estructura compuesta por tubos de 1" de diámetro y  $1\frac{1}{2}$  pulgada de diámetro para barra cuadrada y circular, pero también se considera el peso del agarre de los frenos de mano y las esferas de caucho de los apoyos anti vuelco donde recurrimos a SolidWorks para el dato de la masa para mayor precisión del dato.

$$m = v * \rho$$

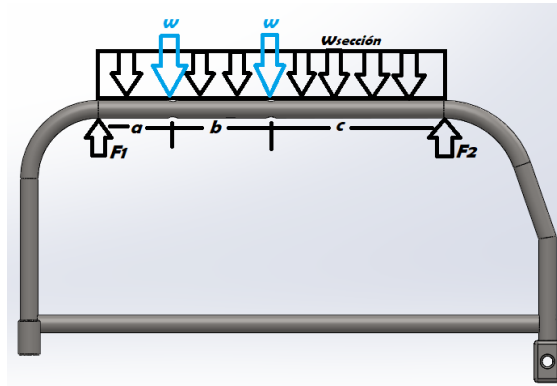
$$m = 7325.2 \text{ g}$$

$$\text{masa del chasis} = \mathbf{7.33 \text{ Kg}}$$

Análisis estático del chasis.

Para analizar el chasis no se tomará todo el peso de este, en vez de eso se tomará la sección plana donde recaen las fuerzas como se muestra a continuación:

Ilustración 52. D.C.L chasis.



$$w_{seccion} = m * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$m = v * \rho$$

$$v = \frac{\pi}{4} * (2.54^2 - 2.3^2) cm^2 * 50 cm = 45.62 cm^3$$

$$m = 45.62 cm^3 * 7.87 \frac{g}{cm^3} = 359.03 g$$

$$w_{seccion\ puntual} = 0.36 Kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 3.53 N$$

$$w_{seccion} = \frac{3.53}{0.5} = 7.06 \frac{N}{m}$$

en este se analizan las fuerzas y cómo reacciona el elemento a estas fuerzas, con el fin de conocer reacciones o fuerzas desconocidas:

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$F_1 - w_1 - w_2 - w_{seccion} + F_2 = 0$$

$$F_1 = w_1 + w_2 + w_{seccion} - F_2$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$-(w_1 * a) - [w_2 * (a + b)] - [w_{seccion} * (a + b)] + [F_2 * (a + b + c)] = 0$$

$$F_2 = \frac{(w_1 * 0.108) + (w_2 * 0.25) + (w_{seccion} * 0.25)}{0.5}$$

$$F_2 = \frac{(471.37 * 0.108) + (471.37 * 0.25) + (3.53 * 0.25)}{0.5} = \mathbf{339.27 N}$$

$$F_1 = 471.37 + 471.37 + 3.53 - 339.27 = \mathbf{607 N}$$

Análisis de deflexión

Primero se define la expresión de la sección del elemento sabiendo que el sistema no es estáticamente indeterminado se aplica funciones de singularidad.

$$q = F_1 * (x)^{-1} - w_1 * (x - a)^{-1} - w_2 * (x - c)^{-1} - w_{sec} * (x)^0 + w_{sec} * (x - l)^0 + F_2 * (x - l)^{-1}$$

Ahora si bien se había considerado anteriormente en los casos del espaldar los términos acompañados de la variable  $(x - l)$  se descartan por consiguiente la expresión quedaría de la siguiente forma:

$$q = F_1 * (x)^{-1} - w_1 * (x - a)^{-1} - w_2 * (x - c)^{-1} - w_{sec} * (x)^0$$

Ahora se procede con la integración de esta expresión con el propósito de determinar las expresiones de fuerza cortante y momento flector:

Fuerza cortante:

$$V = F_1 * (x)^0 - w_1 * (x - a)^0 - w_2 * (x - c)^0 - w_{sec} * (x)^1$$

Momento flector:

$$M = F_1 * (x)^1 - w_1 * (x - a)^1 - w_2 * (x - c)^1 - \frac{w_{sec}}{2} * (x)^2$$

Conociendo la expresión de momento flector se vuelve a integrar la expresión de momento dos veces para conseguir la expresión que nos describa la deflexión de este elemento.

$$E * I * \frac{dy}{dx} = \frac{F_1}{2} * (x)^2 - \frac{w_1}{2} * (x - a)^2 - \frac{w_2}{2} * (x - c)^2 - \frac{w_{sec}}{6} * (x)^3 + C_1$$

$$E * I * y = \frac{F_1}{6} * (x)^3 - \frac{w_1}{6} * (x - a)^3 - \frac{w_2}{6} * (x - c)^3 - \frac{w_{sec}}{24} * (x)^4 + C_1 * x + C_2$$

