EVALUACIÓN DEL DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS EN PVC DESARROLLADA EN LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

HUMBERTO DAVID VEGA POLO

OSCAR DAVID REYES CASTELLAR

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA
2016.

EVALUACIÓN DEL DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS EN PVC DESARROLLADA EN LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

HUMBERTO DAVID VEGA POLO

OSCAR DAVID REYES CASTELLAR

Trabajo de grado presentado, en la modalidad de trabajo de investigación como parte de los requisitos para optar al Título de ingeniero mecánico

Director:

VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUAREZ, M.Sc.

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA
2016.

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del proyecto, serán responsabilidad de los autores.

Artículo 61, acuerdo N◦ 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

Nota de aceptación

_____

_____

_____

_____

_____

Director: VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ

_____

Jurado: DEMÓSTENES JOSÉ DURANGO ÁLVAREZ

_____

Jurado: ELKIN CAMILO MEDELLÍN PÉREZ

A Dios, sustento de mis estudios, gracias a Él pude terminar ésta etapa de mi vida y confío en que seguirá guiando mis pasos.

A mis Padres y Abuelos, a Nelly Berrocal, a mi Familia, Reyes y Castellar, quienes siempre apoyaron mi formación académica e inculcaron en mí su formación moral, ellos brindándome aliento y consejos han hecho de mi lo que hoy soy, éste logro es para ustedes.

A la familia Morales Escobar, en quienes encontré otro hogar, su apoyo se manifestó en amor. Karen Sleth, éste logro lo comparto con ustedes.

A las personas en situación de discapacidad, quienes se esfuerzan por salir adelante pese a su condición, ejemplo para nosotros.

Oscar David Reyes Castellar

A Dios por haberme permitido llegar a este punto y regalarme fortaleza cada vez que sentí iba a desfallecer.

A mis padres y hermanas por su apoyo incondicional y extraordinario sacrificio que me permitieron alcanzar esta meta, para ellos todos mis logros presentes y venideros.

A mi compañero de tesis, por haber estado presente en los momentos que yo no pude hacerlo.

A los compañeros y grandes amigos que a lo largo de mi formación académica encontré y me han ayudado a ser una mejor persona.

Humberto David Vega Polo

Agradecimientos especial a:

Valéry José Lancheros Suarez, nuestro director, por su compromiso y respaldo en la elaboración de éste proyecto, pues sus consejos y sugerencias fueron fundamentales para poder llevarlo a cabo.

Agradecimientos:

A Jesús Árcia, nuestro compañero y amigo, quien confió y acepto cada recomendación propuesta en este documento.

A las personas en situación de discapacidad que evaluaron y aportaron su experiencia para la realización de un nuevo prototipo.

Al cuerpo docente del programa de Ingeniería Mecánica, quienes de una u otra forma aportaron al proyecto, su punto de vista y colaboración técnica fueron fundamentales en la realización de los ensayos y formulación de las condiciones de trabajo del prototipo.

A todos nuestros amigos del Programa…. Gracias.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS i
LISTA DE TABLAS iv
RESUMEN DEL PROYECTO v
ABSTRACT vi
1 GENERALIDADES 7
1.1 PRESENTACIÓN DEL PROYECTO 7
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA 11
1.3 JUSTIFICACIÓN 14
1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES 17
1.5 OBJETIVOS 18
1.5.1 Objetivo General 18
1.5.2 Objetivos Específicos 18
1.6 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE 19
1.7 MARCO TEÓRICO 25
1.7.1 Definición de silla de ruedas. 25
1.7.2 Pautas para el suministro de sillas de ruedas 27
1.7.2.1 Sillas de ruedas apropiadas**.** 27
1.7.2.2 Diseño, producción y suministro**.** 27
1.7.2.3 Diseño de Sillas de ruedas**.** 28
1.7.2.4 Consideraciones generales para el diseño de sillas de ruedas**.** 29
1.7.3 El poli-cloruro de vinilo PVC. 31
1.7.3.1 Procesos de fabricación de la tubería de PVC**.** 33
1.7.4 Clasificación de tuberías por sistema de dimensionamiento. 34
1.7.5 Clasificación por clases, RD´s y cédula. 35

1.7.6 Método de análisis para el desarrollo de pórticos......36
1.7.6.1 Método de Distribución de Momentos de Hardy Cross 36
1.7.6.2 Método de los Tres Momentos 39
1.7.7 Fatiga en tuberías de PVC. 41
1.7.8 Fuerzas a vencer en vehículos de tracción......43
1.7.8.1 Resistencia a la rodadura**.** 44
1.8 MARCO LEGAL 47
1.9 ETAPAS DEL PROYECTO 49
1.9.1 Recolección y análisis de la información 49
1.9.2 Calculo de las cargas presentes en la silla de ruedas 49
1.9.3 Propiedades mecánicas del PVC.....50
1.9.4 Rediseño de la silla de ruedas 50
1.9.5 Simulación del modelo CAD sometido a las cargas estimadas 51
1.9.6 Construcción del Prototipo y pruebas.....51
2 PARÁMETROS DE DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS 53
2.1 PARÁMETROS ANTROPOMÉTRICOS.....53
2.1.1 Relación Peso – Estatura (índice de Quetelet).....53
2.1.2 Proporciones del cuerpo humano.....55
2.2 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS.....59
2.2.1 Dimensiones recomendadas para una silla de ruedas 59
2.3 PARÁMETROS MECÁNICOS.....60
2.3.1 Material para la silla de ruedas. 60
2.3.2 Inclinación en rampas de acceso.....62
2.3.3 Velocidad en las sillas de ruedas 63
2.3.4 Potencia requerida para suministrar el movimiento de la Silla. 63

3 DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL PRIMER PROTOTIPO 64
3.1 PROTOTIPO ANALIZADO 64
3.2 ESTRUCTURA 64
3.2.1 Análisis de pórticos formados por los marcos. 65
3.2.2 Análisis de Reposapiés. 76
3.2.3 Análisis de Esfuerzos ante las condiciones de carga. 77
3.3 TRACCIÓN DEL DISPOSITIVO 80
3.3.1 Transmisión del dispositivo. 80
4 DISEÑO Y ANÁLISIS MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA .. 84
4.1 ESTRUCTURA PROPUESTA 84
4.2 ANÁLISIS DEL PÓRTICO PRESENTE EN LA ESTRUCTURA 86
4.2.1 Diagramas de momentos flectores y fuerzas cortantes del pórtico 93
4.3 DISTRIBUCIÓN DE MOMENTOS FLECTORES Y FUERZAS CORTANTES ANTE CASOS DE CARGA VERTICAL Y HORIZONTAL. 95
4.3.1 Carga Vertical. 96
4.3.2 Cargas Horizontales. 97
4.3.2 Carga combinada producto del peso del usuario en rampas 108
4.4 DISEÑO DEL REPOSAPIÉS DE LA SILLA. 110
4.5 RESUMEN DE FUERZAS EN LA ESTRUCTURA PROPUESTA. 114
4.6 ANÁLISIS DE FALLA BAJO LAS CONDICIONES DE CARGA 114
4.5.1 Análisis de falla bajo carga estática. 115
4.5.2 Análisis de falla por fatiga. 119
5 TRANSMISIÓN PROPUESTA 123
5.1 TRANSMISIÓN PROPUESTA 123
5.2.1 Calculo de potencia del motor para pendientes mayores 126
6 CÁLCULO DE RESISTENCIA DE ADHESIVO 129

6.1 CÁLCULO DE ADHESIVO 129

6.1.1 Método de análisis. 129

7 SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA EN SOLIDWORKS ® 132

7.1 MODELO CAD DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA 132

7.2 EFECTO DE LAS CARGAS QUE ACTUARÁN EN LA ESTRUCTURA 133

7.2.1 Tensión máxima de Von Mises. 134

7.2.2 Factor de Seguridad. 135

7.2.3 Desplazamiento de Elementos. 136

7.2.4 Deformaciones unitarias del material. 137

7.2.5 Comportamiento Ante Fatiga. 138

8 RESULTADOS Y PRUEBAS 140

8.1 VALIDACIÓN EN CAMPO. 140

8.1.1 Descripción del Prototipo. 140

8.1.2 Clasificación y estandarización del Prototipo. 140

8.1.3 Revisión de dimensiones y uso. 141

8.1.4 Peso del prototipo. 144

8.2 Pruebas de transmisión y potencia en motores. 145

8.3 Pruebas de carga estática en la estructura. 148

9 ANÁLISIS Y CONCLUSIONES 151

9.1 ANÁLISIS Y RESULTADOS 151

9.1.1 Propiedades del material. 151

9.1.2 Estructura. 152

9.1.3 Motores. 153

9.1.4 Simulación. 153

9.1.5 Transmisión. 154

9.2 CONCLUSIONES. 155

10 COSTOS DEL DISPOSITIVO. 157

10.1 COSTOS Y FUENTES DE FINANCIACIÓN. 157

10.2 COMPARACIÓN DE COSTOS ENTRE SILLA CONVENCIONAL Y PROTOTIPO DESARROLLADO. 158

10.3 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES. 159

11 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS. 160

ANEXOS 165

Anexo 1.Informe de ensayo de tensión en tubería de PVC para presión. 165

Anexo 2. Informe de ensayo de compresión para tubería de PVC presión. 172

Anexo 3. Informe de ensayo de tensión para juntas soldadas con ahesivo en tubería de PVC para presión. 178

Anexo 4. Manual técnico PVC comercial características. 185

Anexo 5. Medición de inclinaciones en rampas comunes. 189

Anexo 6. Resultados obtenidos de pruebas de velocidad y diferentes masas 193

Anexo 7. Evaluación en pacientes con discapacidad de miembros inferiores .. 1944

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Sillas de ruedas manuales. 25
Figura 2. Silla de ruedas eléctrica. 26
Figura 3. Modelo de silla de ruedas y distintos tipos de asientos. 28
Figura 4. Formula química del VCM y PVC. 32
Figura 5. Proceso de Obtención del PVC. 32
Figura 6. Proceso de extrusión de tubería de PVC. 33
Figura 7. Diagrama de flujo proceso de obtención del PVC. 34
Figura 8. Parámetros de Relación dimensional RD. 35
Figura 9. Representación gráfica de los esfuerzos cíclicos. 41
Figura 10. Diagrama S-N de Vinson 42
Figura 11. Rodadura de cilindro deformable sobre superficie indeformable. 44
Figura 12. Longitudes y perímetros óseos de extremidades inferiores. 55
Figura 13. Longitud del Fémur (A) frente a longitud Nalga-Poplíteo (B). 57
Figura 14. Altura Acromial (1) frente a altura Subescapular (2) en usuario sentado. 58
Figura 15. Dimensiones máximas recomendadas de acuerdo a la Infraestructura. 60
Figura 16. Curva Esfuerzo - Deformación para el PVC. 61
Figura 17. Rampas de acceso incluyentes y relación con el esfuerzo de subida. 62
Figura 18. Prototipo presentado por Árcia. 64
Figura 19. Nodos fundamentales para el análisis del Pórtico ABCD. 65
Figura 20. Pórtico estructural y vista superior para el soporte del prototipo. 65
Figura 21. Estructura del pórtico ABCD. 67
Figura 22. Momentos de empotramiento perfecto en nodos B, F Y C. 68
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre para el segmento BF del pórtico ABCD 72
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre para elemento BF. 73
Figura 25. Diagrama de cortantes y momentos en el elemento BF. 74
Figura 26. Diagrama de momentos flectores del pórtico ABCD en TwoDFrame© 75
Figura 27. Diagrama de fuerzas cortantes del pórtico ABCD en TwoDFrame© 75
Figura 28. Detalle de Nodo A. 76
Figura 29. Reacción R que actúa en el reposapiés. 77
Figura 30. Puntos sometidos a mayores Esfuerzos en el Prototipo de Árcia. 79

Figura 31. Estructura Propuesta por Reyes & Vega. 84
Figura 32. Dimensiones en mm de la estructura propuesta. 84
Figura 33. Despiece para el análisis. 85
Figura 34. Configuración de nodos en el Pórtico estructural. 86
Figura 35. Configuración de Pórtico y superficie en los cuales se distribuirá la carga producto del peso del usuario. 86
Figura 36. Configuración del Pórtico y carga total del usuario. 88
Figura 37. Descomposición de Pórtico para superposición de Nodos. 88
Figura 38. Superposición de elementos para obtener una viga equivalente al pórtico 89
Figura 39. Disposición de elementos para análisis de tres momentos. 89
Figura 40. Condiciones de carga en el elemento BC. 92
Figura 41. Diagrama de momentos y cortantes presentes en la estructura. 94
Figura 42. Vista lateral de estructura para la Silla de Ruedas y su representación como conjunto de nodos y elementos. 95
Figura 43. Distribución de Momentos Flectores y Fuerzas Cortantes en la Estructura bajo carga vertical. 96
Figura 44. Variación de los momentos en Pórtico Simple, frente a pórtico compuesto. .96
Figura 45. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en un plano inclinado. 97
Figura 46. Peso del Dorso sobre la estructura inclinada 98
Figura 47. Componentes del peso en plano inclinado para rampas. 99
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre para espaldar. 100
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para el primer tramo. 101
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre para el segundo tramo. 102
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre para el tercer tramo. 103
Figura 52. Diagrama de cortante y momentos para espaldar. 104
Figura 53. Carga horizontal debida a la aceleración de la silla. 105
Figura 54. Reacciones y diagrama de momentos flectores ante aceleración 106
Figura 55. Diagrama de cuerpo libre y distribución de momentos flectores ante carga horizontal combinada. 107
Figura 56. Diagrama de Cargas combinadas distribuidas y ubicadas en la estructura .108
Figura 57. Diagrama de Cortantes y momentos presentes ante carga combinada. 109

Figura 58. Marco de la estructura incluyendo reposa pies. 110
Figura 59. Perfiles del reposa pies. 111
Figura 60.Diagrama de cuerpo libre para reposapiés. 112
Figura 61. Sección transversal del Elemento BC en el nodo B. 115
Figura 62. Circulo de Mohr para punto C y B respectivamente. 117
Figura 63. Diagrama S-N para la tubería de PVC 121
Figura 64. Relación Esfuerzo -Tiempo 122
Figura 65. Modificación de transmisión. 123
Figura 66. Diagramas de cuerpo libre para plano horizontal e inclinado al 12%. 124
Figura 67. Configuración de Pórtico propuesto y fuerza cortante que actúa en él. 129
Figura 68. Adhesivo en unión tipo Tee. 130
Figura 69. Modelo propuesto para la estructura del dispositivo. 132
Figura 70. Simulación de esfuerzos de von mises para la estructura del dispositivo. ... 134
Figura 71. Simulación de factor de seguridad para la estructura del dispositivo. 136
Figura 72. Simulación de desplazamiento para la estructura del dispositivo. 137
Figura 73. Simulación de deformación unitaria para la estructura del dispositivo. 138
Figura 74. Simulación de comportamiento ante fatiga estructura del dispositivo. 139
Figura 75. Modificación de apoyabrazos. 142
Figura 76. Prototipo estudiado. 143
Figura 77. Tramos de estructura eliminados. 143
Figura 78. Modificación de la transmisión. 144
Figura 79. Rampas de acceso edificio de Ingeniería, Universidad de Córdoba 145
Figura 80. Pista de ensayos 1 y 2 Rampa al 9% en concreto a la vista. 146
Figura 81. Prueba 1 en plano horizontal. 148
Figura 82. Prueba 2 en plano horizontal. 149
Figura 83. Prueba 3 en plano inclinado no convencional. 149

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Momentos de empotramiento en los apoyos para casos comunes de carga.....38
Tabla 2. Momentos y rotaciones en apoyos para casos comunes de cargas 40
Tabla 3. Clasificación de la OMS del estado nutricional de acuerdo con el IMC. 54
Tabla 4. Determinación de la carga distribuida en el asiento. 66
Tabla 5. Iteraciones y distribución para el método de Hardy Cross. 71
Tabla 6. Cálculo de carga cortante y momento máximo.....73
Tabla 7. Comparación de momentos flectores en N m, Ecuaciones-Software. 76
Tabla 8. Geometría de la sección de ¾ de pulgada con RDE 11 78
Tabla 9. Determinación de la carga distribuida en el asiento. 87
Tabla 10. Coeficientes para análisis de tres momentos en los dos primeros tramos. 90
Tabla 11. Planteamiento de ecuaciones por método de áreas. 93
Tabla 12. Comparación de resultados obtenidos Ecuaciones-Software.....94
Tabla 13. Valores de aceleración y fuerza obtenidos en pruebas de velocidad. 105
Tabla 14. Resumen de reacciones internas en la estructura propuesta. 114
Tabla 15. Geometría de tubería. 114
Tabla 16. Estados de esfuerzo para sección transversal B de tubería. 116
Tabla 17. Clasificación de fatiga con la ecuación de Vinson. 120
Tabla 18. Peso del prototipo. 145
Tabla 19. Resultados prueba 1. 147
Tabla 20. Resultados prueba 2. 147
Tabla 21. Pruebas en plano inclinado convencional. 150
Tabla 22. Comparación de propiedades mecánicas experimentales y rangos teóricos. .151
Tabla 23. Comparativo de esfuerzos máximos presentes en los dos prototipos. 152
Tabla 24. Costos estimados para el diseño y la construcción del prototipo.....157
Tabla 25.Costo estimado de la estructura. 157
Tabla 26. Cronograma de actividades. 159

RESUMEN DEL PROYECTO

El proyecto Titulado “Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android”, desarrollado por estudiantes del programa de Ingeniería de Sistemas de la Universidad de Córdoba, tuvo como objetivo la implementación de un prototipo dirigido a comunidades menos favorecidas, este dispositivo fue diseñado y construido de manera experimental, de modo que para las etapas de diseño de la estructura, selección del motor y mecanismo de transmisión, no se tuvieron en cuenta criterios técnicos previamente establecidos.

Lo descrito en el párrafo anterior fue el punto de partida para el desarrollo del presente proyecto, en el que se establecieron las condiciones de trabajo de una silla de ruedas, para compararlas con los parámetros técnicos requeridos y definir con ello el grado de seguridad, resistencia y comodidad propuestos en el diseño anterior. De igual forma se presenta una estructura alternativa y práctica que garantiza comodidad, seguridad, resistencia y funcionalidad.

El nuevo prototipo se validó mediante cálculos de diseño de máquinas y resistencia de materiales, diseño de pórticos, resistencia ante la fatiga, gestor de simulaciones y pruebas prácticas. Para ello fue necesario evaluar ciertas propiedades del material y del adhesivo implementado en el marco estructural, los cuales fueron tomados como referencia para determinar si este soportaba las condiciones de trabajo.

Palabras clave: Diseño de máquinas, análisis de estructuras, Simulación, Fatiga, Pórticos, Resistencia De Materiales.

ABSTRACT

The Project Titled "Creation of an electric wheelchair inexpensive controlled by a manual and mobile device with Android operating system", developed by students in the program of Systems Engineering at the University of Cordoba, had as goal the implementation of a prototype aimed at the disadvantaged communities, this device was designed and built an experimental basis, so that for the design stages of the structure, selection of the engine and transmission mechanism weren't taken into account technical criteria previously established

Described in the previous paragraph was the starting point for the development of this project, in which, were established the working conditions of a wheelchair for comparison with the technical parameters required and thereby define the degree of safety, endurance and comfort proposed in the previous design. Similarly, is presented an alternative and practical structure that guarantees comfort, safety, durability and functionality.

The new prototype was validated by machine design calculations and strength of materials, design of frames, resistance to fatigue, manager simulations and practical tests. It was necessary to evaluate certain properties of the adhesive material and implemented in the structural framework, which were taken as a reference to determine whether this stand working conditions.

Keywords: Machine design, Frame Analysis, Simulation, Fatigue, Frames, Strength Of Materials.

1 GENERALIDADES

1.1 PRESENTACIÓN DEL PROYECTO

Alrededor del 15% de la población mundial vive con algún tipo de discapacidad, En el departamento de Córdoba 26.332 habitantes presentan algún tipo de discapacidad permanente, de los cuales el 47,3% (12.452 habitantes) presentan limitaciones o restricciones de movilidad[1].

En vista de lo anterior surge la necesidad de suministrar herramientas o dispositivos que brinden independencia a la población en condición de discapacidad, para dar solución al problema de desplazamiento al que se enfrentan, y de manera específica, para aquellas personas que presentan dificultad para desplazarse por sus propios medios, con el fin de mejorar su calidad de vida.

En éste proyecto se evalúo la estructura y el sistema de transmisión de una silla de ruedas eléctrica desarrollada en el Programa de Ingeniería de Sistemas (2015) de la Universidad de Córdoba, la cual fue construida sin tener en cuenta criterios de diseño mecánico; para ello se propuso un modelo utilizando el mismo material para la estructura (PVC), esta vez, bajo la garantía de cálculos y análisis previos. Se tuvo en cuenta la premisa de disminuir costos, de manera que sea posible incluir socialmente a poblaciones menos favorecidas en una futura implementación del producto de este trabajo.

Para conseguir lo descrito en el párrafo anterior se desarrolló el proyecto enmarcándolo en el contenido del presente documento, el primer capítulo brinda una

[1] DANE. (2005). *Identificación de las personas con discapacidad en los territorios desde el rediseño del registro*. Obtenido de: https://www.dane.gov.co/files/censo2005/discapacidad.pdf

concepción general de la problemática y una descripción del panorama en el momento en que se comenzó a adelantar la investigación, en este se establecieron los antecedentes, la teoría relacionada y los métodos utilizados para llevar a cabo el proyecto.

En el segundo capítulo, se presentan tres parámetros fundamentales de diseño que se deben tener en cuenta al momento de desarrollar una silla de ruedas, el antropométrico, el geométrico y el mecánico. En el primero se establecen las dimensiones promediadas del cuerpo humano, las cuales se comparan con los parámetros geométricos establecidos en las normas técnicas. Posteriormente, se definen los parámetros mecánicos, en estos, se exponen los resultados de los ensayos de resistencia en la tubería, los cuales se realizaron en la Máquina Universal de Ensayos con que cuenta el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba, como resultado de esto se determinaron propiedades mecánicas del PVC, a partir de las cuales se logró definir si el material resiste o no las condiciones de trabajo a las que operará. De igual forma, se establecen condiciones de velocidad e inclinación como pautas para la selección del sistema de transmisión. La integración de éstos parámetros garantiza una estructura cómoda, que no genere lesiones debidas a la postura usuario, o a aristas presentes en el producto.