Conociendo esta expresión se podrá conocer la deflexión que posea el elemento, ahora se procede a definir las condiciones de frontera que ayudaran a determinar las constantes  $C_1$  y  $C_2$ , las cuales son:

primera condición: para  $x = 0$  tenemos que  $y = 0$

segunda condición: para  $x = l$  tenemos que  $y = 0$

aplicando la primera condición de frontera se obtiene que:

$$-\frac{w_1}{6} * (-a)^3 - \frac{w_2}{6} * (-c)^3 + C_2 = 0$$

$$C_2 = -\frac{w_1}{6} * (a)^3 - \frac{w_2}{6} * (c)^3$$

Aplicando la segunda condición de frontera se obtiene que:

$$\frac{F_1}{6} * (l)^3 - \frac{w_1}{6} * (l - a)^3 - \frac{w_2}{6} * (l - c)^3 - \frac{w_{sec}}{24} * (l)^4 + C_1 * l - \frac{w_1}{6} * (a)^3 - \frac{w_2}{6} * (c)^3 = 0$$

$$C_1 = -\frac{F_1}{6} * (l)^2 + \frac{w_1}{6 * l} * [(l - a)^3 + a^3] + \frac{w_2}{6 * l} * [(l - c)^3 + c^3] + \frac{w_{sec}}{24} * (l)^3$$

Reemplazando las constantes en la expresión inicial se obtiene lo siguiente:

$$E * I * y =$$

$$\frac{F_1}{6}(x^3 - xl^2) - \frac{w_1}{6} \left[ (x - a)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - a)^3 + a^3) \right) + a^3 \right] - \frac{w_2}{6} \left[ (x - c)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - c)^3 + c^3) \right) + c^3 \right] - \frac{w_{sec}}{24} * [(x)^4 - (l)^3]$$

Esta sería la expresión final, reemplazando los datos que se conocen y sabiendo que el material es acero inoxidable y que la sección transversal es la de un tubo se expresa que:

$$E * I = (205 * 10^9) \frac{N}{m^2} * \frac{\pi}{64} (0.0254^4 - 0.023^4) m^4 = 1372.5 N * m^2$$

$$E * I = \mathbf{1372.5 N * m^2}$$

$$\frac{F_1}{6} (x^3 - xl^2) = \frac{607}{6} * (0.25^3 - (0.25 * 0.5^2)) = -4.74 \frac{N}{m}$$

$$\frac{w_1}{6} \left[ (x - a)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - a)^3 + a^3) \right) + a^3 \right] =$$

$$\frac{471.37}{6} * \left[ (0.25 - 0.108)^3 - \left( \frac{0.25}{0.5} * ((0.5 - 0.108)^3 + 0.108^3) \right) + 0.108^3 \right] = -2.09 N$$

$$\frac{w_1}{6} \left[ (x - a)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - a)^3 + a^3) \right) + a^3 \right] = -2.09 N$$

$$\frac{w_2}{6} \left[ (x - c)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - c)^3 + c^3) \right) + c^3 \right] =$$

$$\frac{471.37}{6} * \left[ -\left( \frac{0.25}{0.5} * ((0.5 - 0.25)^3 + 0.25^3) \right) + 0.25^3 \right] = 0$$



$$\frac{w_2}{6} \left[ (x - c)^3 - \left( \frac{x}{l} * ((l - c)^3 + c^3) \right) + c^3 \right] = 0$$

$$\frac{w_{sec}}{24} * [(x)^4 - (l)^3] = \frac{7.06}{24} * (0.25^4 - 0.5^3) = -0.03562$$

Reemplazando los términos en la expresión se obtiene que la deflexión es de:

$$y = \frac{-4.74 + 2.09 + 0.03562}{1372.5} = -0.001905 \text{ m}$$

$$y = 1.91 \text{ mm}$$

Sabiendo esto se podría considerar que el chasis no se deforma lo suficiente para fallar, por consiguiente, el material y las dimensiones fueron bien estimadas para una vida útil prolongada, ahora se evalúa si la deformación es elástica o permanente, teniendo en cuenta el esfuerzo a la fluencia como en los pasos previos el cual tiene un valor de 390 MPa.

Esfuerzo normal debido a flexión barra soporte (chasis).

$$M = F_1 * (x)^1 - w_1 * (x - a)^1 - w_2 * (x - c)^1 - \frac{w_{sec}}{2} * (x)^2$$

$$M = (607 * 0.251) - (471.37 * (0.251 - 0.108)) - (471.37 * (0.251 - 0.25)) - \left( \frac{7.06}{2} * 0.251^2 \right)$$

$$M = 84.26 \text{ N} * \text{m}$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{84.26 * 0.0127}{\left( \frac{\pi}{64} * (0.0254^4 - 0.023^4) \right)} = 159.834.818,59 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 159,83 \text{ MPa}$$

$$\sigma < S_y$$

Según esto se puede considerar que la deformación se encuentra dentro de la zona elástica del material por consiguiente este no se deteriorara de inmediato, si no después de determinado tiempo debido a la fatiga que sufra el material con el tiempo.