En el tercer capítulo, se podrá apreciar el prototipo propuesto por Árcia (2015). Se llevó a cabo el análisis de esfuerzos en la estructura presentada con el fin de determinar si el material ofrece las características suficientes para conformarla. El primer paso del análisis consistió en determinar las reacciones internas en los elementos ante las condiciones de carga planteadas para el diseño del producto, por lo que se hizo necesario implementar métodos de análisis de estructuras y Software para la validación de los

resultados, el software utilizado es TwoDFrame © de libre licencia, pues ofrece una interfaz ligera y fiable para el análisis de pórticos planos. Como segunda etapa, se realizó el análisis de la transmisión empleada para el dispositivo, la cual consta de un sistema de transmisión flexible impulsada por piñones, para ello fue necesario definir las condiciones de movimiento de la Silla de Ruedas, las cuales fueron base para proponer una nueva transmisión.

El capítulo cuatro contiene el diseño propuesto, que responde a los requerimientos de carga, acordes con las propiedades mecánicas del material, se planteó una configuración de los elementos que componen la estructura, sustentada en el cálculo y análisis de esfuerzos, realizados de manera similar al segundo capítulo, y comparados con los resultados del capítulo tres, en este capítulo se incluye además, el análisis de los esfuerzos ante cargas cíclicas que reducen la vida de servicio del material, éstos análisis se realizaron bajo criterios establecidos en la teoría, y permitieron dar un esbozo del comportamiento ante la fatiga que presentará la estructura. De igual manera, el equipo de trabajo presenta en el quinto capítulo, una alternativa a la transmisión flexible en el prototipo de Árcia (2015), este sistema reduce la cantidad de piezas y el riesgo que podría traer la implementación de cadenas y piñones con aristas, se cambia el sistema 2015, por el planteado en este documento.

Una vez definida la estructura, se realizó el análisis de los esfuerzos en los puntos de unión que actúan como nodos para cada elemento, para ello en el capítulo seis se determinó la resistencia máxima del pegante utilizado como soldadura, para luego compararla con los esfuerzos presentes en cada unión, por último, se definió si para las condiciones dadas, la soldadura es adecuada para sujetar cada elemento.

Por último, en el capítulo siete se llevaron todos los datos de resistencia del material, la configuración de la estructura y su respectivo diseño por computadora a un entorno de simulación, con el fin de apreciar cómo se comporta ésta en términos de deformación, esfuerzos máximos, factores de seguridad y vida. El Software utilizado es SolidWorks ® con licencia y soporte para la Universidad de Córdoba, éste permitirá validar los resultados obtenidos en los análisis de esfuerzos planos que suministró TwoDFrame ©.

En los siguientes capítulos se describen las pruebas que se realizaron y se presentan los resultados, con los cuales se analizó el comportamiento del dispositivo y posteriormente, se concluyen las características técnicas que el producto ofrece.

1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

En Colombia, según el censo poblacional del 2005 se establece una prevalencia general de 6,4% personas con algún tipo de discapacidad permanente, de los cuales el 44,09% presentan limitaciones y restricciones de movilidad, concretamente un 29,32% de la población está limitada permanentemente a moverse o caminar[2].

Las personas en situación de discapacidad de nuestro país están amparadas por la ley 361 de 1997, que incluye 73 artículos referentes a la educación, integración laboral, transporte entre otros. Pese a esto, muchas personas con discapacidad carecen de igual acceso a la atención de salud, la educación y las oportunidades laborales que las demás personas; no reciben los servicios que necesitan de acuerdo con su discapacidad, y se hallan excluidos de actividades de la vida cotidiana[3].

En el departamento de Córdoba 26.332 habitantes presentan algún tipo de discapacidad permanente, de los cuales el 47,3% (12.452 habitantes) presentan limitaciones o restricciones de movilidad. Buena medida de la población no tiene acceso a salud pública, o por lo menos no a un servicio eficiente de esta, por ende, la problemática de gestionar una silla de ruedas para un discapacitado es engorrosa, tardía y en algunos casos infructuosa; otro agravante es que de los 26.332 habitantes que presentan algún tipo de discapacidad permanente 13.407 no se encuentran afiliados a servicios de salud y 23.209 pertenecen a estratos socioeconómicos 1 y 2. Esta

[2] DANE. (2008). *Identificación de las personas con discapacidad en los territorios desde el rediseño del registro*. Obtenido de: https://www.dane.gov.co/files/censo2005/discapacidad.pdf

[3] DANE. (2006). *Departamento Administrativo Nacional de Estadistica*. *Población con Registro para la localización y caracterización de las personas con discapacidad*.
Obtenido de: http://www.dane.gov.co/index.php/poblacion-y-registros-vitales/discapacidad

deficiencia aumenta conforme la población envejece debido a que son los adultos quienes presentan las causas más frecuentes, el 52,7% de este tipo de población no cuenta con vivienda propia y el 74,94% se encuentra inactivo económicamente ya que la distribución en los estratos socioeconómicos donde se encuentra el mayor número de personas están en los estratos más bajos 44,6% estrato I, 35,2% estrato II, 14,4% estrato III, 1,2% es estrato IV, 0,2% estrato V y 0,04% para el estrato VI[4] concluyendo entonces que la mayor parte de la población afectada no posee suficientes recursos económicos para invertir en ayudas técnicas de grandes costos.

Para la mayoría de discapacitados una solución ideal al problema de movilidad es el uso de sillas de ruedas eléctricas debido a que estas permiten reducir la presión sobre sus hombros y brazos para poder seguir realizando un desplazamiento de forma segura y con un menor esfuerzo, sin embargo, estas se encuentran en el mercado aproximadamente desde 6 SMLV, un valor que se considera elevado para la mayor parte de la población en la región.

Recientemente se han desarrollado proyectos de inclusión social a nivel mundial para usuarios de sillas de ruedas que centran su atención en la creación de herramientas que faciliten su desempeño en el entorno común, las cuales, se han comenzado a construir con materiales poco comunes en este ámbito, debido a su bajo costo,

[4] DANE. (2006*). Departamento Administrativo Nacional de Estadistica*. Discapacidad, Identificación de las personas con discapacidad en los territorios desde el rediseño del registro.
Obtenido de: http://www.dane.gov.co/index.php/estadisticas-por-tema/salud/discapacidad

accesibilidad en el mercado y propiedades mecánicas compatibles con los convencionales[5].

La Unidad de Desarrollo Empresarial y Transferencia Tecnológica (UDETT) de la Universidad de Córdoba, propendiendo por el desarrollo integral de los educandos y en aras de fomentar en ellos el emprendimiento, la innovación y la creación de empresas, apoya la realización del Proyecto Titulado "Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android", desarrollado por estudiantes del programa de Ingeniería de Sistemas de la Universidad de Córdoba, el cual requiere una estructura construida con PVC, la potencia mecánica requerida por los motores y el montaje de la transmisión óptima para el dispositivo.

Se debe diseñar y construir una estructura adecuada para soportar las cargas presentes en cada elemento que la conforma, así mismo, diseñar y ensamblar los componentes de la transmisión, de manera que se establezcan características técnicas que permitan validar el diseño del prototipo existente, por tanto, surge la necesidad de determinar si el material es o no apto para cumplir dicha función, teniendo en cuenta las condiciones en las que usualmente se trabajará y el tiempo de vida justificable en comparación con sillas de ruedas convencionales, con el fin de producir un bien confiable, apto para su comercialización e inclusión en el mercado.

[5] OMS (2011). Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos

1.3 JUSTIFICACIÓN

Para la mayoría de las personas con impedimentos en su movilidad quienes dependen de una silla de ruedas, los efectos de su uso son de fundamental importancia, las altas cargas repetitivas y el movimiento de las extremidades bajo cargas musculares desproporcionadas pueden causar lesiones crónicas en las extremidades superiores. Por lo que se hace pertinente, desarrollar dispositivos que mitiguen estas afecciones en pro del bienestar del usuario.

El gobierno crea el registro para la localización y caracterización de las personas con discapacidad (RLCPD) 2003- 2010 por el DANE, que garantiza la protección de los derechos de estos, en los cuales incluye legislaciones en transporte y fácil acceso que incorporan diseños, subsidios, manuales de accesibilidad al espacio público y al tránsito, suprimiendo barreras arquitectónicas y otras disposiciones, con el fin de garantizar acceso al medio físico de las personas con discapacidad[6].

En Colombia se adelanta el programa: Política pública, participación y derechos para la población discapacitada, abordado en Córdoba en el Articulo 177 del eje estratégico "Inclusión social de las personas en condición de discapacidad física o mental" dentro del programa “Inclusión social”; por medio del subprograma “Ayudas técnicas” los cuales buscan proporcionar sillas de ruedas, bastones, collarines, férulas, prótesis para favorecer la autonomía de las personas con discapacidad[7].

---

[6] DANE. (2005). *Departamento Administrativo Nacional de Estadistica*. *Población con registro para la localización y caracterización de las personas con discapacidad.*
Obtenido de: http://www.dane.gov.co/index.php/poblacion-y-registros-vitales/discapacidad

[7] Concejo municipal de Montería (2012). Plan de desarrollo económico, social y de obras públicas del municipio de montería para el período 2012 – 2015.Obtenido de: http://www.monteria-cordoba.gov.co/docs/PLAN%20DE%20DESARROLLO%202012-2015.pdf

Es evidente el desarrollo de la infraestructura de accesibilidad a discapacitados en el departamento de Córdoba, reflejado directamente en programas de desarrollo municipales como lo es Montería amable, en el cual se adecúa el espacio público para una mejor movilidad, haciendo énfasis en la ejecución de rampas de acceso y senderos peatonales[8].

Pese a los esfuerzos por invertir en rampas de acceso a discapacitados en silla de ruedas, en la región Cordobesa más del 88% de la población pertenece a estratos 1, 2 o 3, lo cual permite inferir que la mayor parte de la población no tiene recursos suficientes para adquirir una silla de ruedas y mucho menos una eléctrica.

Por otro lado, el porcentaje de personas que presentan alguna discapacidad y que cuentan con seguro médico es del 86,1% (DANE, 2006), Sin embargo, la crisis que se presenta en algunas entidades prestadoras de salud en el país han generado que la población en ésta condición sea más vulnerable, debido a que dependen de manera directa de estas organizaciones. Las sillas de ruedas suministradas por parte de estas entidades son manuales, las cuales han sido la solución para las personas con limitaciones físicas, permitiendo su movilidad y autonomía, pero algunos usuarios manifiestan tener falta de habilidad o fuerza en la parte superior del cuerpo o habilidad de moverse, lo cual genera dependencia de terceras personas.

[8] Concejo municipal de Montería (2012). Plan de desarrollo económico, social y de obras públicas del municipio de montería para el período 2012 – 2015.Obtenido de: http://www.monteria-cordoba.gov.co/docs/PLAN%20DE%20DESARROLLO%202012-2015.pdf

Comercialmente las sillas de ruedas eléctricas tienen costos más elevados que las manuales y por ende son mucho menos asequibles para estas poblaciones; por tal razón es importante presentar alternativas de construcción con elementos más económicos, con el fin de reducir costos y hacerlas accesibles a toda la población. Una de las posibles soluciones es la construcción de sillas de ruedas con materiales de uso convencional, como el caso del PVC el cual es alrededor de 85% más económico que los elementos de uso común en estas sillas.

Con este proyecto se busca contribuir a mejorar la calidad de vida de las personas con discapacidad física, brindando un fundamento técnico para el diseño del sistema de transmisión y de la estructura, utilizadas para construir una silla de ruedas eléctrica, empleando materiales y elementos de bajo costo, buena calidad y fácil adquisición.

1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES

El proyecto en desarrollo tiene como alcance la validación de la estructura y el sistema de transmisión de una silla de ruedas eléctrica usando criterios de diseño mecánico, y utilizando como material tubería de PVC (Cloruro de Polivinilo), impulsada por motores eléctricos.

Los aspectos puntuales que comprende la investigación están ligados a la resistencia del material, características mecánicas de la estructura y suministro de potencia para la tracción, de manera que se obtenga un modelo que garantice la comodidad, seguridad y economía de personas en situación de discapacidad, para lo cual se toman referentes al diseño de la silla propuestos por las distintas entidades en pro de la calidad de vida de ésta población. Se busca que el producto se convierta en una opción confiable para tratar el problema de movilidad de un grupo significativo de la población con discapacidad.

No obstante, existen dos aspectos importantes para el desarrollo de éste dispositivo, el primero es la amplia y a la vez imprecisa información sobre las propiedades mecánicas de los distintos tipos de PVC, pues se tienen valores bastante dispersos; el segundo es la limitada variedad de accesorios comerciales, a la cual se debe adaptar el prototipo, mientras el material estructural continúe siendo tubería, y el tercero es el costo agregado que puede traer la utilización de servomotores que propulsen al usuario. Estas razones son suficientes para delimitar el diseño de la estructura, el cual se realizará evaluando tubería y accesorios de PVC a presión como material estructural base, y será impulsada por dos motorreductores.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 Objetivo General

Evaluar la estructura y transmisión de una silla de ruedas, a partir de criterios de diseño mecánico, para validar un prototipo elaborado con PVC en el Programa de Ingeniería de Sistemas de la Universidad de Córdoba.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Determinar parámetros tales como condiciones de equilibrio y movimiento, velocidad y carga a partir de conceptos de mecánica de cuerpos rígidos, cinemática y dinámica, para especificar las características y las pautas de diseño de la silla de ruedas.
- Realizar pruebas mecánicas en la máquina universal de ensayos de la Universidad de Córdoba, con el fin de determinar la resistencia y comportamiento del PVC bajo carga estática.
- Diseñar la estructura de la silla de ruedas evaluando las fuerzas y esfuerzos presentes, a través del cálculo y simulación en software CAE para estimar su comportamiento mecánico.
- Construir el prototipo de una estructura liviana, estable y funcional, a partir de las recomendaciones proporcionadas por organizaciones y usuarios, que permita garantizar la seguridad y el bienestar que ofrecen las sillas de ruedas existentes.

1.6 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

La Organización Mundial de la Salud (OMS), la Agencia de los Estados Unidos para el Desarrollo Internacional, la Sociedad Internacional de Prostética y Ortótica, y la Red Internacional de Personas con discapacidad, en asociación con el Centro de Rehabilitación Internacional y las organizaciones Motivation Charitable Trust y Whirlwind Wheelchair International, han elaborado el documento "*Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos"* con el fin de ayudar a los Estados Miembros de la OMS a crear y desarrollar un sistema local de suministro de sillas de ruedas y poner así en ejecución los Artículos 4, 20 y 26 de la Convención sobre los Derechos de las Personas con discapacidad.

Estas pautas procuran promover la movilidad personal y mejorar la calidad de vida de los usuarios de sillas de ruedas al ayudar a que los Estados Miembros desarrollen un sistema de suministro de sillas de ruedas, con el fin de apoyar la implementación de la Convención sobre los Derechos de las Personas con Discapacidad (específicamente los Artículos 4, 20 y 26) y la Resolución A58/23 de la Asamblea Mundial de la Salud, del 25 de mayo de 2005.

El Instituto Provincial de la Discapacidad de la Provincia de Entre Ríos, Argentina en su anhelo por satisfacer la necesidad de mejorar la calidad de vida de este grupo, más específicamente de aquellas personas que requieren la utilización de una silla de rueda motorizada en su vida cotidiana, contempló el inconveniente económico que presenta la adquisición de dichos equipos. De acuerdo a esto, estableció un vínculo con el Departamento de Tecnologías para la Salud de la Facultad de Ciencias de la Vida y la

Salud (U.A.D.E.R.) para que estudie y desarrolle equipos motorizados que se encuentren al alcance de la mayoría de la población con capacidades diferentes. De un primer análisis surge la posibilidad de transformar sillas de ruedas manuales en motorizadas[9], por lo que se nombró el proyecto "Motorización de Sillas de Ruedas Convencionales", el cual, se fundamentó en la mejora de ciertos problemas específicos como lo son: la implementación de un sistema de desacople para hacer de la silla de ruedas un mecanismo manual en el momento que las baterías de esta se descarguen, un fácil desmontaje de la batería que permita plegar la silla como convencionalmente esta lo hace y por último la inclusión de motores de alta potencia conjugados con sistemas de modulación de velocidad que permitan adaptarse a distintos terrenos. Para lograr alcanzar los objetivos propuestos se implementaron un par de motores de 400W de potencia cada uno, trabajando en rangos de 20 a 80% de carga máxima y otro par baterías de gel de 12V y 24 Ah, sacrificando autonomía por seguridad pues el usuario deberá desmontarlas continuamente para lograr el pliegue de la silla.

En la Universidad de Brigham Young localizada en Provo, Utah, EE. UU., nace una fundación llamada The Open Wheelchair Foundation en 2015 la cual construye y dona sillas eléctricas hechas de tubos PVC para niños en condición de discapacidad, de bajos recursos o en estado de vulnerabilidad[10], esta fundación se ha enfocado en el desarrollo de sillas de ruedas eléctricas para niños entre 3 a 12 años, por esto, no abarca la población mayor con alguna discapacidad física, que necesite de este tipo de ayudas.

---

[9] Brutti, C. B., Sattler, A. J., Cuesta, J. A., Canavelli, A. R., & Bruno, C. (2005). *Motorización de sillas de ruedas convencionales*. *GEIC.* Universidad de EntreRios Argentina. Obtenido de: http://www.bioingenieria.edu.ar/grupos/geic/biblioteca/Trabypres/T06TCAr06.pdf

[10] *fundacion open wheelchair*. (2105). Recuperado el 28 de 05 de 2015, de http://openwheelchair.org/

A nivel nacional, específicamente en la ciudad de Medellín, en el departamento de Antioquia, un grupo de estudiantes y profesores del programa de Bioingeniería de la Universidad de Antioquia adelantan la construcción de una silla de ruedas eléctrica para personas discapacitadas, especialmente de bajos recursos económicos. El grupo recibe el nombre GIREF y una de las principales ventajas de la silla que desarrollaron es su versatilidad, pues se puede adaptar fácilmente a niños y a personas más grandes y robustas –hasta de 90 kg–; además la silla tiene varios grados de libertad de movimiento muy atractivos para el usuario por la autonomía que tiene para hacer giros en diferentes direcciones, el vehículo tiene ocho movimientos: adelante y atrás, giro largo hacia la derecha y giro largo hacia la izquierda (como el giro de un carro al tomar una curva), estos mismos giros los tiene hacia atrás, y puede hacer giros sobre su eje, lo que le permite a la persona movilizarse en espacios muy reducidos. La silla de ruedas eléctrica se maneja con un control joystick, como el de un juego de video, con facilidades para personas que hayan sufrido daños motrices –como parálisis– o que tengan un movimiento limitado de las manos[11].

También se puede evidenciar la investigación del Grupo Diseño, Tecnología y Cultura (G-DTC) del programa de diseño industrial de la Universidad Católica Popular de Risaralda, quienes a través de la línea de Ergonomía, proponen el proyecto "Diseño y Ergonomía para la Discapacidad" en donde se diseñó una silla de ruedas a través de la cual se logró validar la metodología de diseño con énfasis ergonómico dirigida a la proyección de dispositivos para personas con discapacidad favoreciendo su acceso a los

[11] GRUPO GIREF. (2014). Silla de ruedas eléctrica. *Periodico Ingeniemos (Version impresa)*, Medelliín, Colombia, p. 8. ISSN 2248 7170. Obtenido de http://ingenieria.udea.edu.co/portal/ingeniemos/versionimpresa/200703/pag8.pdf

diferentes espacios de su hogar y urbanos, facilitando así su bienestar social y calidad de vida[12].

El proyecto de la Universidad Javeriana de Bogotá adelantado por Freddy Prada Gacha, que tiene como título, "Diseño de un sistema que facilite la movilidad de personas en sillas de ruedas en Bogotá" deja en evidencia los numerosos problemas a los que está sometida la población en silla de ruedas no sólo en la capital sino en el país en general. Para dar solución a estas problemáticas sugieren sistemas de acceso a vehículos en general para discapacitados en silla de ruedas. Este proyecto hace constatar la importancia de la estandarización de ciertos aspectos en el diseño de sillas de ruedas en cuanto a especificaciones estructurales y dimensionales se refiere, para posteriormente, diseñar estaciones para discapacitados en buses públicos, facilitar el acceso a vehículos particulares y taxis[13].

El artículo "Una ciudad para todos" creado por Sonia Verswyvel en 2009 expone que las personas en condición de discapacidad y personas de tercera edad se ven limitadas a las oportunidades de disfrutar espacios amables y accesibles. Este a su vez sugiere un manual con medidas básicas para la construcción accesible creado a partir de las necesidades del diario vivir de una persona en silla de ruedas, en este se exponen criterios importantes como las dimensiones necesarias para una silla de ruedas, desplazamientos, accesibilidad urbana, accesibilidad arquitectónica en espacios

[12]Herrera , P., & Mayoral , D. (2011). *Ergonomia para la discapacidad. Una propuesta de silla de ruedas ergonómica y económica. Arquetipo*, p.95-108. Recuperado el 28 de 05 de 2015, de http://biblioteca.ucp.edu.co/ojs/index.php/arquetipo/article/download/531/496

[13]Prada, F. (2012*). Diseño de un sistema que facilite la movilidad de personas en sillas de ruedas en Bogotá.* Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá, Colombia. Disponible en: http://repository.javeriana.edu.co/bitstream/10554/13869/1/PradaGachaFreddy2012.pdf

comunes, accesibilidad arquitectónica en espacios privados y recomendaciones básicas para la eliminación de barreras sensoriales[14]. Se sugiere que la altura de la silla de ruedas no debe superar los 1,02 m, debe permitir un alcance horizontal máximo de poco menos 1,2 m y vertical de hasta 1,8 m con los brazos extendidos; también se hace referencia al radio de giro de la silla, el cual debe ser efectivo en 1,80 m a 360°.

En la Facultad de diseño industrial de la Universidad Pontificia Bolivariana de Medellín se enfocaron en la misma problemática y adelantaron el proyecto "Diseño para la inclusión social, silla de ruedas PROAID"[15], que consiste en una silla de ruedas con estructura hecha en tubos de PVC convencionales y a diferencia de la que actualmente se está desarrollando en este proyecto, no tiene funciones eléctricas.