Ahora si se puede considerar el peso total de la estructura para determinar el tipo de rodamiento que se adecuara a soportar tanto la estructura como a la persona y nos dé un grado de libertad de rodadura bastante cómodo para que la silla se pueda trasladar.

$$peso\ total = 150 + 50.19 = \mathbf{200.19\ Kg}$$

Sabiendo que el peso de la estructura se divide en los cuatro puntos de apoyo o ruedas tendríamos que.

$$peso\ en\ cada\ punto = \frac{200.19}{4} = 50.05\ Kg$$

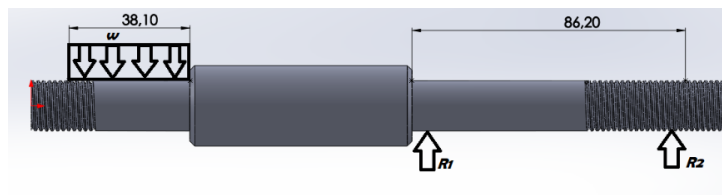
Por consiguiente, cada punto va a soportar esta carga y a su vez sabiendo que el eje de las ruedas traseras posee un diámetro de 5/8 de pulgada y asumiendo que la fuerza a soportar es de:

$$w = 50.05\ Kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 490.99\ N$$

- Análisis del eje de las ruedas traseras

Antes de seleccionar el rodamiento o asumir uno en base al peso que va a soportar se analizará si el eje soporta la carga o si se deforma considerablemente.

Ilustración 53. D.C.L eje de ruedas traseras.



Inicialmente se debe realizar el análisis estático del eje para conocer las reacciones 1 y 2.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-(w * l) + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_2 = (w * l) - R_1$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$R_1 * 0.07033 - [(w * l) * 0.16732] = 0$$

$$R_1 = \frac{490.99 * 0.16731}{0.07033} = 1168.03 \text{ N}$$

$$R_2 = 490.99 - 1168.03 = -677.04 \text{ N}$$

Debido a esto entonces se considera que la reacción 2 se encuentra en la dirección opuesta por consiguiente el valore de la reacción 2 seria:

$$R_2 = 677.04 \text{ N}$$

Conociendo estos datos se procede a realizar el análisis de deflexión por ecuaciones de singularidad debido a que el sistema no es estática mente indeterminado, lo primero sería establecer la ecuación que rige el elemento.

$$q = -w(x)^0 + w(x - a)^0 + R_1(x - b)^{-1} - R_2(x - l)^{-1}$$

Ahora como se ha venido realizando se integra dos veces para conocer la expresión para la fuerza cortante y el momento flector.

Fuerza cortante:

$$V = -w(x)^1 + w(x - a)^1 + R_1(x - b)^0 - R_2(x - l)^0$$

Momento flector:

$$M = -\frac{w}{2}(x)^2 + \frac{w}{2}(x - a)^2 + R_1(x - b)^1 - R_2(x - l)^1$$

Los términos acompañados de la diferencia  $(x - l)$  se desprecian o no se consideran debido a que no existe una dimensión mayor a la longitud entre los puntos donde se ubican las reacciones y la fuerza  $w$  por consiguiente este término se elimina, y se procede a integrar dos veces la expresión de momento flector para determinar la expresión que denota la deformación del eje.

Primera integral:

$$E * I * \frac{dy}{dx} = -\frac{w}{6}(x)^3 + \frac{w}{6}(x - a)^3 + \frac{R_1}{2}(x - b)^2 + C_1$$

Segunda integral:

$$E * I * y = -\frac{w}{24}(x)^4 + \frac{w}{24}(x - a)^4 + \frac{R_1}{6}(x - b)^3 + C_1(x) + C_2$$

Cabe resaltar que el  $w$  es la carga distribuida y no la puntual el cual tendría un valor de:

$$w = \frac{490.99 \text{ N}}{0.0508 \text{ m}} = 9665.16 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Luego se definen la condición de frontera la cuales son las siguientes:

primera condición: para  $x = 0$  tenemos que  $y = 0$

segunda condición: para  $x = l$  tenemos que  $y = 0$

para la primera condición de frontera tendríamos:

$$0 = +\frac{w}{24}(0 - a)^4 + \frac{R_1}{6}(0 - b)^3 + C_2$$

$$C_2 = -\frac{w}{24}(a^4) + \frac{R_1}{6}(b^3)$$

para la segunda condición de frontera tendríamos:

$$0 = -\frac{w}{24}(l)^4 + \frac{w}{24}(l-a)^4 + \frac{R_1}{6}(l-b)^3 + C_1(l) - \frac{w}{24}(a^4) + \frac{R_1}{6}(b^3)$$

$$C_1 = \frac{w}{24} \left[ \frac{(l-a)^4}{l} - l^3 - \frac{a^4}{l} \right] + \frac{R_1}{6} \left[ \frac{(l-b)^3}{l} + \frac{b^3}{l} \right]$$

Reemplazando los términos en la expresión general tendríamos lo siguiente:

$$E * I * y = \frac{w}{24} \left[ (x-a)^4 - (x)^4 + \frac{x}{l} [(l-a)^4 - l^4 - a^4] - a^4 \right] + \frac{R_1}{6} \left[ (x-b)^3 + \frac{x}{l} [(l-b)^3 + b^3] + b^3 \right]$$

Ahora se reemplazarán los valores numéricos para saber cuánto es que se deforma el eje de las ruedas traseras.

$$\begin{aligned} & \frac{w}{24} \left[ (x-a)^4 - (x)^4 + \frac{x}{l} [(l-a)^4 - l^4 - a^4] - a^4 \right] = \\ & = \frac{9665.16}{24} \left[ 0.000037 - 0.000181 + \left( \frac{0.11604}{0.1943} * (0.000595 - 0.001425 - 0.000002) \right) - 0.000002 \right] \end{aligned}$$

$$\frac{w}{24} \left[ (x-a)^4 - (x)^4 + \frac{x}{l} [(l-a)^4 - l^4 - a^4] - a^4 \right] = -\mathbf{0.258 N * m^3}$$

$$\frac{R_1}{6} \left[ (x-b)^3 + \frac{x}{l} [(l-b)^3 + b^3] + b^3 \right] = \frac{1168.03}{6} \left[ \left( \frac{0.11604}{0.1943} (0.000479 + 0.001563) \right) + 0.001563 \right]$$

$$\frac{R_1}{6} \left[ (x-b)^3 + \frac{x}{l} [(l-b)^3 + b^3] + b^3 \right] = \mathbf{0.542 N * m^3}$$

Ahora se reemplazan los términos en la expresión para determinar la deflexión de este elemento, el material se considerará de acero inoxidable donde el módulo de elasticidad es de  $E = 190 \text{ GPa}$ , la sección es circular.

$$I = \frac{\pi}{64} * 0.015875^4 = (3.12 * 10^{-9}) m^4$$

$$E * I = (190 * 10^9) * (3.12 * 10^{-9}) = 592.35 N * m^2$$

Reemplazando todos los términos se obtiene que la deformación tiene un valor de:

$$y = \frac{-0.258 + 0.542}{592.35} = 0.000479 m \approx \mathbf{0.479 mm}$$

Según esto la deformación es mínima por consiguiente el eje soportará la carga y no se tenderá a doblar o partir, ahora se revisará si la deformación es elástica o permanente, sabiendo que el material es acero inoxidable AISI 303 y el esfuerzo de fluencia es de 241 MPa.

$$M = -\frac{w}{2}(x)^2 + \frac{w}{2}(x - a)^2 + R_1(x - b)^1$$

$$M = -\frac{9665.16}{2}(0.11804)^2 + \frac{9665.16}{2}(0.11804 - 0.0381)^2 + 1168.03(0.11804 - 0.11604)^1$$

$$M = |-34.12| N * m$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{34.12 * 0.007938}{\left(\frac{\pi}{64} * 0.015875^4\right)} = 86.875.092,99 Pa$$

$$\sigma = 86,87 MPa$$

$$\sigma < S_y$$

Luego la deformación es elástica debido a que no supera el esfuerzo a la fluencia del material.

- Selección de rodamiento.

Conociendo estos datos se dirige al manual de SKF para encontrar entre los rodamientos rígidos de bolas uno adecuado para una carga de 490 N y diámetro de eje de 5/8 de pulg,

Primero de la tabla 9 del manual de SKF se busca la aplicación de equipos médicos la cual expresa que la vida nominal en horas sería de (300-3000) horas de trabajo tomando entonces un promedio de este dato siendo así 1650 h por consiguiente se determina la vida nominal en millones de revoluciones considerando que estos van a tener 60 R.P.M como velocidad de trabajo sabiendo esto decimos que.

$$L_{10} = 60 \frac{rev}{min} * \frac{60 min}{1 h} * 1650 h = 5.94 \text{ millones de rev}$$

Ahora conociendo que la fuerza es axial pura se considera que  $P = F_a = 490 N$ , esto mencionado en recomendaciones del manual de SKF. Sabiendo también que para rodamientos rígidos de bolas el valor de K es 3, entonces se determina la capacidad de carga dinámica que ha de tener el rodamiento.

$$L_{10} = \left( \frac{c'}{P} \right)^K$$

$$c' = (L_{10})^{1/K} * P$$

$$c' = (5.94)^{1/3} * 490 = 887.41 N$$

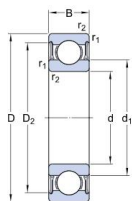
$$c' = 0.89 KN$$

Con este valor y el diámetro del eje se encuentra un rodamiento que cumpla con la relación de  $c \geq c'$  por lo cual se eligió el siguiente rodamiento D/W R10 R-2Z.