En la tesis "Diseño e implementación de sistemas de propulsión y control para silla de ruedas" desarrollada por estudiantes de la facultad de ingenierías de la Universidad Tecnológica de Pereira se desarrolla un sistema mecatrónico de control modular de bajo costo que permite el movimiento de una silla de ruedas semiautomática. En este diseño se establece un peso máximo de usuario de 110 kg para el cálculo estático de motores, implementando uno con 0,3 hp de potencia. De igual forma se diseña un marco estructural en tubería de PVC, basándose únicamente en las dimensiones sugeridas por prescripciones médicas.[16]

---

[14] Verswyvel, S (2009). *Una ciudad para todos*, Bogotá, Colombia. Recuperado de: www.silladeruedasengestion.com documento: uptc_prueba1finale.pdf

[15] GRUPO GED,. (2011). *Diseño para la inclusion social silla de ruedas PROAID.* Proyecto de investigacion, Universidad Pontificia Bolivariana, Antioquia, Medellin. Recuperado el 28 de 05 de 2015, http://sid.uncu.edu.ar/sid/wp-content/uploads/2011/04/Gustavo-Sevilla-silla-de-ruedas-proaid.pdf

[16] Mora, J & Salazar, D. (2014). diseño e implementación de sistemas de propulsión y control para silla de ruedas. Universidad tecnológica de Pereira. Obtenido de: http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/11059/4352/1/629475M827.pdf

El proyecto titulado “Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android” desarrollado por estudiantes de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Córdoba fue realizado con el objetivo de integrar un sistema de control vía bluetooth para una silla de ruedas eléctrica construida por ellos mismos. La estructura de la silla fue hecha en tubería de PVC de ¾ de pulgada, con uniones, adhesivo y remaches, tomando como base para el diseño las posibles dimensiones de esta para la comodidad del usuario. El cálculo de los motores y transmisión fue proporcionado por los autores del presente documento utilizando como base conceptos de estática de cuerpo rígido, dinámica y diseño mecánico[17].

[17] Arcia, J. (2015). Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android. Universidad de Córdoba.

1.7 MARCO TEÓRICO

1.7.1 Definición de silla de ruedas.

Una silla de ruedas es una ayuda técnica que consiste en una silla adaptada con al menos tres ruedas, aunque lo normal es que disponga de cuatro. Estas sillas están diseñadas para permitir el desplazamiento de aquellas personas con problemas de locomoción o movilidad reducida, debido a una lesión, enfermedad física (paraplejía, tetraplejía, etc) o psicológica.

Básicamente existen dos clases de sillas de ruedas:

• **Manuales**, impulsadas por el propio ocupante, que hace girar las ruedas traseras empujando los aros acoplados en el exterior de éstas. Se fabrican en dos modelos principalmente - plegables (para ahorrar espacio y poder ser transportadas en maleteros y otros habitáculos similares) y rígidas.

Figura 1. Sillas de ruedas manuales.

Fuente: Quesada, J. (2008) Wheel chairs are lined up waiting for evacuees who might need assistance . Recuperado de http://www.fema.gov/media-library/assets/images/53842?id=38018

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.[18]

• **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, reposapies, 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.

Figura 2. Silla de ruedas eléctrica.

Fuente: http://www.medicare.com.mx/Silla%20de%20Ruedas%20Electrica%20Drive%20Gde.jpg

[18] OMS (2015) *Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos*

1.7.2 Pautas para el suministro de sillas de ruedas en entornos de menores recursos.

Las Normas Uniformes de las Naciones Unidas sobre la Igualdad de Oportunidades para personas con discapacidad, la Convención de los Derechos de las Personas con discapacidad y la resolución WHA58.23 de la Asamblea Mundial de la Salud establecen en el documento del título 1.7.2, expedido por la Organización Mundial de la Salud, las bases para el diseño y construcción de este tipo de dispositivos, las cuales se presentan en los siguientes subtítulos.

1.7.2.1 Sillas de ruedas apropiadas.

La silla de rueda es apropiada cuando[19]:

- Satisface las necesidades del usuario y las condiciones ambientales;
- Ofrece buen ajuste y apoyo postural;
- Es segura y durable;
- Está disponible en el país;
- Se puede obtener y mantener en el país a precios razonables.

1.7.2.2 Diseño, producción y suministro.

El diseño de una silla de ruedas depende de diversos factores:

- Las necesidades físicas de los usuarios;
- El modo y el entorno en los que se usará la silla de ruedas;
- Los materiales y la tecnología disponibles en el lugar donde se fabrique y se use la silla de ruedas.

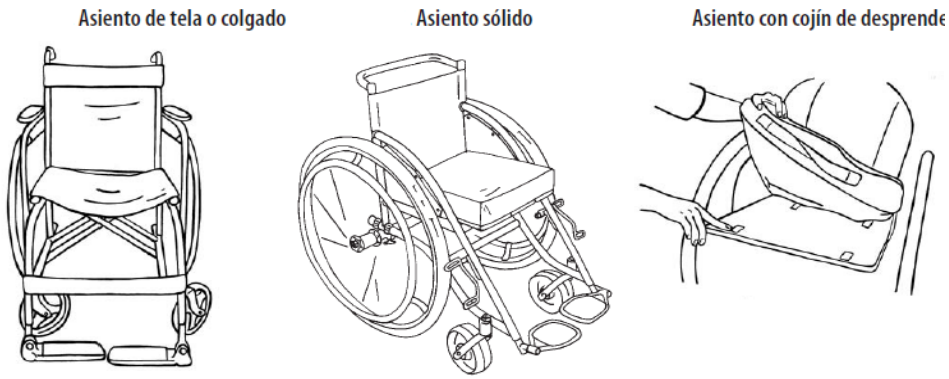
[19] Scherer MJ (2002). The change in emphasis from people to person: introduction to the special issue on assistive technology. Disability & Rehabilitation, 24:1–4.

1.7.2.3 Diseño de Sillas de ruedas.

Los modelos de sillas de ruedas varían ampliamente con el fin de tomar en cuenta las diversas necesidades de los usuarios. Para cerciorarse de que las sillas de ruedas son apropiadas, diseñadores y proveedores deben comprender a cabalidad las necesidades de quienes las usarán y de sus entornos. Las necesidades de los usuarios se satisfacen mejor cuando hay un surtido de modelos entre los cuales escoger.

Las personas que tienen lesiones de la columna vertebral o cuadros similares necesitan cojines que alivien la presión e impidan la formación de escaras de presión, las que constituyen una amenaza vital.

Figura 3. Modelo de silla de ruedas y distintos tipos de asientos.



Fuente: http://who.int/disabilities/publications/technology/wheelchairguidelines_sp_finalforweb.pdf

1.7.2.4 Consideraciones generales para el diseño de sillas de ruedas.

Las sillas de ruedas se deben diseñar con miras a permitir que sus usuarios participen en el mayor número posible de actividades. Como mínimo, la silla de ruedas debe permitir que el usuario lleve una vida más activa sin causar un efecto negativo en su salud ni en su seguridad. La comodidad y la seguridad son dos factores importantes que afectan la calidad de vida de los usuarios permanentes.[20]

i) Comodidad y seguridad del usuario

Nunca se debe comprometer la salud y la seguridad de los usuarios con el fin de reducir costos. Aun cuando pueda parecer que cualquier silla de ruedas es mejor que no tener ninguna, no es así cuando ésta causa o ayuda a causar lesiones al usuario.

- Una silla de ruedas sin cojín o provista de un cojín inadecuado puede causar escaras de presión. Este hecho, a su vez, puede exigir que el usuario permanezca muchos meses en cama; sin atención ni tratamiento adecuado; con frecuencia aparecen otras escaras, complicaciones secundarias, incluso la muerte prematura.
- Las sillas de ruedas inestables pueden volcarse y los usuarios pueden caerse y lesionarse.
- Las sillas de ruedas demasiado anchas o excesivamente pesadas pueden causar lesiones de los hombros.
- Los bordes filudos de las superficies pueden causar cortes que a su vez pueden conducir a infecciones.

[20] The Persons with Disabilities (Equal Opportunities, Protection of Rights & Full Participation) Act, 1995. New Delhi, Ministry of Social Justice and Empowerment, 1995 http://socialjustice.nic.in/disabled/welcome.htm

• Un diseño deficiente puede determinar que haya puntos en la silla de ruedas donde el usuario u otras personas puedan pellizcarse los dedos o la piel.

• Las sillas de ruedas que no resisten el uso diario en el entorno del usuario pueden fallar prematuramente y lesionar al usuario.

ii) Resistencia y durabilidad

Las sillas de ruedas que se usen en el exterior sufren más desgaste que las que son de uso interior o en caminos y senderos parejos. Éste tipo de dispositivos debe tener la resistencia suficiente para no sufrir una falla súbita mientras esté en uso, por tanto, se debe construir de manera que tenga la vida más larga posible y que necesite el menor número de reparaciones. Se debe diseñar la silla de ruedas de manera que si falla se la pueda reparar cerca del hogar del usuario y debe ser fácil obtener piezas de repuesto.

iii) Aptitud para el uso

La silla de ruedas debe ser apropiada para el entorno en el que se usará y para las personas que la usarán. Un modelo no servirá para todos. Al diseñar o escoger éstas ayudas, es preciso pensar en el entorno y la forma de uso de la silla de ruedas.

iv) Cómo se producirá la Silla de ruedas

Cuando se diseñe una silla de ruedas nueva o se escoja un modelo ya existente, es importante saber en qué lugar se ha de producir. En distintos lugares, las destrezas técnicas, la tecnología disponible, los materiales y partes disponibles para la producción van a variar. Por este motivo, una silla de ruedas diseñada para una región tal vez no sea apta para otra, pero el diseño fundamental puede ser muy parecido.

v) Desempeño funcional

Mide el funcionamiento de la silla de ruedas frente a entornos diferentes. El desempeño funcional depende del diseño y sus características particulares. A la hora de diseñar o escoger modelos para diferentes usos, hay varios aspectos que transar. Los aspectos fundamentales son la Estabilidad, Maniobrabilidad, Eficiencia de impulso y Facilidad de trasladarse (Transporte de la Silla).

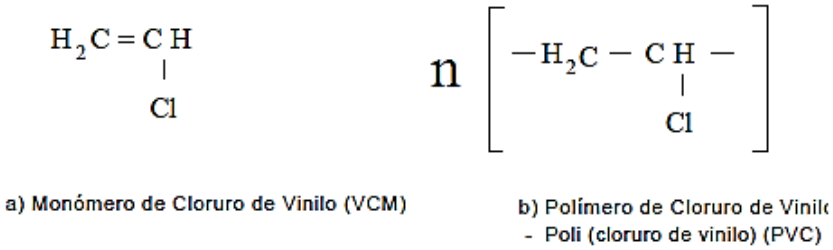
1.7.3 El poli-cloruro de vinilo PVC.

La American Society for Testing and Materials (ASTM) define el termino plástico como "Un material que contiene esencialmente moléculas orgánicas de muy alto peso molecular, sólido en su estado final y en alguna etapa de su fabricación es moldeado por el flujo de material a su forma final". Para entender mejor el proceso se presentan las siguientes definiciones:

- **Termoplástico**: propiedad que le permite a un material ser moldeable repetidamente por un incremento de temperatura y endurecido por un decremento de la misma.
- **Polímero**: material orgánico que contiene un alto número de configuraciones químicas repetidas enlazadas entre sí como eslabones de una cadena. Estas cadenas son de alto peso molecular.
- **Monómero**: es una molécula pequeña, simple, de la cual se forma la cadena.
- **Polimerización**: es la reacción que une a los monómeros en una gran estructura como un polímero.

El poli (cloruro de vinilo) (PVC) es el producto de la polimerización del monómero de cloruro de vinilo (VCM), es una resina plástica lineal, volátil, incolora y dulce al olfato. Las fórmulas químicas se pueden observar en la figura 4.

Figura 4. Formula química del VCM y PVC.



Fuente: http://es.slideshare.net/narait/criterios-de-diseo-para-redes-de-agua-potable-empleando-tubera-de-pvc

La figura 5, muestra el proceso de obtención del PVC.

Figura 5. Proceso de Obtención del PVC.

Fuente: Escuela de Ingenierías Industriales- Universidad de Valladolid

Disponible en: http://www.eis.uva.es/~macromol/curso07-08/pvc/procesosdeproduccion.html

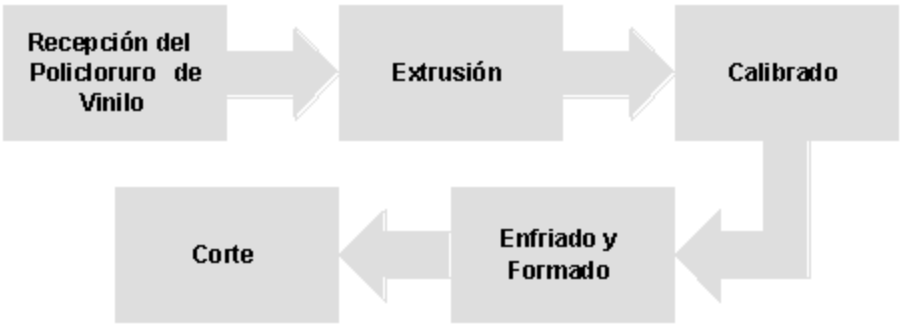
En la industria del plástico, la palabra resina se refiere al polímero básico usado como materia prima, mientras que compuesto se le llama a la mezcla homogénea de resina y varios aditivos. Como muestra la figura anterior el producto final de este proceso es la resina de PVC, a partir de esta resina y dependiendo del uso que se le va a dar al producto, se requiere agregar algunos aditivos con la finalidad de adecuar las propiedades físicas y químicas de la resina original. El compuesto de PVC que se usa para producir la tubería es Tipo 1, Grado 1, para uso en redes de presión.

1.7.3.1 Procesos de fabricación de la tubería de PVC.

Los procesos comunes en la fabricación de tubería de PVC, son extrusión, inyección y formación manual de piezas.

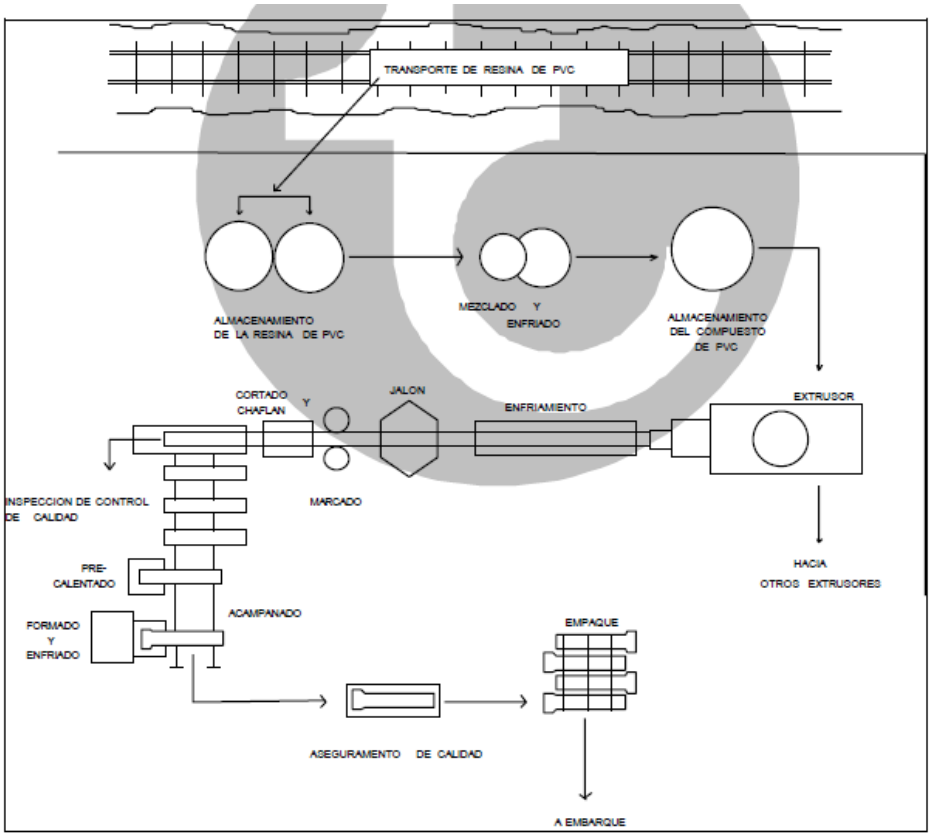
El compuesto de PVC, está formado en su mayoría por Policloruro de vinilo, y el resto por elementos como estabilizadores, pigmentos, lubricantes, auxiliares de proceso y rellenos. Las características determinantes se deben al Policloruro de vinilo por ser el elemento predominante en el compuesto, los ingredientes complementarios tienen por objeto facilitar el proceso o mejorar las propiedades particulares de la resina de PVC.

Figura 6. Proceso de extrusión de tubería de PVC.



Fuente: Instituto Nacional de Emprendimiento, México DF
Disponible en:
http://www.contactopyme.gob.mx/guiasempresariales/guias.asp?s=14&guia=104&giro=10&ins=985

Figura 7. Diagrama de flujo proceso de obtención del PVC.



Fuente: http://es.slideshare.net/narait/criterios-de-diseo-para-redes-de-agua-potable-empleando-tubera-de-pvc

1.7.4 Clasificación de tuberías por sistema de dimensionamiento.

La base de esta clasificación es el tipo de sistema que se usa, ya sea serie inglesa o serie métrica.

SERIE INGLESA.

Se basa en tuberías cuyas especificaciones originales son de EE.UU. normalmente de la American Society for Testing and Materials (ASTM). Una característica importante es que el diámetro nominal (DN) no corresponde al diámetro externo (DE) ni al diámetro interno (DI). Mantiene constante el DE para los diferentes espesores de pared (e), por lo

que el diseño del tubo se basa en esta característica. Este tipo de tubería de PVC fue de las primeras en comercializarse en Latinoamérica. Se mide en pulgadas.

SERIE MÉTRICA.

Las especificaciones originales para este tipo de tubería proceden de la International Standars Organization (ISO). En este caso el DN corresponde al DE.

Al igual que la tubería de Serie Inglesa mantiene constante el DE a diferentes espesores de pared. Se mide en milímetros.

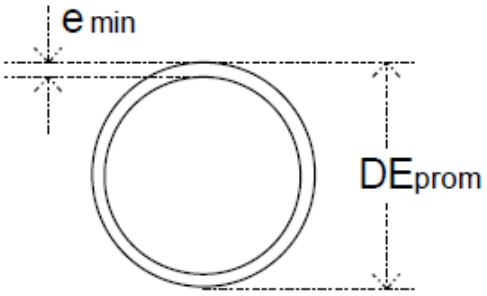
1.7.5 Clasificación por clases, RD´s y cédula.

Una segunda clasificación muy usada depende de la presión recomendable de trabajo (PT) y según el sistema de dimensionamiento se pueden clasificar en dos Clases, para la Serie Métrica, RD´s y para la Serie Inglesa, Cédulas.

1.7.5.1 Relación de dimensiones (RD o RDE).

El RD se define como el cociente de dividir el diámetro externo promedio entre el espesor mínimo de pared. La Figura 8, ilustra dicha relación[21].

Figura 8. Parámetros de Relación dimensional RD.



Fuente: http://es.slideshare.net/narait/criterios-de-diseo-para-redes-de-agua-potable-empleando-tubera-de-pvc

[21]Productos Nacobre SA (2004). Criterios de diseño para redes de agua potable. México DF.

Para determinar el RD se utiliza la Ecuación 1:

$$RD = \frac{DE_{prom}}{e_{min}} \qquad (1)$$

1.7.6 Método de análisis para el desarrollo de pórticos.

1.7.6.1 Método de Distribución de Momentos de Hardy Cross

Este método, sumamente útil en el análisis de pórticos, fue ideado por el profesor Hardy Cross, quien empezó a enseñarlo a sus alumnos de la Universidad de Illinois en 1924.

El método de distribución de momentos puede ser utilizado para analizar cualquier tipo de viga indeterminada o de pórtico rígido, e hizo posible resolver de manera sencilla y segura muchas estructuras que antes se diseñaban únicamente mediante reglas empíricas o métodos aproximados.

El método consiste en resolver las ecuaciones simultáneas que resultan en el de *Ángulos de giro y deflexión* mediante aproximaciones sucesivas. Esta característica permite obtener la solución con la exactitud que se desee, dentro de las limitaciones del modelo matemático escogido. Para el desarrollo de éste método se hace necesario establecer los siguientes parámetros:

i) Rigidez absoluta y coeficiente de distribución.

El concepto de rigidez absoluta es esencial para el cabal entendimiento del método. Es una medida de la capacidad de un elemento para oponerse al giro de uno de sus extremos cuando se le aplica en él un momento, y se define así:

Rigidez absoluta es el valor del momento que, aplicado en un extremo simplemente apoyado de un elemento, produce en él una rotación de un radián, estando el otro extremo simplemente apoyado, parcialmente restringido o fijo, y sin que haya ninguna translación de los apoyos.

Cross supuso que en la estructura todos los nodos están fijos y luego comenzó a soltarlos uno por uno, estudiando el efecto de cada liberación sobre todos los elementos, hasta lograr equilibrar los nodos por completo.

El *coeficiente de distribución*, δ_{ij} , en el extremo i de un elemento ij se establece como la relación entre el momento M_{ij} desarrollado en dicho extremo y el momento M_i aplicado en el nodo correspondiente y está dado por la Ecuación (2):

$$\delta_{ij} = \frac{M_{ij}}{M_i} \qquad (2)$$

La suma de las rigideces (*K*) de todos los elementos que llegan al nodo medirá la resistencia del mismo a la rotación (θi), el momento M se repartirá entre los elementos proporcionalmente a sus rigideces, luego la Ecuación (3) resulta ser:

$$\delta_{ij} = \frac{(Ka)_{ij}\,\theta_i}{\theta_i \sum (Ka)_{ij}} \qquad (3)$$

La cual se reduce a la Ecuación (4):

$$\delta_{ij} = \frac{K_{ij}}{\sum K_{ij}} \qquad (4)$$

Es decir, que el coeficiente de distribución de cualquier elemento en un nodo es igual a la rigidez del elemento para ese extremo, dividida por la suma de las rigideces correspondientes a todos los elementos que convergen en ese nodo.[22]

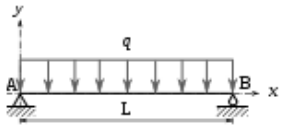
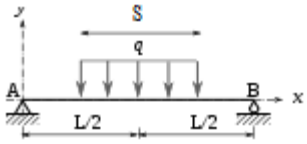
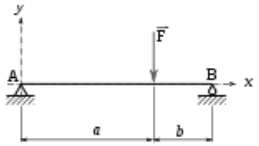
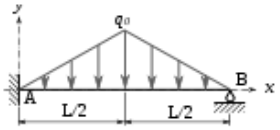
ii) Momentos de empotramiento.