Ilustración 54. Dimensiones rodamiento trasero.

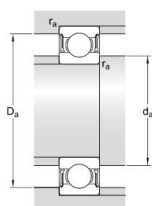
D/W R10-2RZ

Dimensiones



d	15.875	mm
D	34.925	mm
B	8.733	mm
d <sub>1</sub>	≈ 23.5	mm
d <sub>2</sub>	≈ 21.5	mm
D <sub>2</sub>	≈ 30.8	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.8	mm

Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 20.5	mm
d <sub>a</sub>	max. 21	mm
D <sub>a</sub>	max. 31	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.8	mm

Tomado de: Catálogo general de rodamientos SKF.

Ilustración 55. Especificaciones rodamiento trasero.

**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.94	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	3.15	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.137	kN
Velocidad de referencia		40000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>f</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14.1	

**Masa**

Rodamiento de masa		0.036	kg
--------------------	--	-------	----

Tomado de: Catálogo general de rodamientos SKF.

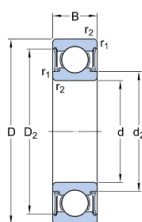
Esto se sacó de la página oficial de SKF donde como dato de referencia se dio el diámetro del eje o diámetro interno del rodamiento y se seleccionó uno que por seguridad sobrepase la carga que ha de soportar el rodamiento, debido a que la función de este rodamiento no es tan exigente como la de un eje motriz que pueda estar en constante movimiento o a velocidades muy altas solo se tomó en cuenta el peso a soportar y el diámetro del eje.



De igual forma para los rodamientos delanteros, pero estos poseen un eje de ½ pulgada el peso a soportar es el mismo, por consiguiente, el ( $c'$ ) se mantiene igual, entonces del manual de SKF, tenemos un rodamiento D/W R8 R-2Z.

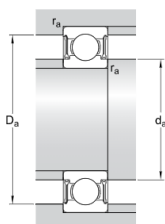
Ilustración 56. Dimensiones rodamiento delantero.

Dimensiones



d	12.7	mm
D	28.575	mm
B	7.938	mm
d <sub>2</sub>	≈ 16	mm
D <sub>2</sub>	≈ 25.15	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.4	mm

Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 15	mm
d <sub>a</sub>	max. 15.5	mm
D <sub>a</sub>	max. 26	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.4	mm

Tomado de: Catálogo general de rodamientos SKF.

Ilustración 57. Especificaciones rodamiento delantero.

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.42	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	2.36	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.102	kN
Velocidad de referencia		60000	r/min
Velocidad límite		30000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>f</sub>	0.03	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13.2	

Masa

Rodamiento de masa		0.021	kg
--------------------	--	-------	----

Tomado de: Catálogo general de rodamientos SKF.

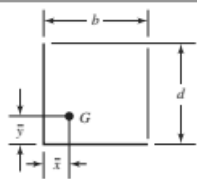
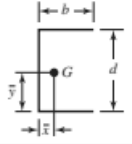
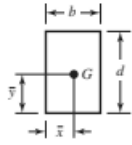

- Soldadura.

Para la soldadura se optó por el método de soldadura TIG, debido a que este método de soldadura ofrece acabados increíbles y agradables a la vista para que la estructura no se vea rudimentaria y que tenga mejores acabados,

Como primera etapa se consideran los esfuerzos a torsión de la soldadura de la tabla 9-1 considerando el caso cuatro del libro de diseño de ingeniería mecánica de shigley.

Ilustración 58. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.

Propiedades torsionales de las soldaduras de filete\* (continuación)

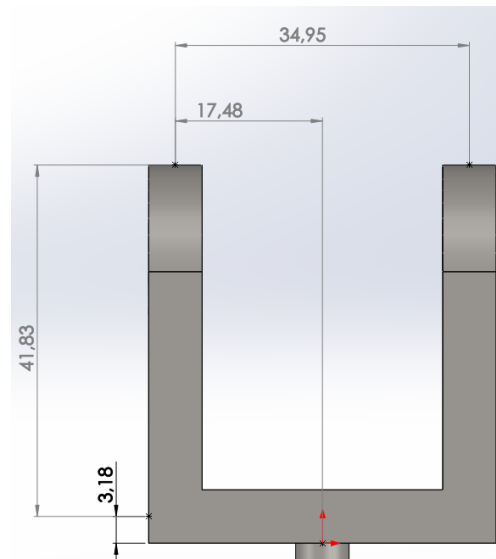
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
3. 	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
5. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
6. 	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

Hallando el área

$$A = 0.707h(2b + d)$$

Ilustración 59. Distancias a considerar para esfuerzo a torsión.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

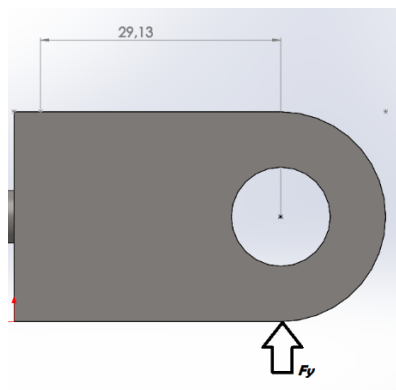
$$A = 0.707(12.7)(2(41,85) + 34.95)$$

$$A = 1065 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante primario se toma como la mitad de la carga sentado

Posición sentada:

Ilustración 60. Posición sentada.



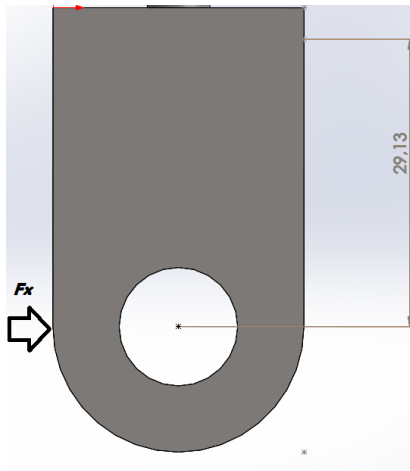
Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$F_y = 4325.7 \text{ N}$$

$$\tau' = \frac{v}{A} = \frac{2162,85 \text{ N}}{1065 \text{ mm}^2} = 2,03 \text{ Mpa}$$

Posición acostada:

Ilustración 61. Posición acostada.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$F_x = 4228.6 \text{ N}$$

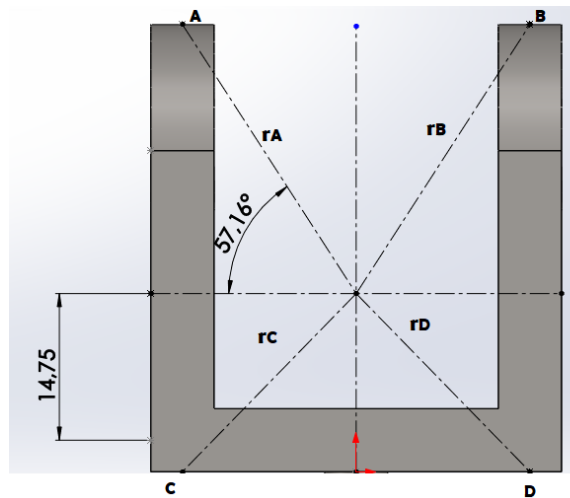
$$\tau' = \frac{v}{A} = \frac{2114,3 \text{ N}}{1065 \text{ mm}^2} = 1,98 \text{ Mpa}$$

Distancia de la fuerza a la soldadura = 29,125mm

De la tabla 9-1 del libro de diseño de ingeniería mecánica de shigley caso 4

$$\bar{x} = \frac{(41,825)^2}{2(41,825) + (34,95)} = 14,75 \text{ mm}$$

Ilustración 62. Radios donde se originan los cortantes.



Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$r_A = r_B = [(17,475)^2 + (41,825 - 14,75)^2]^{1/2} = 32,22 \text{ mm}$$

$$r_C = r_D = [(17,475)^2 + (14,75)^2]^{1/2} = 22,87 \text{ mm}$$

Segundo momento polar del área

$$J = 0,707 * 12,7 * \left[ \left( \frac{8 * (41,825)^3 + 6 * (41,025) * (34,95)^2 + (34,95)^3}{12} \right) - \left( \frac{41,88}{2 * (41,825) + 34,95} \right)^4 \right]$$

$$J = 8,9789 * (77879,465 - 25802,3409)$$

$$J = 467.595,3 \text{ mm}^4$$

El momento

$$M = F * L$$

$$M = 2162,85 * \frac{(29,125 - 14,75)}{1000} = 31,1 \text{ Nm}$$

$$M = 2114,3 * \frac{(29,125 - 14,75)}{1000} = 30,4 \text{ Nm}$$

Esfuerzos secundarios

$$\tau_{A''} = \tau_{B''} = \frac{M * r}{J} = \frac{(31,1 \times 10^3 \text{ Nmm} * 32,22 \text{ mm})}{467595,3 \text{ mm}^4} = 2,14 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{C''} = \tau_{D''} = \frac{M * r}{J} = \frac{(31,1 \times 10^3 \text{ Nmm} * 22,87 \text{ mm})}{467595,3 \text{ mm}^4} = 1,52 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos forman ángulos debido a que están definidos por dos componentes  $\tau'$  y  $\tau''$