Cross empezó por suponer que todos los nudos están fijos. En consecuencia, en los extremos de los elementos que se hallan sometidos a cargas intermedias surgen unos momentos para anular los giros que producirían tales cargas si los extremos pudiesen

[22] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p200.

rotar libremente. Éstos son los llamados *momentos de empotramiento,* obtenibles, por cualquiera de los métodos tradicionales, especialmente los de área de momentos y viga conjugada, ó, a través de prontuarios de diseño como el que presenta la Tabla 1.

Tabla 1. Momentos de empotramiento en los apoyos para casos comunes de carga.

Diagramas de carga	Momentos Perfectos
	$M_1 = -M_2 = \frac{wL^2}{12}$
	$M_1 = -M_2 = \frac{ws}{24L}(3L^2 - S^2)$
	$M_1 = -M_2 = \frac{PL}{8}$
	$M_1 = -M_2 = \frac{5wL^2}{96}$

Fuente: Jairo Uribe Escamilla, Análisis de Estructuras[23]

[23] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p164.

iii) Coeficientes de transmisión

Establece la relación entre el momento inducido en un extremo empotrado y el momento aplicado al otro extremo en donde se permita giro. Teóricamente se define como:

Coeficiente por el cual se debe multiplicar el momento aplicado en un apoyo simple de un miembro estructural para obtener el momento inducido en el extremo opuesto. El coeficiente de transmisión para un elemento prismático con el extremo opuesto empotrado y de sección transversal constante es 0.5[24]

1.7.6.2 Método de los Tres Momentos

El teorema de los tres momentos o teorema de Clapeyron es una relación deducida de la teoría de flexión de vigas y usada en análisis estructural para resolver ciertos problemas de flexión hiperestática, fue demostrado por Émile Clapeyron a principios del siglo XIX. El teorema general de los tres momentos más que un teorema es una fórmula que relaciona los tres momentos en tres apoyos de una viga continua, que resulta bastante útil en el cálculo de momentos en estos apoyos, además, este método simplifica el proceso de cálculo de los momentos flectores con los cuales se procede al trazado de los ya conocidos diagramas DMF y DFC.

Con la aplicación directa de la fórmula, el proceso se simplifica y se vuelve un proceso netamente matemático rápido de desarrollar y fácil de interpretar.

"La ecuación de los tres momentos es aplicable a tres puntos cualquiera de una viga, siempre que no haya discontinuidades, tales como articulaciones, en esa parte de la estructura" (Clapeyron, 1857)

[24] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p202.

- **Ecuación general de tres momentos**

Dada una viga continua de material elástico lineal sobre varios apoyos simples, los momentos flectores en tres apoyos consecutivos satisfacen la relación[25]:

$$M_{(k-1)}L_k + 2M_k(L_k + L_{k+1}) + M_{(k+1)}L_{k+1} = -6\left(\frac{\Omega D}{L}\right)_k - 6\left(\frac{\Omega d}{L}\right)_{k+1} \qquad (5)$$

M_k, momento flector en el apoyo k-ésimo.

M_{k-1}, momento flector en el apoyo a la izquierda, apoyo (k-1)-ésimo.

M_{k+1}, momento flector en el apoyo a la derecha, apoyo (k+1)-ésimo.

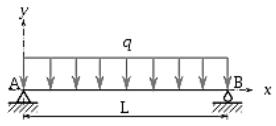
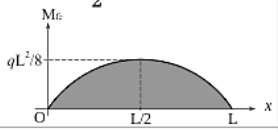
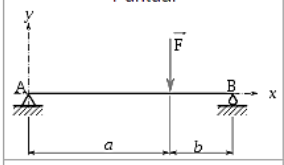
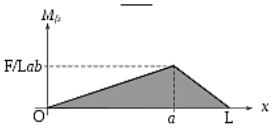
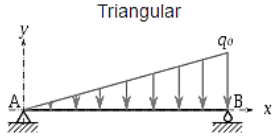
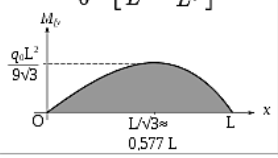
L_k, longitud del tramo de viga entre el apoyo (k-1)-ésimo y k-ésimo.

L_{k+1}, longitud del tramo de viga entre el apoyo k-ésimo y (k+1)-ésimo.

Ω_k, Ω_{k+1}, área de los momentos flectores isostáticos en los tramos L_k y L_{k+1}.

D_k, d_k, Distancia al centroide de los diagramas de momentos flectores por la izquierda y la derecha.

Tabla 2. Momentos y rotaciones en apoyos para casos comunes de cargas

Tipo de carga	$q_i(x)$	$\mathcal{M}^i_{iso}(x)$	Ω_i	D_i	d_i
Uniforme 	q	$\frac{q}{2}x(L-x)$ 	$\frac{qL^3}{12}$	$\frac{L}{2}$	$\frac{L}{2}$
Puntual 	$P\delta(x-a),\ 0 \le a \le L$		$\frac{Pa(L-a)}{2}$	$\frac{L+a}{3}$	$\frac{2L-a}{3}$
Triangular 	$q\frac{x}{L}$	$\frac{qL^2}{6}\left[\frac{x}{L} - \frac{x^3}{L^3}\right]$ 	$\frac{qL^3}{24}$	$\frac{8L}{15}$	$\frac{7L}{15}$

Fuente: Srivastava & Gopes (2007).

[25] Srivastava & Gope (2007). Strength of Materials. Prentice-Hall, pag 73.

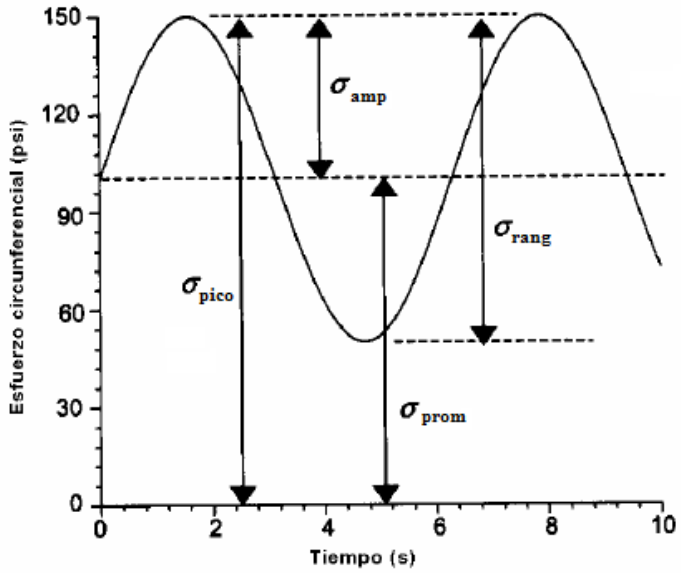
1.7.7 Fatiga en tuberías de PVC.

El diseñador se refiere a las curvas S-N (tensión - ciclos) para estimar la vida de un material a la tensión inducida de rotura antes de que se produzca la falla por fatiga.

Estas curvas se encuentran estandarizadas para la gran mayoría de los metales, sin embargo, existe un número limitado de estudios publicados disponibles sobre la resistencia a esfuerzos repetidos de las tuberías de PVC. Los estudios sobre la falla por rotura en tuberías de PVC se concentran principalmente en el efecto de la amplitud de la tensión, ignorando en su mayor parte la tensión media durante el ensayo cíclico.

La Figura 9, ilustra los tipos de esfuerzo presentes en una carga cíclica, tales como son, el esfuerzo máximo $\sigma_{(pico)}$, la amplitud de esfuerzo $\sigma_{(amp)}$, el esfuerzo medio o promedio $\sigma_{(prom)}$, y el intervalo de esfuerzo $\sigma_{(rang)}$ para una carga dada, útiles para registrar el tipo de carga presente en el material.

Figura 9. Representación gráfica de los esfuerzos cíclicos.



Fuente: https://www.researchgate.net/publication/228974262_Long-Term_Cyclic_Testing_of_PVC_Pipe

Herbert W. Vinson[26] (1975) publicó un método para predecir la falla por esfuerzos repetidos en las tuberías de PVC, a través de la realización de ensayos en tuberías de PVC SDR 17 de 6 pulgadas y SDR 26 de 6 pulgadas, sometidas a cargas cíclicas, para luego proceder a definir una línea recta que ajustara los datos, con la cual desarrolló la Ecuación 6. Esta ecuación permite predecir los ciclos para que ocurra la falla a partir de una tensión inducida máxima:

$$C = (5{,}05\ x10^{21})S^{-4{,}906} \qquad (6)$$

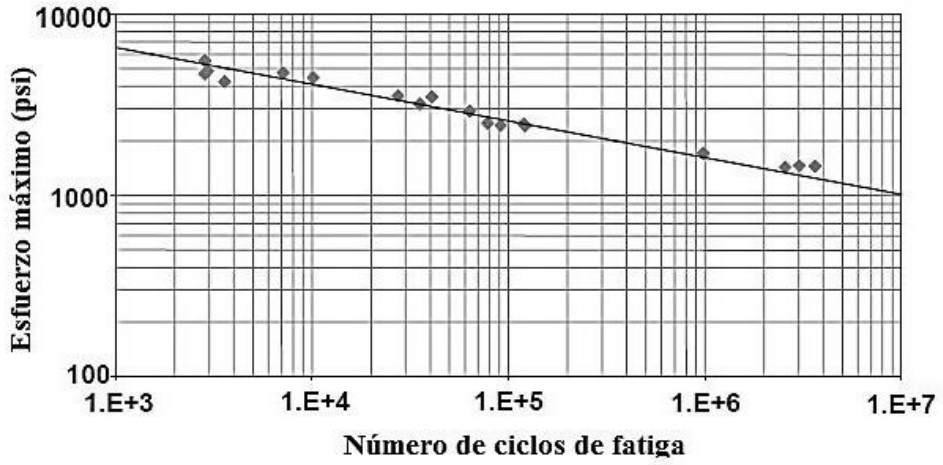
Dónde:

C= número de ciclos para que ocurra falla

S= esfuerzo máximo (psi)

Sus puntos de datos experimentales se usaron para generar el diagrama S-N de la Figura 10. La ecuación que Vinson desarrolló se usó por años como la norma para predecir la resistencia vida frente a esfuerzos repetidos de las tuberías de PVC, sin embargo de 2004 en adelante ha sido catalogada como "muy conservadora" (Moser, 2004).

Figura 10. Diagrama S-N de Vinson



Fuente: Vinson (1975)

[26] Jefrey, J., Moser, A.P., & Folkman S. (2004). Long -Term Cyclic Testing of PVC Pipe. College of Engineering. Utah Statal University.p3-8.

1.7.8 Fuerzas a vencer en vehículos de tracción.

Según las leyes de la Mecánica Clásica, cualquier cuerpo que deba moverse de forma continua y uniforme deberá recibir una fuerza impulsora que iguale y anule las fuerzas que se opongan al movimiento. De tal forma que solo en una situación ideal sin fuerzas de oposición, un cuerpo podría moverse a velocidad constante sin necesidad de un esfuerzo o aporte energético exterior.

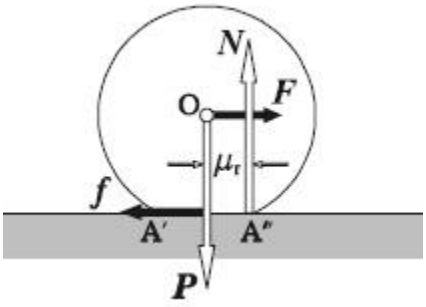
Las tres leyes de Newton, puntal de la Física Clásica junto con la Ley de Gravitación Universal y el principio de transformación de Galileo, rigen el movimiento de todos los vehículos. Así pues, en primer lugar, el movimiento de un vehículo se verá afectado por la masa inercial del mismo. En segundo lugar, el motor del vehículo, o más bien la forma en que dicho motor entrega la fuerza impulsora del vehículo. En la actualidad todos los vehículos de motor utilizan un motor que genera un impulso rotacional transmitido por una cadena cinemática compleja hasta las ruedas motrices. Por último, el movimiento de un vehículo viene determinado por el conjunto de fuerzas resistivas que se oponen al avance.

Cualquier vehículo de ruedas disminuirá gradualmente su velocidad debido a la resistencia que se presenta éstas fuerzas, sin embargo, un vagón de tren con ruedas de acero sobre rieles de acero se extenderá más allá que un autobús de la misma masa con neumáticos de goma que se desplaza sobre el asfalto, éste fenómeno se atribuye a la *resistencia a la rodadura.*

Los factores que contribuyen a éste tipo de resistencia al movimiento son: la deformación de las ruedas, la deformación de la superficie, el diámetro de la rueda, la

velocidad[27], la carga en la rueda, la adhesión superficial de deslizamiento, y la relación de micro-deslizamiento entre las superficies de contacto. En la Figura 11, se aprecian las fuerzas que se presentan en una rueda deformable (Neumático) sobre una superficie indeformable (Cemento).

Figura 11. Rodadura de cilindro deformable sobre superficie indeformable.



Fuente: Andrew Dressel (2013). WikiProject Cycling.

1.7.8.1 Resistencia a la rodadura.

La resistencia a la rodadura aparece cuando un cuerpo que rueda, o la superficie sobre la que rueda, o ambos a la vez, se deforman, aunque sólo sea ligeramente, a causa de las grandes presiones existentes en los puntos de contacto. Suponiendo el caso de un cilindro que se apoya sobre una superficie plana; todo el peso del cilindro gravita sobre una exigua superficie de contacto (Véase Figura 11).

De ese modo, el cuerpo, la superficie que lo soporta o ambos, se deforman, aumentando el área de contacto hasta que la presión disminuye y se restablece una situación de equilibrio elastostático. En resumen, al rodar un cuerpo real sobre una superficie real se producen unas deformaciones, de modo que el cuerpo tiene que "vencer"

[27] Hibbeler, R.C. (2007). Engineering Mechanics: Statics & Dynamics (Eleventh ed.). Pearson, Prentice Hall. pp. 441–442.

continuamente un pequeño obstáculo que se le presenta por delante y que se opone a su rodadura[28].

- **Coeficiente De Rodadura.**

El concepto de coeficiente de rodadura es similar al de coeficiente de rozamiento, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, disminuyendo por regla general la resistencia al movimiento. La magnitud μ_r, es el llamado coeficiente de resistencia a la rodadura. Se deduce que el par de arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria para el arranque es inversamente proporcional al radio del cilindro; esa es la ventaja de las ruedas grandes sobre las pequeñas. El valor del coeficiente μ_r depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez). La magnitud adimensional Crr es llamada coeficiente de rodadura y está dada por la Ecuación 7[29]:

$$Crr = \frac{\mu_r}{R} \qquad (7)$$

Donde μ_r es el coeficiente de resistencia a la rodadura en mm y R es el radio de la rueda en mm, de modo que el coeficiente de rodadura es adimensional.

[28]Tyres-Online: The Benefits of Silica in Tyre Design. 2011.
Disponible en:http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_tireefficiency_jun2011.pdf

[29] Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy (2006). Informing Consumers, Improving Performance – Special Report 286. National Academy of Sciences, Transportation Research Board (PDF)

El valor del coeficiente de rodadura es característico de cada sistema, dependiendo de:

- La rigidez o dureza de la rueda y superficie.
- El radio de la rueda (a mayor radio menor resistencia).
- El peso o carga al que se somete cada rueda.
- En el caso de ruedas neumáticas o hidráulicas, de su presión (a mayor presión menor resistencia).

- **Carga en las llantas neumáticas según Roberts.**

Para las llantas neumáticas, el cambio en el Crr (coeficiente de rodadura) depende de si se incrementa o disminuye la carga de inflado[30]. Si la presión de inflado se incrementa en un 20 %, se observa una disminución del Crr en un 3 %. Si no varía la presión de inflado, y la carga se aumenta en un 20 %. Se evidencia un aumento del 4% en el Crr. Tales afirmaciones indican la importancia del inflado del neumático sobre la resistencia al movimiento que opondrá el vehículo al desplazarse.

[30] Roberts, G. B. (1959), "Power wastage in tires", International Rubber Conference, Washington, D.C. pp 60-61

1.8 MARCO LEGAL

La Organización Mundial de la Salud (OMS), la Agencia de los Estados Unidos para el Desarrollo Internacional, la Sociedad Internacional de Prostética y Ortótica, y la Internacional de Personas con discapacidad, en asociación con el Centro de Rehabilitación Internacional y las organizaciones Motivation Charitable Trust y Whirlwind Wheelchair International, ponen en ejecución los Artículos 4, 20 y 26 de la Convención sobre los Derechos de las Personas con discapacidad.

Estas pautas procuran promover la movilidad personal y mejorar la calidad de vida de los usuarios de sillas de ruedas al ayudar a que los Estados Miembros desarrollen un sistema de suministro de sillas de ruedas, con el fin de apoyar la implementación de la Convención sobre los Derechos de las Personas con Discapacidad y la Resolución A58/23 de la Asamblea Mundial de la Salud, del 25 de mayo de 2005.[31]

Así mismo, se utilizaron normas técnicas y métodos estandarizados para la realización de pruebas mecánicas al material, y el dimensionamiento de la estructura.

A continuación, se presentan las normas y referentes legales utilizados como fundamento para el desarrollo de este proyecto.

DECRETO No. 0404 DE 1985 (Posterior LEY 12 DE 1987): Normas urbanísticas, arquitectónicas y de construcción, Los lugares de los edificios públicos y privados que permiten el acceso al público en general, deberán diseñarse y construirse de manera tal que faciliten el ingreso y tránsito de personas cuya capacidad motora o de orientación esté disminuida por la edad, la incapacidad o la enfermedad.

[31] OMS. (2008) *Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos*

NTC 4143 (2009): Accesibilidad a los medios físicos. Edificios, rampas fijas. Se utilizó para estimar la inclinación máxima de rampas fijas en el cálculo de motores.

NTC 4140 (1997): Accesibilidad de las personas al medio físico, edificios, pasillos, corredores y características generales.

NTC 4201 (1997): Accesibilidad de las personas al medio físico, edificios, equipamientos, bordillos, pasamanos y agarraderas.

ISO 7193 (1985): Maximun overal dimensions. Usada para determinar el rango de dimensiones permitidas para la estructura de la silla.

ANSI B29.1-(1975): Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas. Selección de la cadena de transmisión (número y dimensiones).

NTC 382 (2011): Tubos de poli (cloruro de vinilo) (PVC) clasificación según la presión serie (RDE). Determinación de las condiciones mínimas de resistencia al impacto, resistencia a la tensión y módulo de elasticidad para el pvc de presión.

ASTM D695 (2002): Standard test method for compressive properties of rigid plastics. Norma usada para desarrollar el ensayo a compresión para tubería de PVC y determinar la resistencia a la compresión.

ASTM D638 (2010): Standard test method for tensile properties of plastics. Norma usada para desarrollar el ensayo a tensión para tubería de PVC y determinar la resistencia a la tensión.

ASTM D2241 (2009): Standard Specification for Poly(Vinyl Chloride) (PVC) Pressure-Rated Pipe (SDR Series). Usada para clasificar el tipo y clasificaciones técnicas de tubería de PVC utilizada para la estructura.

NTC 4265 (1997): Sillas de rueda determinación de la estabilidad estática. Usada para determinar los métodos para evaluar estabilidad estática del prototipo.

ASTM D1784 (1999): Standard specification for rigid poly(vinyl) (PVC) compounds and chlorinated poly(vinyl choride) (CPVC) compounds.

1.9 ETAPAS DEL PROYECTO

1.9.1 Recolección y análisis de la información

Se llevó a cabo la recopilación del fundamento teórico relevante para realizar el proyecto en lo que se refiere a sillas de ruedas no convencionales, datos estadísticos de censos poblacionales de discapacidad en Córdoba, parámetros de diseño que comprenden la ergonomía del usuario y las características del material estructural (PVC), a partir de la normativa correspondiente al dimensionamiento de la estructura y los ensayos mecánicos en plásticos respectivamente.

1.9.2 Calculo de las cargas presentes en la silla de ruedas

Se plantearon las condiciones de equilibrio y movimiento para la silla de ruedas propuesta por Árcia (2015), y las reacciones y sujeciones fundamentales para determinar las cargas que actúan en ella, se definieron los apoyos y las cargas presentes en la

estructura de la silla, el lugar en el que actúan éstas y los puntos que soportan los mayores esfuerzos.

De igual manera, en esta etapa se determinaron las fuerzas que se presentan en las llantas a la hora de partir del reposo, con lo cual se calculó la potencia que deben suministrar los motores para generar movimiento, como base para el cálculo de los elementos que conformarán la transmisión.

1.9.3 Propiedades mecánicas del PVC

Se realizaron ensayos de tensión y compresión, bajo las normas ASTM D630 y ASTM D695 respectivamente, aplicados a la tubería de PVC que conforma la estructura, a partir de ellos fue posible determinar propiedades mecánicas, tales como, resistencia máxima, resistencia a la fluencia y módulo de elasticidad, fundamentales para realizar el análisis comparativo entre los esfuerzos presentes en la estructura y la resistencia del material. Estos resultados se llevaron al gestor de simulación del software SolidWorks ®, pues con ellos se configura el material para garantizar que los resultados de la simulación apliquen al modelo evaluado.

1.9.4 Rediseño de la silla de ruedas

Se establecieron las características físicas y mecánicas de la estructura teniendo en cuenta la resistencia ofrecida por el material, además, se definieron las dimensiones finales de la silla de ruedas de acuerdo a parámetros antropométricos, con base a las recomendaciones halladas en la teoría relacionada. A partir de esto, se determinaron los elementos y accesorios que conformarán el producto, evaluando mediante criterios de

resistencia de materiales los esfuerzos presentes en este y mediante criterios de fatiga en el PVC, la vida que ofrece la estructura ante estos esfuerzos, en términos de ciclos.

Por otra parte, se planteó una alternativa al sistema de transmisión, más simple y seguro, acorde a la finalidad del dispositivo, reemplazando así la transmisión conformada por motores, piñones, cadenas y demás accesorios del primer prototipo.

1.9.5 Simulación del modelo CAD sometido a las cargas estimadas

Se utilizó el software SolidWorks® registrado bajo licencia para la Universidad de Córdoba, mediante el cual se realizó la simulación de la estructura con el material y dimensiones definidas en la etapa de diseño, esto con el fin de estimar el comportamiento mecánico y validar los resultados obtenidos a través de los cálculos del prototipo antes de realizar la etapa de construcción.

Como producto de la simulación se obtuvieron los valores de esfuerzos presentes en la estructura, los desplazamientos de cada elemento, el factor de seguridad mínimo que ofrece la estructura, además fue posible realizar una estimación de la vida del producto a partir de gráficas S-N consultadas en la teoría relacionada.

1.9.6 Construcción del Prototipo y pruebas

Se ensamblaron los elementos que conforman la estructura propuesta por los autores de este documento y se evaluó el comportamiento de ésta ante masas de usuarios de 55, 75 y 100 kg.

Se ensambló la transmisión propuesta en un prototipo adecuado para sujetar los motores y posterior a esto se realizaron pruebas de desempeño de la transmisión, bajo normas técnicas colombianas fundamentales para el diseño y suministro de éste tipo de ayudas.

Los resultados de las pruebas fueron favorables en cuanto a estructura y transmisión de movimiento, por lo que se procedió a realizar pruebas con usuarios de sillas de ruedas, los cuales reconocieron las ventajas y desventajas del producto. Estos proporcionaron la evidencia necesaria para establecer que el dispositivo puede ser una opción para satisfacer las necesidades que el proyecto de Árcia (2015) requirió.

2 PARÁMETROS DE DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS

2. 1 PARÁMETROS ANTROPOMÉTRICOS

La antropometría cumple una función importante en el diseño industrial, en los diseños de indumentaria, en la ergonomía, la biomecánica y en la arquitectura, donde se emplean datos estadísticos sobre la distribución de medidas corporales de la población para optimizar los productos. Con base en esto, se deben tener en cuenta parámetros antropométricos a la hora de fabricar dispositivos de ayuda para personas en situación de discapacidad.

Para usuarios de sillas de ruedas es fundamental que la estructura, independientemente de su funcionalidad, brinde una postura adecuada y cómoda, para conseguir esto el diseñador debe considerar los factores antropométricos, de modo que sea posible dimensionar el prototipo a partir de las características físicas del usuario.

2.1.1 Relación Peso – Estatura (índice de Quetelet)

El matemático belga Adolphe Quetelet asoció la masa y la talla de un individuo y la planteó en una ecuación que llamó Índice de Masa Corporal[32] (Véase Ecuación 8), con la cual logró establecer la relación indicada para una persona saludable y basado en esta, considerar como "Estados patológicos" los valores que se ubiquen fuera de ésta relación.

$$IMC = \frac{Masa}{Estatura^2} \qquad (8)$$

En donde:

Masa está dada en kg y Estatura está dada en m.

[32] OMS (1995). El estado físico: uso e interpretación de la antropometría. Serie de informes técnicos, 854. Ginebra (Suiza): Organización Mundial de la Salud.

Los valores de referencia para el ser humano se aprecian en la Tabla 3.

Tabla 3. Clasificación de la OMS del estado nutricional de acuerdo con el IMC[33].

Clasificación	IMC (kg/m²)	
	Valores principales	Valores adicionales
Bajo peso	**<18,50**	**<18,50**
Delgadez severa	<16,00	<16,00
Delgadez moderada	16,00 - 16,99	16,00 - 16,99
Delgadez leve	17,00 - 18,49	17,00 - 18,49
Normal	18,5 - 24,99	18,5 - 22,99
		23,00 - 24,99
Sobrepeso	**≥25,00**	**≥25,00**
Preobeso	25,00 - 29,99	25,00 - 27,49
		27,50 - 29,99
Obesidad	**≥30,00**	**≥30,00**
Obesidad leve	30,00 - 34,99	30,00 - 32,49
		32,50 - 34,99
Obesidad media	35,00 - 39,99	35,00 - 37,49
		37,50 - 39,99
Obesidad mórbida	≥40,00	≥40,00

Fuente: OMS 2004.

A partir de lo anterior se puede decir que para un usuario saludable de 80 kg (Basado en los requerimientos de Árcia) con tendencia al sobrepeso (IMC = 24,99), se puede obtener la estatura a través de la Ecuación 9:

$$Estatura = \sqrt{\frac{Masa}{IMC}} = \sqrt{\frac{80}{24{,}99}} \qquad (9)$$

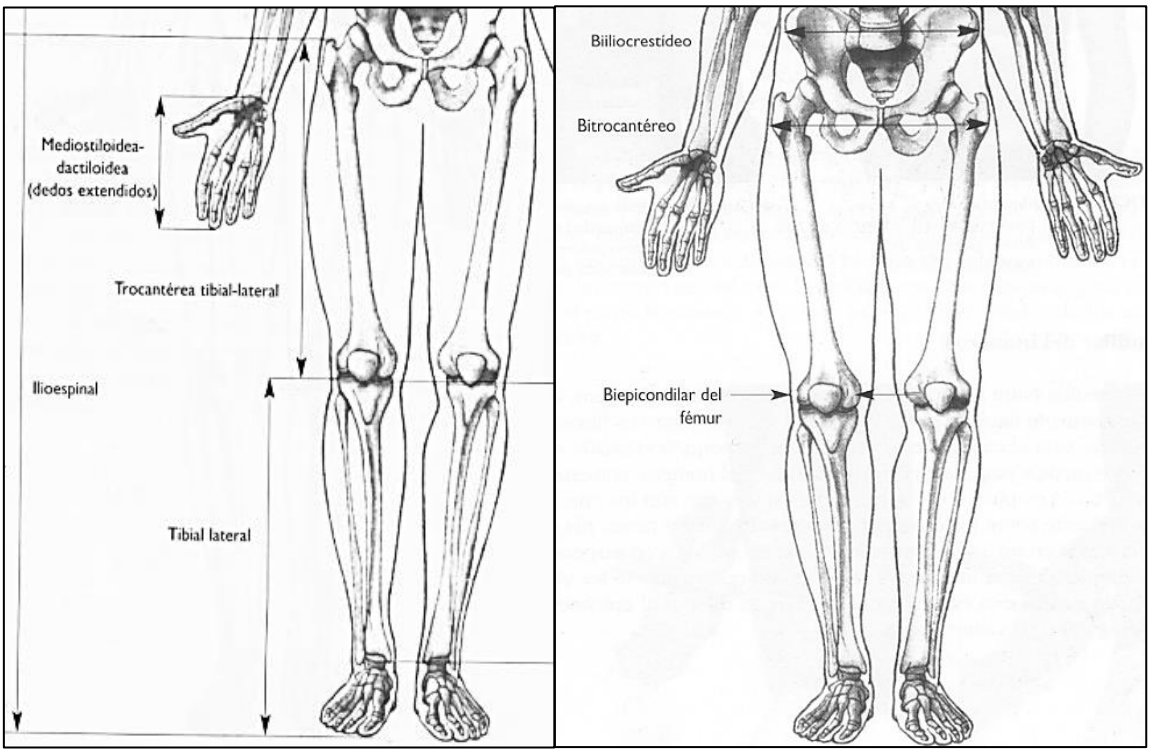
$$Estatura = 1{,}78\ m$$

[33] WHO (2009). Global Database on Body Mass Index. The International Classification of adult underweight, overweight and obesity according to BMI.
Disponible en: http://apps.who.int/bmi/index.jsp?introPage=intro_3.html

2.1.2 Proporciones del cuerpo humano

Un factor importante para determinar las dimensiones de la Silla de Ruedas es la longitud del asiento, el cual además de soportar toda la carga, debe brindar comodidad. Las dimensiones del asiento deberán guardar relación con la longitud del fémur (Trocantérea - tibial) del usuario y la anchura bitrocantérea con el fin de garantizar el mejor apoyo postural.

Figura 12. Longitudes y perímetros óseos de extremidades inferiores.



Fuente: Sillero, M (2005).

De igual manera, la altura de la silla debe ser igual a la altura Tibial Lateral (Véase Figura 12), que equivale a la longitud trocantérea, pues una altura mayor o menor traerá consigo problemas en los músculos y tendones que conforman el muslo del usuario.

La fórmula de Pearson[34] (Ecuación 10), ha sido utilizada desde el siglo XX para estimar la estatura de restos óseos, a partir del tamaño del Fémur en varones (Pearson, 1901).

$$E = 1{,}88F + 81{,}31 \qquad (10)$$

En dónde; E es la estatura y F la longitud del Fémur, ambas expresadas en centímetros.

A partir de ésta ecuación es posible determinar la longitud del fémur, basándose en la estatura obtenida en la Ecuación 9 (1,78 m). Despejando el término F de la Ecuación 10, se plantea que:

Para un varón de 80 kg, con una estatura de 1,78 m, la longitud de su fémur es de:

$$F = \frac{178\ cm - 81{,}31}{1{,}88} = 51{,}43\ cm \qquad (11)$$

No obstante, la longitud del fémur no es la indicada para diseñar un asiento, dado que ésta corresponde a la longitud ósea, sin tener en cuenta las dimensiones del sistema musculo-tendinoso.

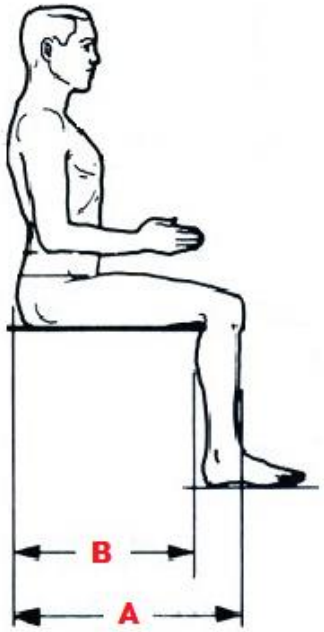
La cara que descansa sobre el asiento, abarca desde el glúteo, hasta el musculo poplíteo, el cual se ubica en la parte posterior de la rodilla. Ésta longitud es la indicada para dimensionar la estructura en donde descansará el peso del Usuario, y se conoce como *Largura Nalga - Poplíteo*[35].

Lo anterior se ilustra en la Figura 13.

[34] Guharaj, P.V., Chandran M.R.(2003). Forensic Medicine. Second Edition. Orient Longman. New Delhi, India p43.

[35] Bonilla, E. (1993). La Técnica Antropométrica Aplicada al Diseño Industrial. Universidad Autónoma Metropolitana. Xochimilco. p50.

Figura 13. Longitud del Fémur (A) frente a longitud Nalga-Poplíteo (B).



Fuente: Los Autores

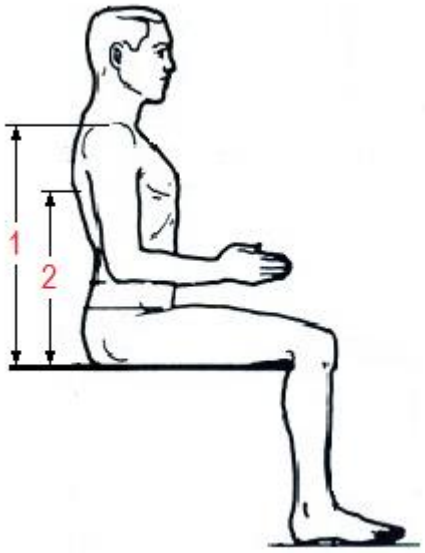
La longitud del Fémur A, es mayor a la longitud Nalga-Poplíteo B, ésta última corresponde a 0.82 veces la longitud del Fémur[36]. De este modo, para él usuario, la máxima longitud que puede tener el asiento en su vista lateral, en donde descansa la región B es 0.82(0,5143 m).

De lo anterior se tiene que la máxima longitud admisible para el ancho del asiento en su vista lateral es de 0,4217 m.

Por otra parte, se debe determinar la longitud adecuada para el soporte del dorso del usuario (Espaldar), la cual está ligada con el control que tenga el usuario sobre sus extremidades superiores.

[36] Preedy, Victor R. (2012). Handbook of Anthrophometry. Physical Measures of Human Form in Health and Disease. Ed Springer. New York.

Figura 14. Altura Acromial (1) frente a altura Subescapular (2) en usuario sentado.



Fuente: Los Autores

Para un usuario con poco control del dorso, se considera la altura acromial (hasta la parte superior del hombro), mientras que para un usuario con control del dorso, se recomienda la altura subescapular[37] (hasta la parte inferior de la escapula).

La distancia vertical de la superficie del asiento al punto inferior de la escapula resulta ser aproximadamente la cuarta parte de la altura total del usuario[38], esto es, 0.25H.

Luego, para el usuario de 80 kg y 1,78 m de estatura, se recomienda un espaldar de 0.25(1,78 m), es decir 0,445 m de longitud.

[37] Sunrise Medical, Empresa Para el Diseño de Sillas de Ruedas. Medidas necesarias para la correcta prescripción de la silla de ruedas. Disponible en: http://marketing.sunrisemedical.com/education_es/formacion5.html

[38] Preedy, Victor R. (2012). Handbook of Anthrophometry. Physical Measures of Human Form in Health and Disease. Ed Springer. New York.

2.2 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Con las relaciones antropométricas descritas en el titulo anterior, es posible obtener la longitud del asiento y espaldar, bases para las dimensiones finales de la Silla de Ruedas. Se comparan entonces las dimensiones calculadas, con lo recomendado por autores en situación de discapacidad (Verswyvel, 2008). A través de esto, fue posible determinar los parámetros geométricos necesarios para la fase de diseño de la estructura.

2.2.1 Dimensiones recomendadas para una silla de ruedas

Para un usuario promedio de 80 kg, con una estatura de 1,78 m, las dimensiones antropométricas calculadas son:

- Altura del Espaldar, de acuerdo a la longitud Subescapular: ……..….. 0,445 m

- Altura del Asiento, según longitud Tibial Lateral: ……..... 0,45 m

- Longitud del asiento, según Longitud Poplítea: ……. 0,4217 m

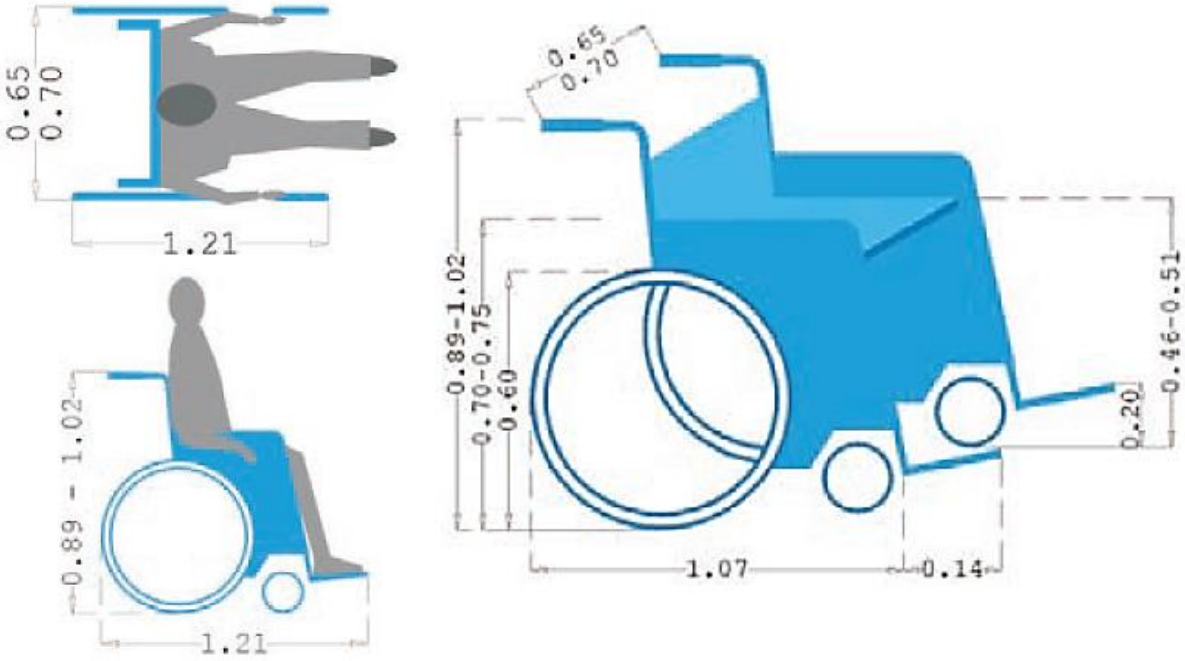
- Profundidad del asiento, según longitud Bitrocantérea[39]: …….. 0,45 m

Las dimensiones máximas recomendadas por Verswyvel, S. se presentan en la Figura 15. Las cuales se basan en las normas técnicas de infraestructura para la inclusión social de personas en situación de discapacidad[40]. Las dimensiones calculadas se encuentran por debajo de los límites recomendados, por lo que son aptas para proceder a realizar el diseño.

[39] Sillero, M (2005). Kinantropometría en la Educación Física y Deportiva. Universidad Politécnica de Madrid. Disponible en: http://ocw.upm.es/educacion-fisica-y-deportiva/kinantropometria/contenidos/temas/Tema-2.pdf

[40] República de Colombia, Decreto 1538 de 2005.

Figura 15. Dimensiones máximas recomendadas de acuerdo a la Infraestructura.



Fuente: Verswyvel, S. (2008). Manual Una Ciudad Para Todos, pág. 1

De acuerdo a la NTC 4269 “Sillas de ruedas Tipo. Dimensiones Totales Máximas” se considera que la silla de ruedas está de conformidad con la norma si no excede los siguientes valores: longitud total 1200 mm, ancho total, 700 mm, altura total 1090 mm; el prototipo registró las siguientes dimensiones: longitud total 400 mm, ancho total, 400 mm, altura total 875 mm por lo anterior cumple con las dimensiones especificadas en la NTC 4269.

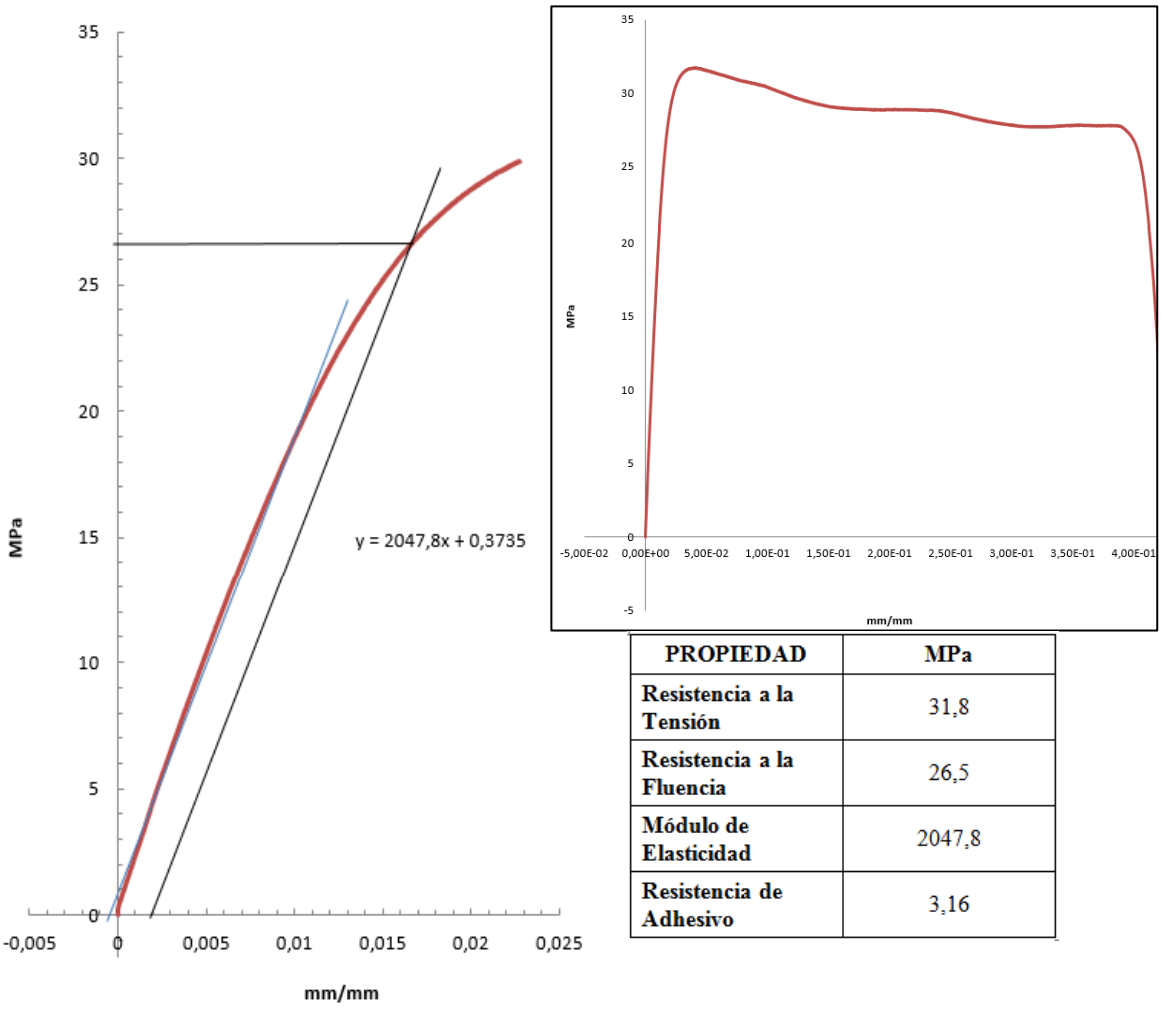
2.3 PARÁMETROS MECÁNICOS

2.3.1 Material para la silla de ruedas.

El PVC para presión es el material utilizado para la estructura del dispositivo de Árcia. Para poder realizar un análisis mecánico de la estructura se deben tener claras ciertas propiedades mecánicas del material, es por esto que se hace necesario realizar ensayos

de resistencia en la tubería y el adhesivo utilizado para realizar las uniones, con lo cual se cumple uno de los objetivos del presente documento. Se realizaron ensayos de tensión según la norma ASTM D638 (Remítase al Anexo 1 para Informe técnico del Ensayo), con lo cual se obtuvieron las propiedades necesarias para realizar el análisis estructural, a partir de las curvas esfuerzo – deformación que se muestran en la Figura 16.