$$\tan^{-1} \left( \frac{27,075}{17,475} \right) = 57,16^\circ$$

$$\tan^{-1} \left( \frac{14,75}{17,475} \right) = 44,63^\circ$$

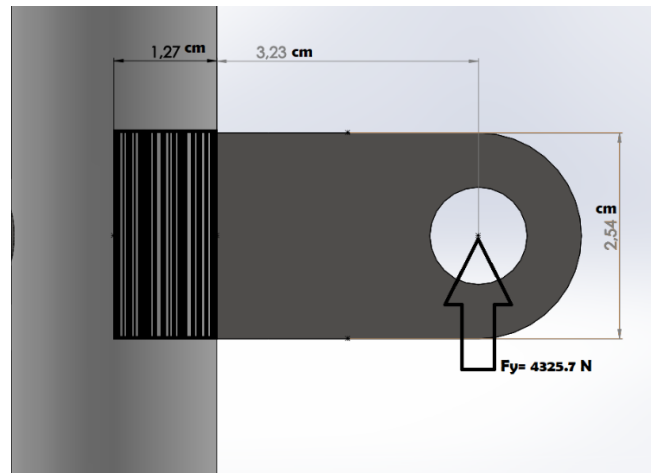
$$\tau_B = \tau_A = \sqrt{(2,03 - 2,14 * \sin 57,16)^2 + (2,14 * \cos 57,16)^2} = 1,18 \text{ Mpa}$$

$$\tau_C = \tau_D = \sqrt{(2,03 - 1,18 * \sin 44,63)^2 + (1,18 * \cos 44,63)^2} = 1,55 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{max} = \tau_C = \tau_D = 1,55 \text{ Mpa}$$

Ahora se analizará la soldadura estando a flexión si es adecuada y si resiste la carga a la que está sometida, sabiendo que es una soldadura E60S-2 con un factor de diseño de 2.5, en la figura se muestra la articulación soldada a la barra central donde la sección en negro es soldadura con ese espesor de sección.

Ilustración 63. Elemento de estudio para resistencia de soldadura a flexión.




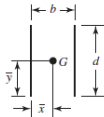
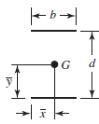
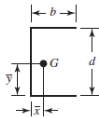
Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

Primero se encontrará el área indicada en la tabla 9-2 como el caso 2 del libro de cálculo de elementos de máquinas de shigley

Ilustración 64. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete.

**Tabla 9-2**

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete\*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$

Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$A = 1.414 * h * d = 1.414 * 0.0127 * 0.0254 = 0.000456 \text{ m}^2$$

$$A = 0.000456 \text{ m}^2$$

Ahora de la tabla 9-3 tendríamos que para una soldadura E60S-2 de tipo TIG,  $S_y = 345 \text{ MPa}$  y  $S_{ut} = 427 \text{ MPa}$  de igual forma de la tabla 9-2 la expresión para el dato de  $I_u$

#### Ilustración 65. Propiedades mínimas del metal de aporte.

**Tabla 9-3**

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

\* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{0.0254^3}{6} = 0.000003 \text{ m}^3$$

Según el capítulo 9 del libro de cálculo de elementos de máquinas de shigley donde la inercia sería.

$$I = 0.707 * h * I_u = 0.707 * 0.0127 * 0.000003 = (2.69 * 10^{-8}) \text{ m}^4$$

Ahora con estos datos y sabiendo que las fuerzas estando sentado es de 4325.7 N y estando acostado 4228.6 N se considera la mayor para los cálculos se determinarán los cortantes primario y secundario.



$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{4.33}{0.000456} = 9.495,61 \text{ KPa} \approx 9,5 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{4.33 * 0.0323 * 0.0127}{(2.69 * 10^{-8})} = 66.030,08 \text{ KPa} \approx 66,03 \text{ MPa}$$

Ahora para el cortante total aplicamos Pitágoras según se indica en la shigley

$$\tau = ((9,5)^2 + (66,03)^2)^{\frac{1}{2}} = 66,71 \text{ MPa}$$

Conociendo este dato y con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad sería:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 * 345}{66,71} = 2.98$$

Según esto se podría decir que se cumple la relación  $n \geq n_d$ , también se puede decir que el metal de aporte tiene una resistencia adecuada.

## Ilustración 66. Cargas constantes permisibles y tamaños de soldadura de filete.

**Tabla 9-6**

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$\dagger f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

\* En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.

 $\dagger f = 0.707h\tau_{perm}$ Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The James F. Reproductor con autorización de Lincoln Electric Company.

Tomado de: Budynas, R. Diseño en ingeniería mecánica de shigley.

Ahora considerando la tabla 9-6 donde se encuentra el esfuerzo cortante permisible para un electrodo de tipo E60S-2 que es  $\tau_{perm} = 18 \text{ Kpsi}$  ( $124.13 \text{ MPa}$ ) como  $\tau < \tau_{perm}$  se considera que la soldadura resulta satisfactoria sabiendo que el factor de diseño es.

$$n_d = \frac{0.577 * 345}{124.13} = 1.6$$

Conociendo este dato, se determina el factor de seguridad de la soldadura para el esfuerzo cortante hallado previamente.

$$n = 1.6 * \frac{124.13}{66.71} = 2.98$$

Con lo cual se tendría que el factor de seguridad es consistente.