Figura 16. Curva Esfuerzo - Deformación para el PVC.



PROPIEDAD	MPa
Resistencia a la Tensión	31,8
Resistencia a la Fluencia	26,5
Módulo de Elasticidad	2047,8
Resistencia de Adhesivo	3,16

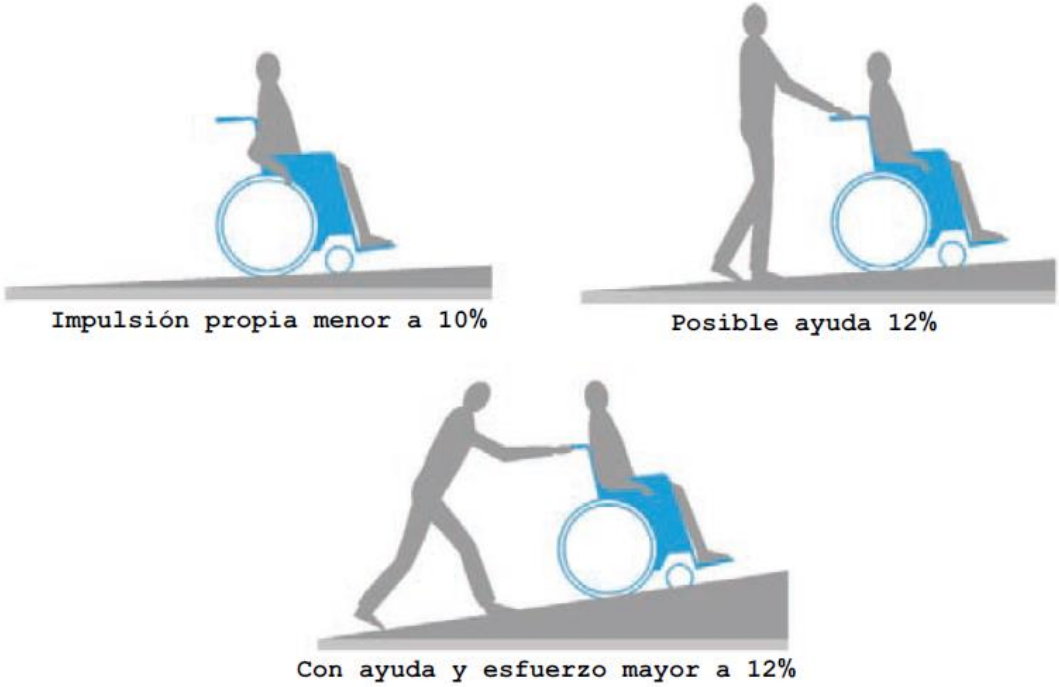
Fuente: Los Autores

2.3.2 Inclinación en rampas de acceso

Las sillas de ruedas deben ser diseñadas para vencer las pendientes que podrían presentarse en un trayecto. Con el fin de generalizar tales pendientes, se establece en el Decreto 1538 de 2005, la norma técnica colombiana NTC 4143, la cual define como límite máximo de inclinación en rampas de acceso una pendiente del 12 %. Sonia Verswyvel (2008), establece en su libro, *una ciudad para todos*, las pendientes adecuadas en rampas para personas en situación de discapacidad, las cuales se ilustran en la tabla de la Figura 17.

Figura 17. Rampas de acceso incluyentes y relación con el esfuerzo de subida.

Longitud en metros	% de inclinación
Menor a 3mt	10% - 12%
Entre 3mt y 10mt	8% - 10%
Mayor a 10mt	6% - 8%



Fuente: Verswyvel, S. (2008). Manual Una Ciudad Para Todos, pág. 9

2.3.3 Velocidad en las sillas de ruedas

La velocidad es un parámetro que define el usuario de la Silla de Ruedas, puesto que es él quien selecciona una entre la amplia gama de dispositivos que pueden existir, la velocidad de una silla de ruedas tipo scooter, frente a otra de uso doméstico deja ver la variedad que puede manejar este tipo de ayudas en cuanto a transmisión de movimiento.

La velocidad del dispositivo de Árcia (2015) no se logró definir, pues los motores no lograron vencer la inercia al momento del arranque para poder realizar pruebas de desempeño, sin embargo, los autores plantean una velocidad máxima de 7,2 km/h (2 m/s), luego de consultar Sillas Eléctricas similares a la de Árcia disponibles en el mercado[41]. La transmisión se diseña para proporcionar una velocidad máxima de 7,2 km/h, ajustable según el mando de control.

2.3.4 Potencia requerida para suministrar el movimiento de la Silla.

La potencia requerida para mover el prototipo, se obtiene con base en el peso de la estructura junto al peso del usuario, la inclinación del 12% máxima a vencer (6,89°) y la velocidad deseada (2 m/s). De igual manera, la rueda presentará resistencia a rodar debido a la naturaleza del material, la interacción con la superficie y el nivel de inflado de las llantas, los cuales relacionamos obteniendo el coeficiente de resistencia a la rodadura de la llanta.

- $\mu r = 0{,}0022$ m coeficiente de resistencia a la rodadura para Hule de llantas[42]

[41] Consultado en: http://www.tecnum.net/electricas.htm

[42] Gordon, David W.(2004) Bicycling Science. Cambridge, Mass. : MIT Press

3 DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL PRIMER PROTOTIPO

3.1 PROTOTIPO ANALIZADO

Se estudia el prototipo establecido en el trabajo de grado presentado en el Programa de Ingeniería de Sistemas de la Universidad de Córdoba, titulado “Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android”.

Figura 18. Prototipo presentado por Árcia.

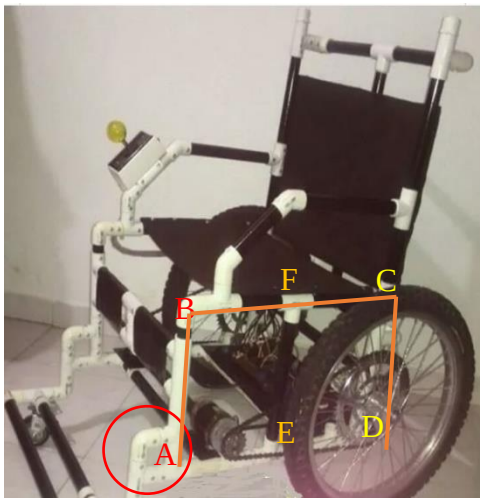
Fuente: Árcia, J (2015**)**..

3.2 ESTRUCTURA

En su proyecto, Árcia (2015) toma como base para el diseño las dimensiones de sus extremidades de manera que la estructura fuese cómoda, así mismo, para garantizar la correcta postura definió que los ángulos entre elementos sean de 90° correspondientes a cada accesorio de unión. El material estructural es el PVC de ¾ de pulgada con RDE 11. Como resultado diseña el prototipo del marco mostrado en la Figura 18, conformado por tramos de tubería unidos entre sí, con accesorios para la misma y remaches.

Se procederá a analizar la estructura del prototipo, para esto, se establece el pórtico ABCD que se ilustra en la Figura 19, como base para los cálculos.

Figura 19. Nodos fundamentales para el análisis del Pórtico ABCD.



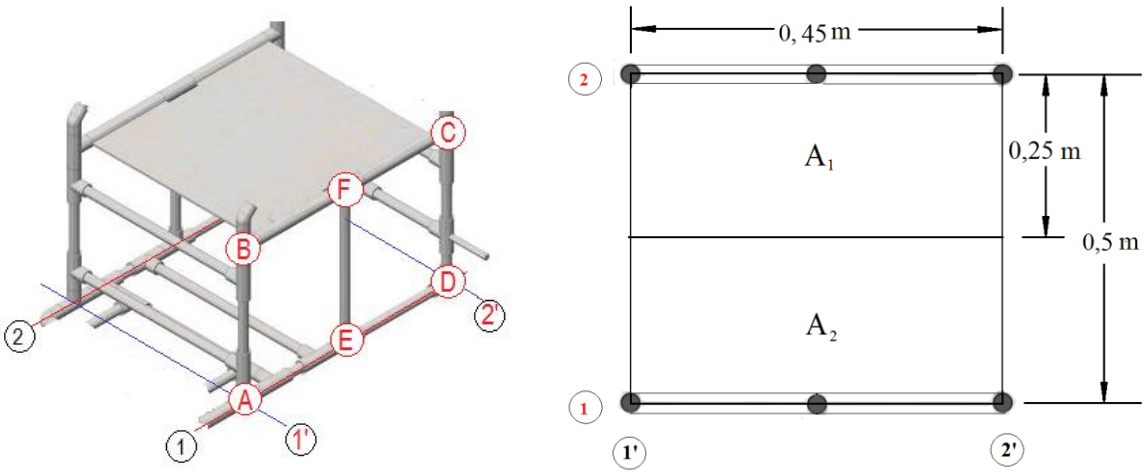
Fuente: Los Autores

3.2.1 Análisis de pórticos formados por los marcos.

El análisis del pórtico ABCD se realizó de la siguiente manera:

i) Se estableció la configuración del pórtico para el soporte del Usuario.

Figura 20. Pórtico estructural y vista superior para el soporte del prototipo.



Fuente: los autores.

ii) Se calculó la carga distribuida.

A partir del peso máximo $P_{máx}$ y del área en donde se aplica A_t, se obtiene la carga distribuida en la superficie del asiento q, la cual se simplifica como una carga lineal aplicada en el tramo BC de 0,45 m (l_{BC}), ésta carga actúa sobre la mitad de la superficie (A_1 = 0,1125 m^2). De ésta forma se procede a calcular la carga que deberá soportar cada marco para un usuario de 80 kg.

Tabla 4. Determinación de la carga distribuida en el asiento.

Parámetro	Cálculo	Resultado
Carga máxima	$P_{máx}$ = (80 kg*9,81 m/s^2)	785 N
Superficie de contacto	A_t = 0,45 m * 0,5 m	0,225 m²
Carga en la superficie	$q = P_{máx} / A_t$	3,48 kN/m²
Carga distribuida	$q_{AB} = q^* A_1 / l_{AB}$	872 N/m

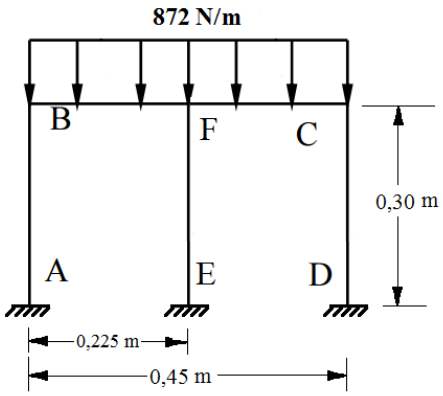
En el elemento BC de 0,45 m de longitud, actúan 872 N/m, Esta es la carga distribuida que se presentará sobre cada Pórtico.

iii) Distribuir la carga en el pórtico.

En el eje (1) que se aprecia en la Figura 20, se configura el pórtico ABCD de 0,30 m de alto y 0,45 m de ancho, en el cual existe un refuerzo EF en medio de los elementos verticales. La carga distribuida que actúa es de 872 N/m.

La configuración del pórtico para realizar el análisis se indica en la Figura 21.

Figura 21. Estructura del pórtico ABCD.



Fuente: los autores.

iv) Se determinaron los momentos flectores

El pórtico de la Figura 21, es simétrico con respecto al elemento EF, y sus apoyos le confieren una condición de hiperestaticidad, puesto que presenta tres empotramientos que genera más fuerzas internas que ecuaciones de equilibrio.

Por esta razón, se realizará el cálculo de los momentos flectores en el marco, utilizando el método de distribución de momentos de Hardy Cross. El método consiste en determinar los momentos como si cada extremo fuese empotrado, para posteriormente adicionar o restar los momentos de los demás elementos que conforman un nodo de manera que se obtenga la distribución entre elemento y elemento.

- **Distribución de momentos de Cross**

Se presenta el análisis del pórtico siguiendo el método propuesto por Hardy Cross, el cual se detalló en la página 31 (Título 1.7.8).

3.7 Momentos de empotramiento perfecto:

El momento de empotramiento M' en los extremos B y C, viene dado por la Ecuación 7[43].

$$M' = \frac{wL^2}{12} \qquad (12)$$

En donde w es la carga distribuida en el elemento y L es la longitud en donde se distribuye dicha carga. Para el caso estudiado, el momento perfecto es:

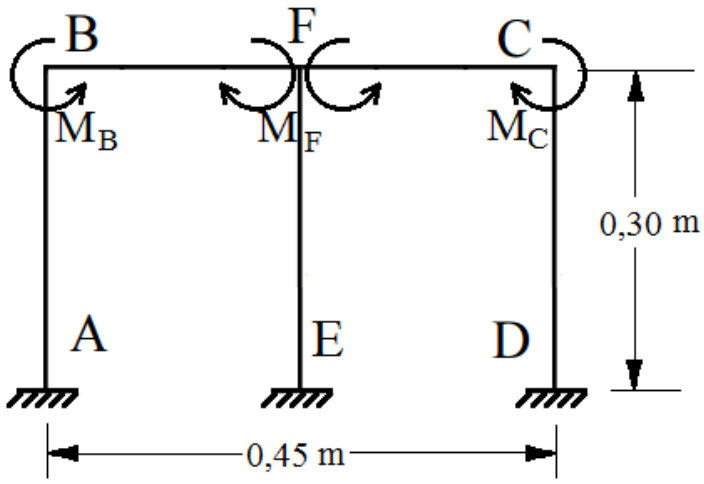
$$M' = \frac{(872\ N/m)(0{,}225\ m)^2}{12} = 3{,}68\ N\ m$$

Es decir que en los nodos B y C se presentan los siguientes momentos:

$$M_{BF} = 3{,}68\ N\ m \qquad M_{FB} = -3{,}68\ N\ m$$

$$M_{FC} = 3{,}68\ N\ m \qquad M_{CF} = -3{,}68\ N\ m$$

Figura 22. Momentos de empotramiento perfecto en nodos B, F Y C.



Fuente: los autores.

[43] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p164.

3.8 Factores de rigidez

El factor de rigidez (K) relativo a cada elemento resulta ser la relación entre el momento de inercia de su sección transversal (I) y su longitud total (l). El momento de inercia es constante, puesto que el diámetro de la tubería es el mismo, por tanto, los factores dependerán de la longitud de cada sección. Esto se representa en la Ecuación 13:

$$K = \frac{I}{l} \qquad (13)$$

Para los elementos AB, CD, EF, BF y FC, los factores de rigidez son:

- $K_{AB} = K_{CD} = K_{EF}$

$$K_{AB} = \frac{1{,}34483X10^{-8}\ m^4}{0{,}3\ m} = 44{,}82X10^{-9}$$

- $K_{BF} = K_{FC}$

$$K_{BF} = \frac{1{,}34483\ m^4}{0{,}25\ m} = 53{,}79X10^{-9}$$

c) Coeficientes de distribución

El coeficiente de distribución (δ) define las proporciones de los momentos aun sin equilibrar, que se distribuyen a cada uno de los elementos que concurren en un nodo. Los coeficientes resultan de la relación entre la rigidez de un miembro, y la rigidez de los demás elementos que llegan al nodo. Los coeficientes de distribución del extremo i al j de un elemento se calculan a partir de la Ecuación 14[44]:

$$\delta_{ij} = \frac{K_{ij}}{\sum K_{ij}} \qquad (14)$$

[44] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p202.

Así pues, para el elemento AB, el coeficiente de distribución desde el extremo en B hasta el extremo en A es:

$$\delta_{BA} = \frac{K_{AB}}{K_{AB} + K_{BF}} = \frac{44{,}82X10^{-9}}{44{,}82X10^{-9} + 53{,}79X10^{-9}} = 0{,}455 = \delta_{CD}$$

El cual es igual al coeficiente desde el extremo C hasta D, dada la condición de simetría del pórtico. Para cada elemento se procede de manera similar al cálculo anterior.

$$\delta_{BF} = \frac{K_{BF}}{K_{AB} + K_{BF}} = \frac{53{,}79X10^{-9}}{98{,}60X10^{-9}} = 0{,}545 = \delta_{CF}$$

$$\delta_{FB} = \frac{K_{BF}}{K_{BF} + K_{EF} + K_{FC}} = \frac{53{,}79X10^{-9}}{152{,}40X10^{-9}} = 0{,}353$$

$$\delta_{FE} = \frac{K_{EF}}{K_{BF} + K_{EF} + K_{FC}} = \frac{44{,}82X10^{-9}}{152{,}40X10^{-9}} = 0{,}294$$

$$\delta_{FC} = \frac{K_{FC}}{K_{BF} + K_{EF} + K_{FC}} = \frac{53{,}79X10^{-9}}{152{,}40X10^{-9}} = 0{,}353$$

d) Coeficientes de transmisión[45]

El coeficiente de transmisión para un elemento prismático con el extremo opuesto empotrado y de sección transversal constante es 0,5.

Una vez obtenido cada uno de los coeficientes se procede a construir la matriz de distribución de momentos, para luego realizar tantas iteraciones como se requiera hasta converger a un valor.

[45] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p202.

e) Distribución de momentos

Como se aprecia en la Figura 21, el pórtico es simétrico con respecto al elemento EF, de manera que los momentos flectores presentes en cada nodo se pueden distribuir guardando esta relación. El arreglo que define la distribución de los momentos en la sección izquierda de la estructura se presenta en la Tabla 5.

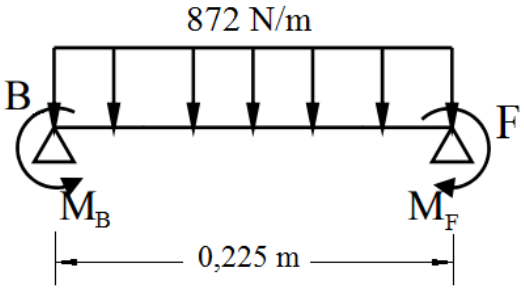
Tabla 5. Iteraciones y distribución para el método de Hardy Cross.

	AB	**BA**	**BF**	**FB**	**FE**
δ	0	0,455	0,545	0,353	EJE DE SIMETRÍA
M. Emp	0		**3,68**	**-3,68**	
1° Iter	-0,837	1,674	-2,00	-1,00	
2° Iter	-0,040	0,0803	0,1765 -0,0962	0,353 -0,0481	
3° Iter	-0,00189	0,00378	0,00831 -0,00453	0,01705 -0,00227	
4° Iter	-0,000091	0,000182	0,0004 -0,00022	0,0008 -0,00011	
M (N m)	-0,879	1,7652	1,7643	-4,3596	0

Fuente: los autores

En la tabla anterior se pueden encontrar los momentos flectores presentes en cada nodo, sin embargo, no se aprecia la distribución de éstos a lo largo de cada elemento, para obtener la distribución de momentos en el elemento BF por ejemplo, se debe separar este de la estructura y asignarle los apoyos, momentos y cargas que actúan en él, como indica la Figura 23.

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre para el segmento BF del pórtico ABCD



Fuente: los autores

Para obtener las ecuaciones de cortante y momento se utiliza el método de integración de áreas, y se determinan las reacciones como sigue:

$$\circlearrowleft + \sum M_B = M_B - \left(872 \frac{N}{m} * 0{,}225\ m * 0{,}1125\ m\right) - M_F + F(0{,}225\ m) = 0 \qquad (15)$$

$$\circlearrowleft \Sigma M_B = 1{,}764\ Nm - \left(872 \frac{N}{m} * 0{,}225\ m * 0{,}1125\ m\right) - 4{,}36\ Nm + F(0{,}225\ m) = 0$$

$$F = \frac{24{,}66\ N\ m}{0{,}225\ m} = 109{,}63\ N \uparrow$$

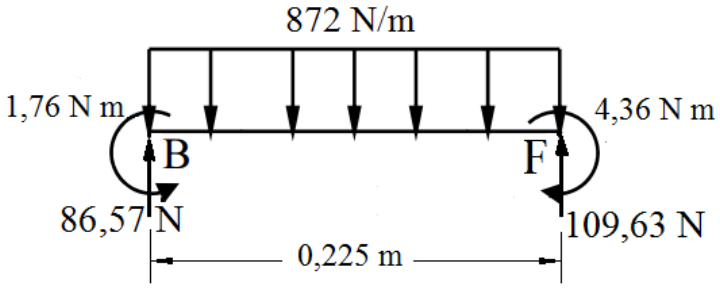
$$\uparrow + \sum F_y = B - 196{,}2\ N + F = 0 \qquad (16)$$

$$\uparrow + \sum F_y = B - 196{,}2\ N + 109{,}63 = 0$$

$$B = 86{,}57\ N \uparrow$$

Se establecen las ecuaciones para el elemento BF de la Figura 23, de manera que se pueda graficar la distribución de momentos en la longitud que abarca del nodo B, al nodo F, para así determinar cuál es el momento máximo presente en el pórtico ABCD:

Figura 24. Diagrama de cuerpo libre para elemento BF.