- Sujetadores roscados.

Los sujetadores roscados se trataron de seleccionar o buscar tornillos que no fueran tan pesados pero que fuesen buen soporte por consiguiente la mayoría de tornillos son de  $\frac{1}{4}$  y  $\frac{3}{8}$  de pulgada y los más grandes como los de las ruedas ya se consideran ejes mecanizados, exceptuando los de las ruedas delanteras, que son pernos de un diámetro relativamente grande pero no tan grande.

#### 4.3 Propuestas para maximizar la vida útil de la nueva silla de ruedas diseñada para la IPS

- Realizar un tratamiento a la tubería cold rolled de la estructura, pintando la tubería con pintura electroestática para evitar la corrosión y dar un mejor aspecto estético al diseño.
- No exceder el peso máximo estimado de 150 kg para no tener problemas con la estructura de la silla de ruedas.
- Revisar semanalmente los frenos de la silla de ruedas con el fin de que estén bien ajustados.
- Comprobar semanalmente que el ángulo de las ruedas está bien ajustado, que tocan el suelo y que giran libremente sin ningún objeto que obstruya el movimiento dentro de las ruedas para evitar que se muevan hacia los lados.
- Revisar semanalmente las uniones de soldadura para evitar accidentes.
- Cada 3 meses revisar que todos los tornillos estén bien ajustados.
- Semanalmente limpiar el cojín y el respaldo de la silla de ruedas para conservarlos en buen estado preferiblemente con agua y jabón.
- Al guardar la silla de ruedas se debe cubrir y dejar en un lugar seco donde esté protegida del sol y la humedad.

## CONCLUSIONES

El diseño realizado para optimizar la silla de ruedas de la IPS Servicios Especializados del Corazón FCB cumple y satisface las necesidades que requería dicha entidad para la realización del procedimiento de ecocardiograma transtorácico.

Con el diseño presentado para la nueva silla de ruedas se logra evitar el traslado del paciente de la silla de ruedas actual a una camilla, debido a que lo propuesto permite convertir la silla de ruedas en camilla, incorporando un actuador lineal en el espaldar, el cual minimiza las dificultades que tenía el personal médico al momento de realizar el examen.

Teniendo en cuenta el proceso que se realizó para lograr el diseño, se concluye que se debe consultar e indagar sobre las necesidades que presenta cualquier entidad para requerir un nuevo diseño, se debe prestar gran importancia debido a que este es el punto que permite que se cumpla satisfactoriamente con el diseño.

Es de suma importancia investigar sobre los materiales comerciales existentes en el lugar a ejecutar el diseño, es importante tener en cuenta el presupuesto establecido por la empresa a la hora de escoger los materiales a emplear.

## RECOMENDACIONES

Una recomendación para mejorar el diseño propuesto sería hacer un diseño para que la silla de ruedas se eleve un poco para quedar a la altura de la cadera del doctor y de un giro de 30° de derecha a izquierda en posición camilla para que el paciente esté más cómodo al momento de realizar el examen médico y minimizar así el tiempo de la realización del examen.

Teniendo ya la empresa el diseño correspondiente de la silla de ruedas para que el producto sea viable es necesario el adecuado mantenimiento de las partes de la silla de ruedas, ya que si no se realiza este mantenimiento la vida útil de la maquina disminuirá.

Se recomienda usar un material más resistente para la estructura del diseño para darle una vida útil más alta a la silla.

## BIBLIOGRAFÍA

Budynas, R. y Keith, J. (2012). Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Conrado, P. y García, M. (2017). Ecocardiograma transtorácico, de la asociación española de enfermería en cardiología. Tomado de: <https://www.enfermeriaencardiologia.com/wp-content/uploads/ecocardiograma-transtoracico-2.pdf>

Ergometro eBike EL, manual del ergometro eBike L y EL de la General Electric. (2015). [http://www.acertys.com/fileadmin/acertys/Cardiology\\_Diagnostics/Stess\\_ECG/e-Bike\\_EL/eBike\\_L\\_EL\\_spec\\_e.pdf](http://www.acertys.com/fileadmin/acertys/Cardiology_Diagnostics/Stess_ECG/e-Bike_EL/eBike_L_EL_spec_e.pdf)

Miszka, D. (2015). Máquinas y mecanismos. Cuarta edición.

Mott, R. Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición.

Padín, T. (2017). Ecocardiografía de los orígenes a la actualidad, blog ecocardiografía cardiaca. Tomado de: <http://www.ecografiacardiaca.com/ecocardiografia-los-origenes-la-actualidad/>

SKF, catálogo de rodamientos.

<https://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/index.html>

## ANEXOS