Fuente: los autores

Para el elemento BF (véase Figura 24) En el tramo $0 < x < 0{,}225\ m$, se tiene:

Cargas:

$\omega = 872\ N/m$

$V_0 = R_B = 86{,}57\ N$

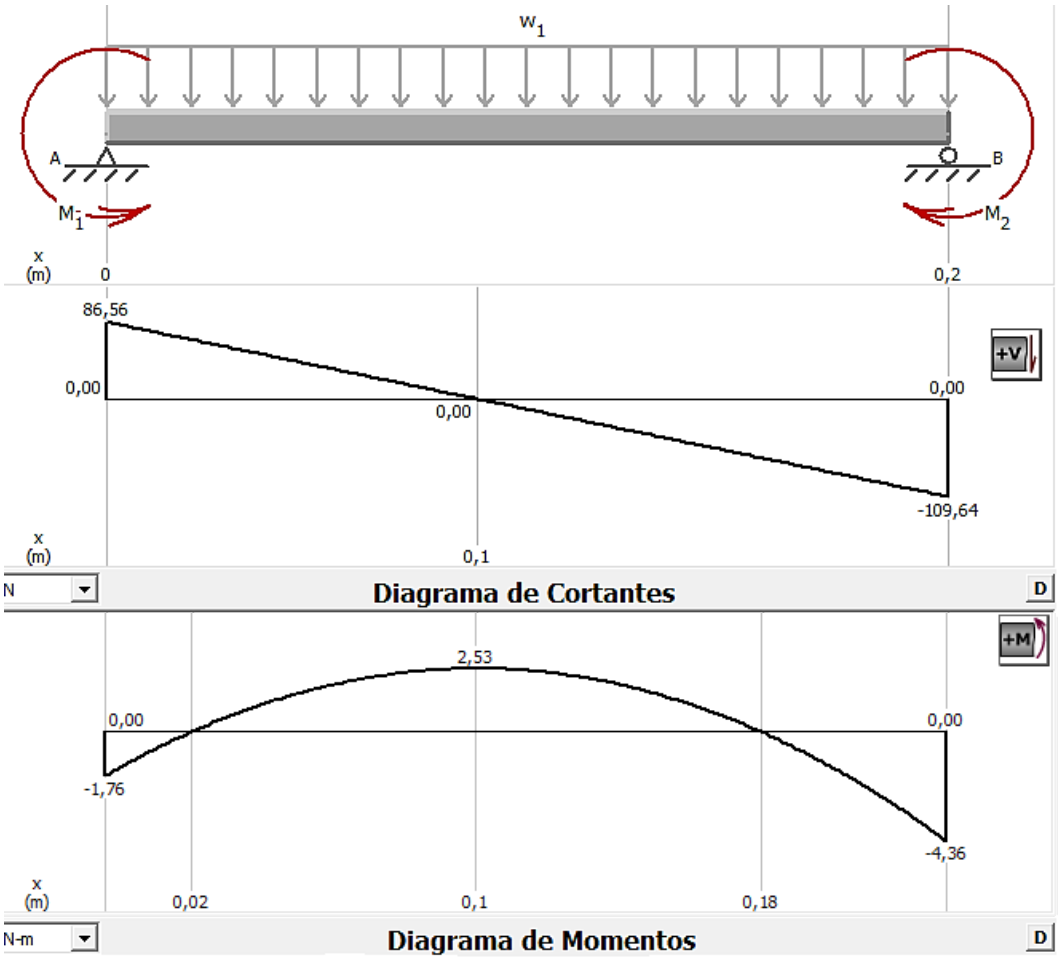
$M_0 = 1{,}764\ N\ m$

Tabla 6. Cálculo de carga cortante y momento máximo.

Ecuación de Cortantes	**Ecuación de Momentos**
$V - V_0 = -\int_0^x \omega\, dx \quad (14)$	$M - M_0 = \int_0^x V\, dx \quad (15)$
$V = 86{,}57 - \int_0^x 872\, dx$	$M = \int_0^x (-872x + 86{,}72)dx - 1{,}764$
$V = -872x + 86{,}57$	$M = -436x^2 + 86{,}72x - 1{,}764$
Vmax(0,225 m) = -109,63 N	**Mmax(0,225 m) = 4,32 N m**

Las ecuaciones obtenidas en la Tabla 6, permiten graficar los diagramas de momentos y cortante que se presentan en la Figura 25.

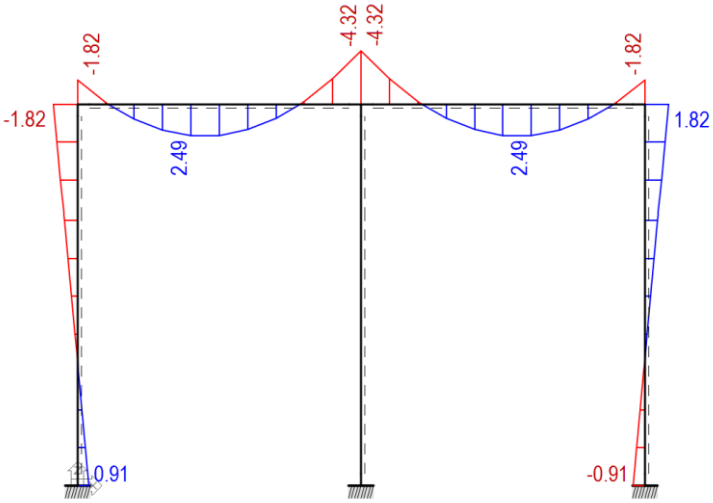
Figura 25. Diagrama de cortantes y momentos en el elemento BF.



Fuente: los autores

Así mismo, se puede analizar la estructura, calculando los esfuerzos máximos que se presentan en ella, y ubicando los puntos críticos con ayuda de los diagramas de momento flector y fuerza cortante (en N m y N) modelados a través del software de libre licencia TwoDFrame©, los cuales se comparan con los obtenidos a través del método propuesto.

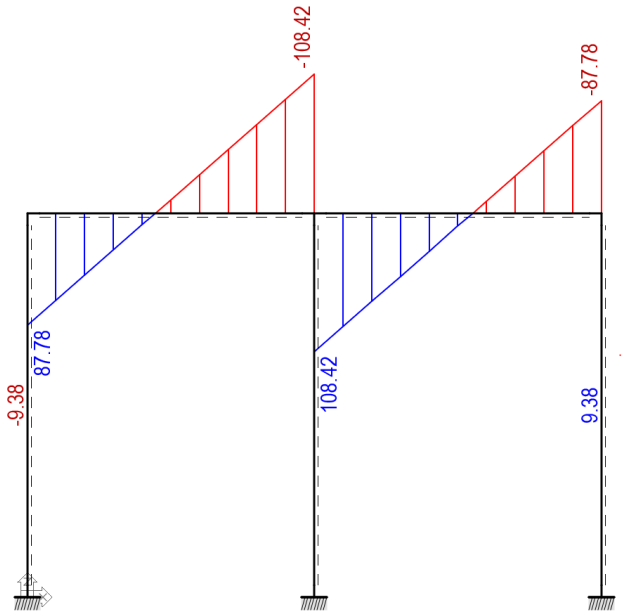
Figura 26. Diagrama de momentos flectores del pórtico ABCD en TwoDFrame©



Fuente: los autores.

Los momentos considerables son, 1,82 N m, 2,49 N m y 4,32 N m, verificando así que los resultados obtenidos son consistentes. De igual forma, a partir de la ecuación de cortantes se evalúan las fuerzas máximas y se comparan con los resultados obtenidos en el software.

Figura 27. Diagrama de fuerzas cortantes del pórtico ABCD en TwoDFrame©



Fuente: los autores.

Las fuerzas cortantes considerables son 87,78 N y 108,42 N respectivamente, las cuales son similares a las que se determinaron a través de la ecuación de fuerzas cortantes obtenida anteriormente. A continuación, se presenta Tabla comparativa 7, en donde se presentan los resultados calculados y los que proporciona el software TwoDFrame.

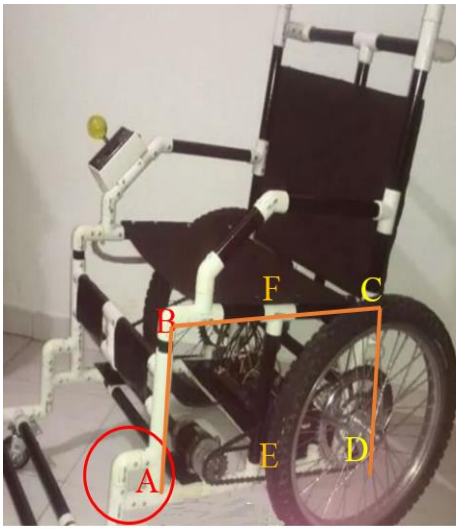
Tabla 7. Comparación de momentos flectores en N m, Ecuaciones-Software.

Ubicación	Ecuaciones	TwoDFrame©
Nodo A	0,88	0,91
Nodo B	1,76	1,82
Nodo C	1,76	1,82
Nodo D	0,88	0,91
Nodo E	0	0
Nodo F	4,32	4,32

3.2.2 Análisis de Reposapiés.

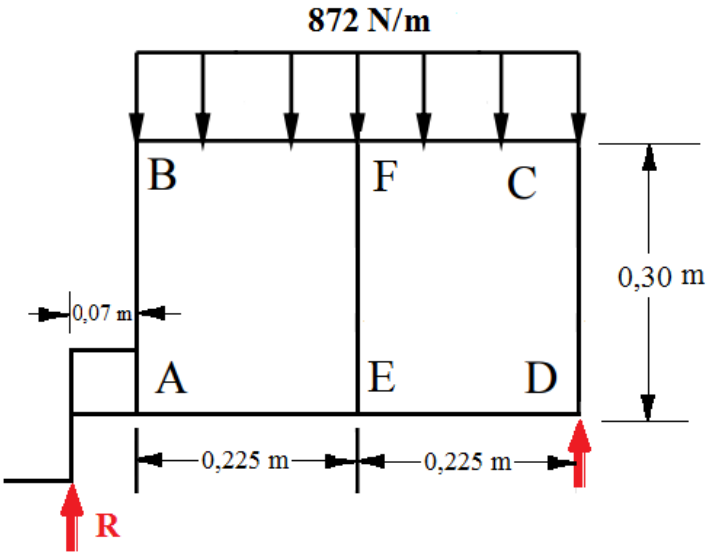
Además del momento flector que se presenta en el Nodo A, encerrado en la Figura 28, se debe considerar la fuerza cortante, producto de la carga del usuario concentrada en ese punto, por efectos de la configuración del reposapiés.

Figura 28. Detalle de Nodo A.



Fuente: los autores.

Figura 29. Reacción R que actúa en el reposapiés.



Fuente: los autores.

A partir de la Figura 29, se puede obtener la fuerza R que se presenta en el reposapiés, mediante la Ecuación de equilibrio 17:

$$\circlearrowleft \sum M_D = \left(872\frac{N}{m} * 0{,}45\ m * 0{,}225\ m\right) - R(0{,}52\ m) = 0 \qquad (17)$$

$$R = \frac{88{,}29\ N\ m}{0{,}52\ m} = 169{,}78\ N \uparrow$$

En el Nodo A la fuerza R produce un momento M_A :

$$M_A = 0{,}07\ m\ (169{,}78\ N) = 11{,}88\ N\ m \circlearrowleft \qquad (18)$$

3.2.3 Análisis de Esfuerzos ante las condiciones de carga.

Una vez obtenidos los máximos momentos flectores y fuerzas cortantes que actúan en la estructura, se procede a determinar los esfuerzos correspondientes.

Para ello en la Tabla 8 se muestran las propiedades geométricas de la sección transversal de la tubería de ¾ de pulgada con RDE 11.

Tabla 8. Geometría de la sección de ¾ de pulgada con RDE 11

D. externo	D. interno	Espesor	Centroide	Área	M. inercia	1er M de A
De (mm)	Di (mm)	t (mm)	c (mm)	A (mm^2)	I (mm^4)	Q (mm^3)
26.67	21,81	2,4	13,33	185,4	13 748,3	717,15

I) Calculo de esfuerzos normales:

A partir de la Ecuación 19, se calcula el esfuerzo normal en flexión ante el momento máximo de 4,36 N m que se presenta en el extremo F del elemento BF.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \qquad (19)$$

$$\sigma_F = \frac{(4{,}36 \times 10^3\ N\ mm)(13{,}33\ mm)}{13\ 748{,}3\ mm^4} = 4{,}22\ MPa$$

De igual manera, se calcula el esfuerzo normal en el extremo A del elemento AB, que resulta de la reacción del peso del usuario sobre el reposapiés.

$$\sigma_{máx} = \frac{(11{,}88 \times 10^3\ N\ mm)(13{,}33\ mm)}{13\ 748{,}3\ mm^4} = 11{,}51\ MPa$$

II) Calculo de esfuerzos cortantes:

A partir de la Ecuación 20, se calculan los esfuerzos cortantes ante la carga transversal presente en el extremo F del elemento BF:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \qquad (20)$$

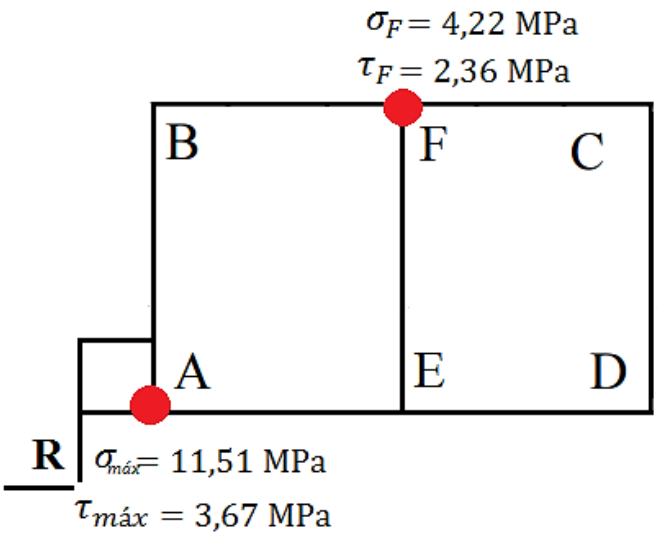
$$\tau_F = \frac{(108{,}42\ N)(717{,}15\ mm^3)}{(13\ 748{,}3\ mm^4)(2{,}4\ mm)} = 2{,}36\ MPa$$

Para el efecto de la carga R en el extremo A:

$$\tau_{máx} = \frac{(168{,}78\ N)(717{,}15\ mm^3)}{(13\ 748{,}3\ mm^4)(2{,}4\ mm)} = 3{,}67\ MPa$$

De lo anterior se obtienen los esfuerzos considerables que se presentan en el pórtico que soportará la carga del usuario, los cuales se ilustran en la Figura 30.

Figura 30. Puntos sometidos a mayores Esfuerzos en el Prototipo de Árcia.



Fuente: los autores.

Se establece el Punto A como el más crítico en la estructura.

3.3 TRACCIÓN DEL DISPOSITIVO

3.3.1 Transmisión del dispositivo.

Se adelantarán cálculos correspondientes al análisis de la transmisión usada en el primer modelo. Está compuesta por dos motores eléctricos independientes entre sí de 0,19 hp de potencia que transmiten torque a un par de llantas para bicicleta de 0,5 m de diámetro.

Los motores suministran potencia a las llantas por medio de un sistema de transmisión flexible piñón – cadena, constituido por un piñón de motocicleta y otro de bicicleta de 28 y 53 dientes respectivamente, con diámetro no suministrado por Árcia (2015).

Los motores usados tienen una velocidad angular de salida correspondiente a 1200 rpm y los piñones una distancia entre centros de 13,98 pulgadas según los datos suministrados por Árcia. La cadena usada es de rodillos número 40 con ½ pulgada de paso y longitud no proporcionada. Para el análisis de la transmisión implementada en el primer dispositivo, se calculará la longitud de la cadena y la velocidad lineal que se espera alcance el dispositivo con esta transmisión, para esto se calcularán también los diámetros de los piñones.

i) Longitud de la cadena: L

Es posible determinar la longitud de cadena partir de los datos suministrados por Arcia:

$N_2 = 53$ *Número de dientes de la Catarina mayor*

$N_1 = 28$ *Número de dientes de la Catarina menor*

$C = 35{,}5\ cm = 13{,}98\ in$, *distancia entre centros*

$P = 0{,}5$ *in Paso de la cadena*

La longitud L, se obtiene a través de la Ecuación 21[46].

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{\frac{4C\pi^2}{P}} \qquad (21)$$

$$\frac{L}{P} = \frac{2(13{,}98\ in)}{(0{,}5\ in)} + \frac{28 + 53}{2} + \frac{(25in)^2}{\frac{4(13{,}98in)\pi^2}{0{,}5in}}$$

$$\frac{L}{P} = 96{,}99 \implies L = 48{,}49\ in \approx 49in$$

ii) Diámetro de los piñones usados en la transmisión:

Se calcularán los diámetros de los piñones usados en la transmisión de Árcia, pues son necesarios para estimar la velocidad lineal que se espera alcance el dispositivo.

$Dp_1 = diametro\ de\ piñón\ conducido$

$Dp_2 = diametro\ de\ piñón\ conductor$

Se obtienen los diámetros de los piñones a través de la Ecuación 22[47]:

$$D_p = \frac{P}{Sen\ (\pi/N)} \qquad (22)$$

El diámetro del piñón impulsor es D_{p1} y el impulsado es D_{p2}

$Dp_1 = \frac{12{,}7\ mm}{Sen\ (180/28)}$ =113,4 $\qquad$ $Dp_2 = \frac{12{,}7\ mm}{Sen\ (180/53)}$ = 214,4

$Dp_1 = 113\ mm$ $\qquad$ $Dp_2 = 210\ mm$

[46] Budynas, R. & Nisbett, J (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed 9. Mc Graw Hill Latam. Pág 880

[47] Budynas, R. & Nisbett, J (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed 9. Mc Graw Hill Latam. Pág 875

iii) Cálculo de la velocidad lineal del prototipo estudiado:

se obtendrá la velocidad lineal a la que se movería el prototipo, teniendo en cuenta el diámetro de las llantas usadas correspondiente a 0,50 m. Partiendo de los diámetros calculados para los piñones y la velocidad angular de salida del motor, se tiene:

$\omega_1 = velocidad\ angular\ de\ salida\ del\ motor$ = 1200 rpm

$\omega_2 = velocidad\ angular\ suministrada\ a\ la\ llanta$

Se puede determinar la velocidad angular ω_2 utilizando La Ecuación 23, la cual relaciona los diámetros de la transmisión con sus velocidades angulares.

$$\frac{Dp_1}{Dp_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \qquad (23)$$

La velocidad de salida, ω_2 es:

$$\frac{Dp_1\omega_1}{Dp_2} = \omega_2 = \frac{(113\ mm)(1200\ rpm)}{(210\ mm)}$$

$$\omega_2 = 645{,}71\ rpm = 10{,}76\ rev/s$$

Esta velocidad angular se representa como velocidad lineal a través de la Ecuación 24[48].

$$V = \omega 2\pi R \qquad (24)$$

$$V = (10{,}76\ rev/s)2\pi(0{,}25m)$$

$$V = 16{,}9\ m/s$$

[48] Hibbeler, R. (2012). Ingeniería Mecánica, Dinámica. Ed 12. Mc Graw Hill Latinoamérica. Pág. 218

La transmisión usada excede la velocidad lineal máxima propuesta para el dispositivo correspondiente a 2 m/s. Sin embargo, los motores implementados no lograron vencer la inercia para mover la estructura en conjunto con el usuario, esto se atribuye a que la reducción no está diseñada para suplir los requerimientos propuestos.

4 DISEÑO Y ANÁLISIS MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA

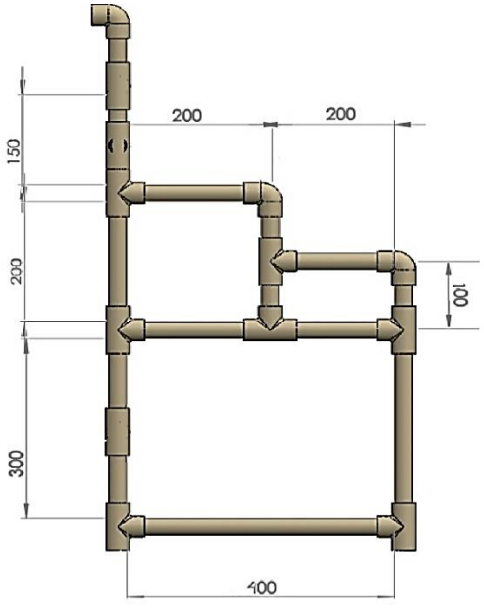
4.1 ESTRUCTURA PROPUESTA

Figura 31. Estructura Propuesta por Reyes & Vega.

Fuente: Los Autores

Las dimensiones de la estructura que se aprecian en la Figura 32, se definieron con base en los parámetros antropométricos tratados en el capítulo 2 y acordes a la NTC 4269.

Figura 32. Dimensiones en mm de la estructura propuesta.

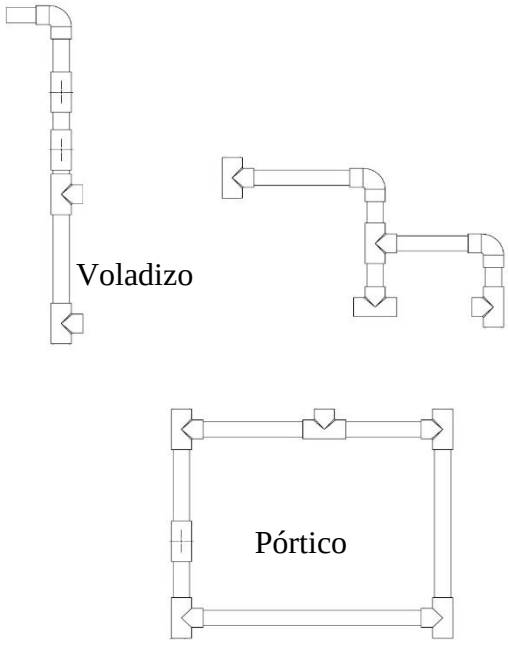


Fuente: Los Autores

Para el análisis de cada elemento que conforma la estructura, se divide ésta como se ilustra en la Figura 33, con dos elementos base:

- **Pórtico**: Cuya función es soportar las cargas verticales y horizontales producto del peso del usuario.
- **Voladizo**: Ubicado en el espaldar, que tendrán como objetivo, soportar las cargas horizontales, producidas por el peso del dorso del usuario o por acciones de palanca.

Figura 33. Despiece para el análisis.



Fuente: Los Autores

Consideraciones:

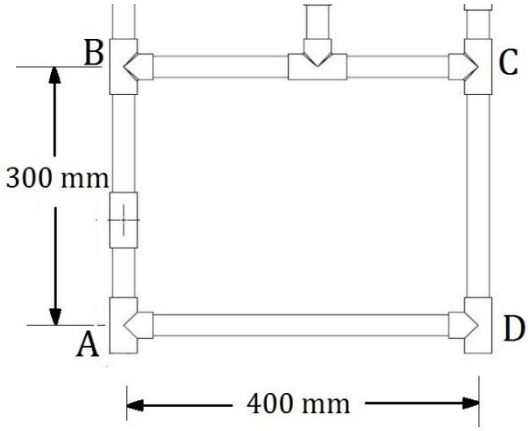
Se tomarán los mismos parámetros establecidos por Árcia (2015) para su diseño:

- Se estima para un Usuario de 1,78 m una masa promedio de 80 kg.
- Se realiza el diseño utilizando tubería PVC de ¾ de pulgada con RDE 11.

4.2 ANÁLISIS DEL PÓRTICO PRESENTE EN LA ESTRUCTURA

Para la estructura, se plantea el pórtico ABCD que se muestra en la Figura 34.

Figura 34. Configuración de nodos en el Pórtico estructural.



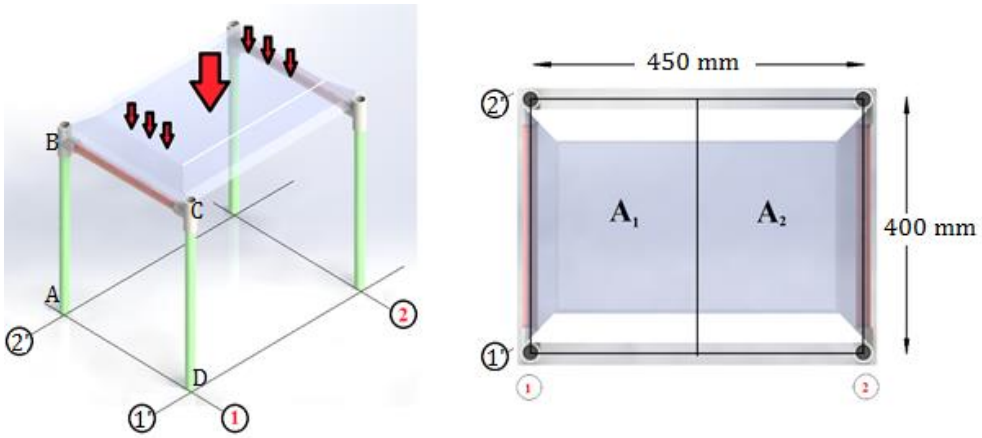
Fuente: los autores.

Luego se procede a analizar los efectos de la carga del usuario sobre la estructura, llevando a cabo el siguiente proceso:

i) Cálculo de la carga distribuida.

El peso del usuario será soportado por la superficie que transmite las fuerzas al pórtico ABCD, como ilustra la Figura 35.

Figura 35. Configuración de Pórtico y superficie en los cuales se distribuirá la carga producto del peso del usuario.



Fuente: Los Autores.

A partir del peso máximo $P_{máx}$ y del área en donde se aplica A_t, se obtiene la carga distribuida en la superficie del asiento q, la cual se simplifica como una carga lineal AB (l_{AB}), aplicada sobre la mitad de la superficie ($A_1 = 0{,}09\ m^2$). De ésta forma se procede a calcular la carga que deberá soportar cada marco para un usuario de 80 kg.

Tabla 9. Determinación de la carga distribuida en el asiento.

Parámetro	Cálculo	Resultado
Carga máxima	$P_{máx} = (80\ kg * 9{,}81\ m/s^2)$	785 N
Superficie de contacto	$A_t = 0{,}40\ m * 0{,}45\ m$	0,18 m²
Carga en la superficie	$q = P_{máx} / A_t$	4,36 kN/m²
Carga distribuida	$q_{AB} = q * A_1 / l_{AB}$	981 N/m

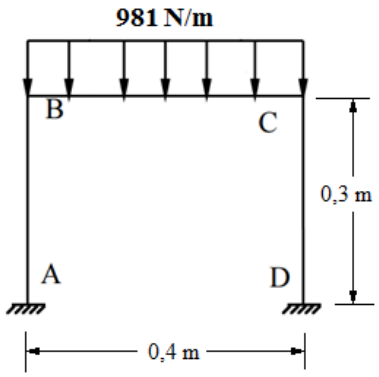
Para el elemento AB de 0,40 m de longitud, se presentan 981 N/m, Esta es la carga distribuida que actuará sobre cada Pórtico.

ii) Configuración del Pórtico ABCD

Para realizar el cálculo de los momentos flectores en el pórtico ABCD se debe establecer la situación de carga presente en éste, para luego proceder a realizar el método de análisis estructural adecuado para dicho caso.

Para el eje (1) de la Figura 35, se configura el Pórtico ABCD de 0,30 m de alto y 0,40 m de ancho, en el cual actúa una carga distribuida de 981 N/m (Véase Figura 36).

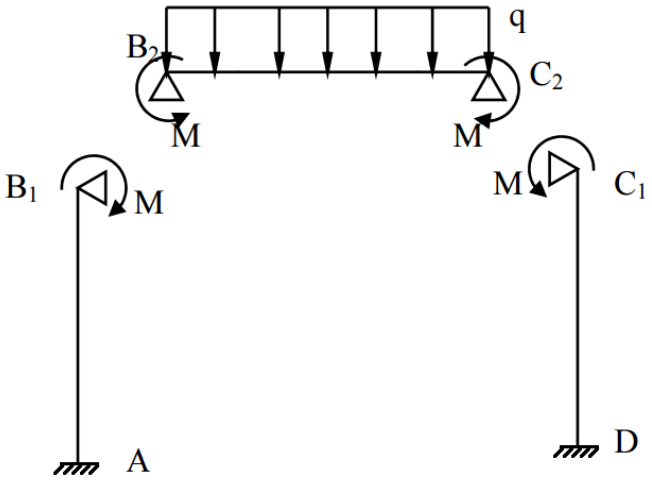
Figura 36. **Configuración del Pórtico y carga total del usuario.**



Fuente: los autores.

El método para solucionar el pórtico ABCD, consiste en descomponer éste en tres elementos independientes, de manera que se pueda compatibilizar el giro de los nodos y sus momentos, tal como indica la Figura 37.

Figura 37. Descomposición de Pórtico para superposición de Nodos.

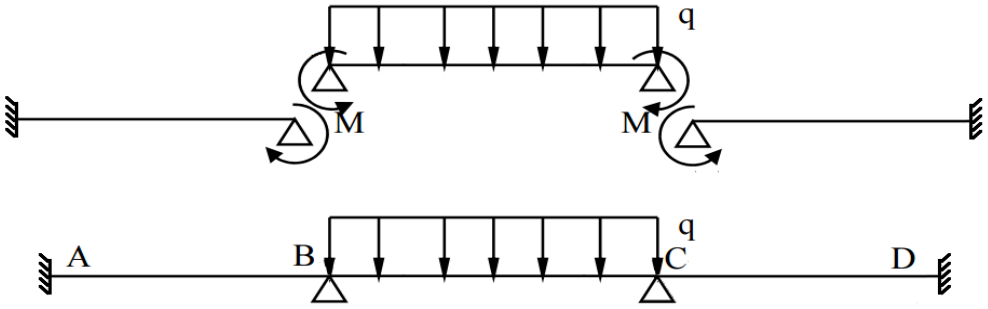


Fuente: los autores.

Luego de descomponer el pórtico en tres elementos, se configura de tal manera que se obtenga una viga hiperestática (por presentar cuatro apoyos), de sección transversal constante y una carga distribuida en el vano central. La distancia entre los apoyos A-B y C-D corresponde a la altura del Pórtico, 0,30 m. Mientras que la distancia entre los

apoyos B y C es de 0,40 m, correspondiente a la longitud del vano en el cual se presenta la carga distribuida producida por el Usuario, véase Figura 38.

Figura 38. Superposición de elementos para obtener una viga equivalente al pórtico

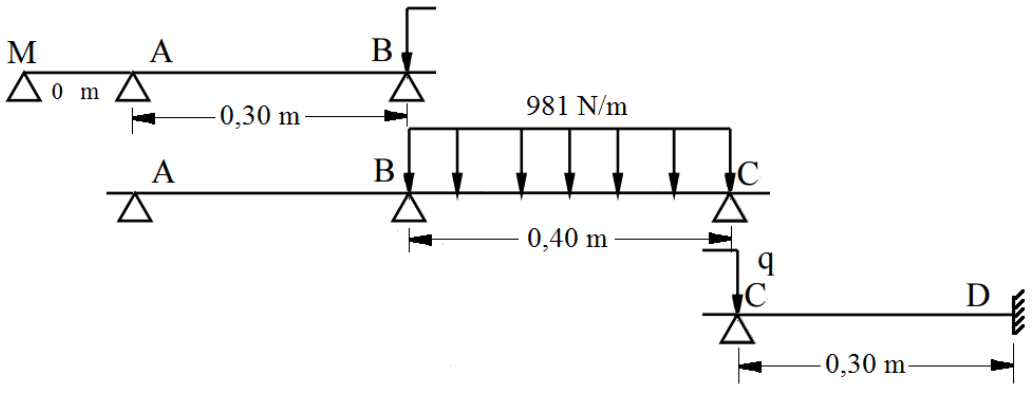


Fuente: los autores.

iii) Determinación de momentos flectores (Método de tres momentos).

Se emplea el Método de tres momentos debido a que al analizar el Pórtico como viga se presenta un problema de flexión hiperestática. En el análisis se determinarán los momentos presentes en cada apoyo, para posteriormente definir el momento flector máximo que se presenta en el pórtico. Con el fin de obtener el momento en A, resultará útil descomponer el empotramiento en dos apoyos articulados consecutivos con longitud entre ellos infinitamente pequeña (0 m), de tal manera que se garantice la condición de rigidez que se presenta en el nodo empotrado (Véase Figura 39).

Figura 39. Disposición de elementos para análisis de tres momentos.



Fuente: los autores.

La Ecuación general de tres momentos tal y como se expuso en la página 35, está definida por[49]:

$$M_{(k-1)}L_k + 2M_k(L_k + L_{k+1}) + M_{(k+1)}L_{k+1} = -6\left(\frac{\Omega D}{L}\right)_k - 6\left(\frac{\Omega d}{L}\right)_{k+1}$$

Donde;

M_k, momento flector en el apoyo k-ésimo.

$M_{k-1,}$ momento flector en el apoyo a la izquierda, apoyo (k-1)-ésimo.

$M_{k+1,}$ momento flector en el apoyo a la derecha, apoyo (k+1)-ésimo.

L_k, longitud del tramo de viga entre el apoyo (k-1)-ésimo y k-ésimo.

$L_{k+1,}$ longitud del tramo de viga entre el apoyo k-ésimo y (k+1)-ésimo.

$\Omega_{k,}$ $\Omega_{k+1,}$ área de los momentos flectores isostáticos en los tramos L_k y $L_{k+1.}$

D_k, d_k, Distancia al centroide de los diagramas de momentos flectores por la izquierda y la derecha.

Los valores de Ω_k y D_k, se encuentran ya establecidos en la teoría para este tipo de cargas[50]. Luego, se procede a plantear la ecuación de tres momentos para cada uno de los tramos.

- Tramo **MAB** de la Figura 39:

Tabla 10. Coeficientes para análisis de tres momentos en los dos primeros tramos.

Tramo	**L_k**	**L_{k+1}**	**Ω_k**	**D_k**
MAB	0 m	0,3 m	$\frac{qL^3}{12}$	$\frac{L}{2}$
ABC	0,3 m	0,7 m	$\frac{qL^3}{12}$	$\frac{L}{2}$

L; es la longitud en donde se distribuye la carga 981 N/m la cual es 0,4 m.

[49] Srivastava & Gope (2007). Strength of Materials. Prentice-Hall, pag 73.

[50] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p164.

- La Ecuación 25, plantea la relación de tres momentos para la primera sección:

$$M_M(0) + 2M_A(0{,}3) + M_B(0{,}3) = 0 \qquad (25)$$

$$0{,}6M_A + 0{,}3M_B = 0$$

$$M_B = -2M_A \qquad (26)$$

- Tramo **ABC** de la Figura 39:

La ecuación que resulta es:

$$M_A(0{,}3) + 2M_B(0{,}7) + M_C(0{,}4) = -6\left(\frac{981 \cdot 0{,}4^3}{24}\right) \qquad (27)$$

Es posible plantear las demás ecuaciones para obtener un sistema de 4 ecuaciones y 4 incógnitas (M_A, M_B, M_C, y M_D). Sin embargo, teniendo en cuenta el hecho de ser un pórtico simétrico, los momentos en los dos primeros nodos (A y B) serán equivalentes a los dos últimos (B y C). Dada la condición de simetría del marco se puede afirmar que $M_B = M_C = -2M_A$, Luego;

$$M_A(0{,}3) - 4M_A(0{,}7) - 2M_A(0{,}4) = -15{,}7$$

$$M_A = \left(\frac{15{,}7\ N\ m^2}{3{,}3\ m}\right) = 4{,}75 \text{ N m} \qquad (28)$$

Reemplazando (28) en (26) se tiene que:

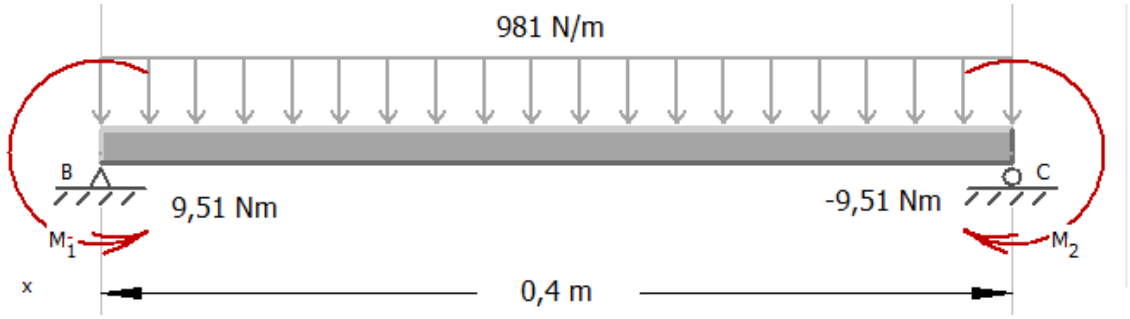
$M_B = -2(4{,}75 \text{ N m}) = -9{,}51 \text{ N m}$

Los Momentos flectores en los apoyos y nodos son:

$M_A = -M_D = 4{,}75 \text{ N m}$ y $M_C = -M_B = 9{,}51 \text{ N m}$

A continuación, se procede a determinar el Momento producido por la carga distribuida que actúa en el elemento BC (Véase Figura 40). El cual se realiza por el método de áreas (integración):

Figura 40. Condiciones de carga en el elemento BC.



Fuente: los autores.

Para determinar los momentos, se definen primero las condiciones de equilibro:

$$\uparrow \Sigma F_y = B + C - \left(981 \frac{N}{m} * 0{,}4\, m\right) = 0 \qquad (29)$$

$$\circlearrowleft \Sigma M_B = 9{,}51\, N\, m - 9{,}51\, N\, m - \left(981 \frac{N}{m} * 0{,}4\, m * 0{,}2\, m\right) + (C * 0{,}4) = 0 \qquad (30)$$

$$C = \frac{78{,}48\, N\, m}{0{,}4\, m} = 196{,}2\, N \uparrow$$

De la Ecuación 29 se tiene que $R_B = R_C = 196{,}2$ N $\uparrow$.

Las ecuaciones de cortante y momento flector en el tramo BC, $0 < x < 0{,}4\, m$, se obtiene a partir de las siguientes Cargas:

$\omega = 981$ N/m

$V_0 = 196{,}2$ N

$M_0 = -9{,}51$ N m

Tabla 11. Planteamiento de ecuaciones por método de áreas.

Ecuación de Cortantes	Ecuación de Momentos
$V - V_0 = -\int_0^x \omega \, dx$ $V = 196{,}2 - \int_0^x 981 \, dx$ $V = -981x + 196{,}2$	$M - M_0 = \int_0^x V \, dx$ $M = \int_0^x (-981x + 196{,}2)dx - 9{,}51$ $M = -490{,}5x^2 + 196{,}2x - 9{,}51$
Vmax = 196,2 N	Mmax = 10,11 N m

Se obtiene entonces el momento máximo, el cual se presenta en la mitad de la longitud del elemento BC:

$$M_{Máx} = 10{,}11 \text{ N m}$$

Y el cortante máximo que se localiza en los extremos del mismo.

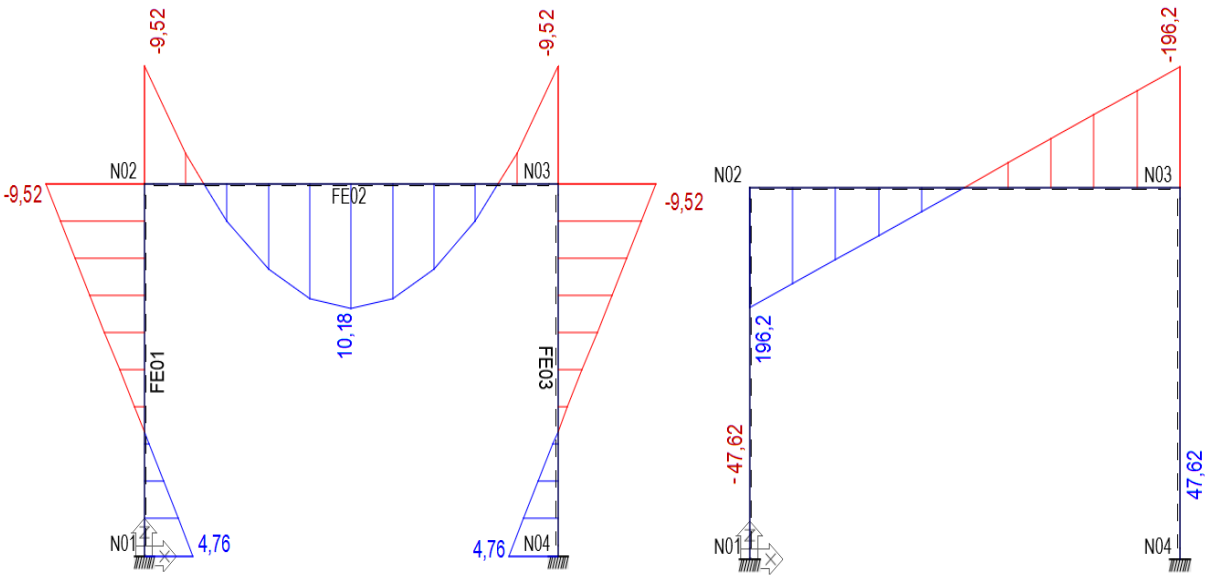
$$V_{Máx} = 196{,}2 \text{ N}$$

4.2.1 Diagramas de momentos flectores y fuerzas cortantes del pórtico ABCD obtenidos con TwoDFrame ©

Se presentan los respectivos diagramas para el pórtico ABCD tratado en el ítem 4.1.1, de modo que se observe como se distribuyen éstos y verificar los resultados obtenidos a través del cálculo, con los que arroja el Software TwoDFrame© por método matricial.

Los diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector se ilustran en la Figura 41.

Figura 41. Diagrama de momentos flectores (N m) y fuerzas cortantes (N) presentes en la estructura.



Fuente: Obtenidos a través de TwoDFrame©.

En la siguiente Tabla, comparamos los resultados Ecuaciones vs Software.

Tabla 9. Resultados obtenidos Ecuaciones-Software.

Ubicación	Ec Tres Momentos	TwoFrame©
Nodo A (N01)	4,75	4,76
Nodo B (N02)	9,51	9,52
Nodo C (N03)	9,51	9,52
Nodo D (N04)	4,75	4,76
Máximo	10,11	10,18

Como se aprecia, la variación en los resultados no sobrepasa el 0,5 %, por lo cual se garantiza que los resultados son correctos. Con estos valores, similares a los obtenidos a través de las ecuaciones, se garantiza una base computacional fiable con la cual comparar los momentos que se presentarán en la estructura final.

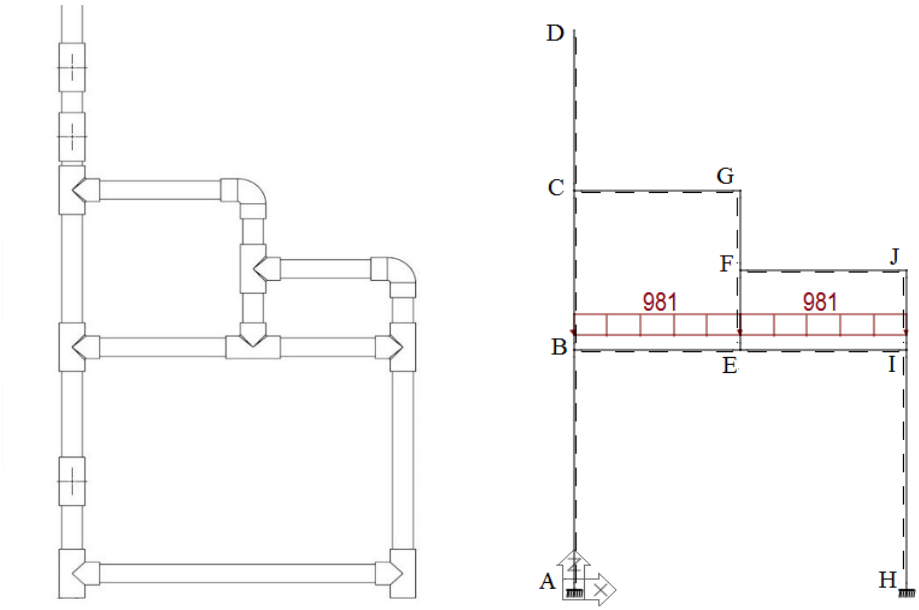
Los resultados obtenidos hasta este punto permiten tomar decisiones de diseño, sin embargo, debido a que con los cálculos anteriores solo se obtiene la distribución de

momentos en el pórtico ABCD, se hace necesario realizar el análisis total de la estructura. Los cálculos anteriores permitieron establecer el software TwoDFrame, como suficiente y veraz para realizar los análisis estructurales.

4.3 DISTRIBUCIÓN DE MOMENTOS FLECTORES Y FUERZAS CORTANTES ANTE CASOS DE CARGA VERTICAL Y HORIZONTAL.

Si bien el análisis realizado con base en los pórticos simples de la sección anterior permite tomar decisiones a la hora de plantear un diseño preliminar ante una situación "exagerada", es necesario conocer los valores reales de las fuerzas o reacciones internas que se presentan en cada elemento estructural para un análisis detallado en conjunto, es por esto que se procede a realizar el análisis estructural ingresando las dimensiones de la estructura y las condiciones de apoyo y carga que se muestran en la Figura 42, al software TwoDFrame.

Figura 42. Vista lateral de estructura para la Silla de Ruedas y su representación como conjunto de nodos y elementos.

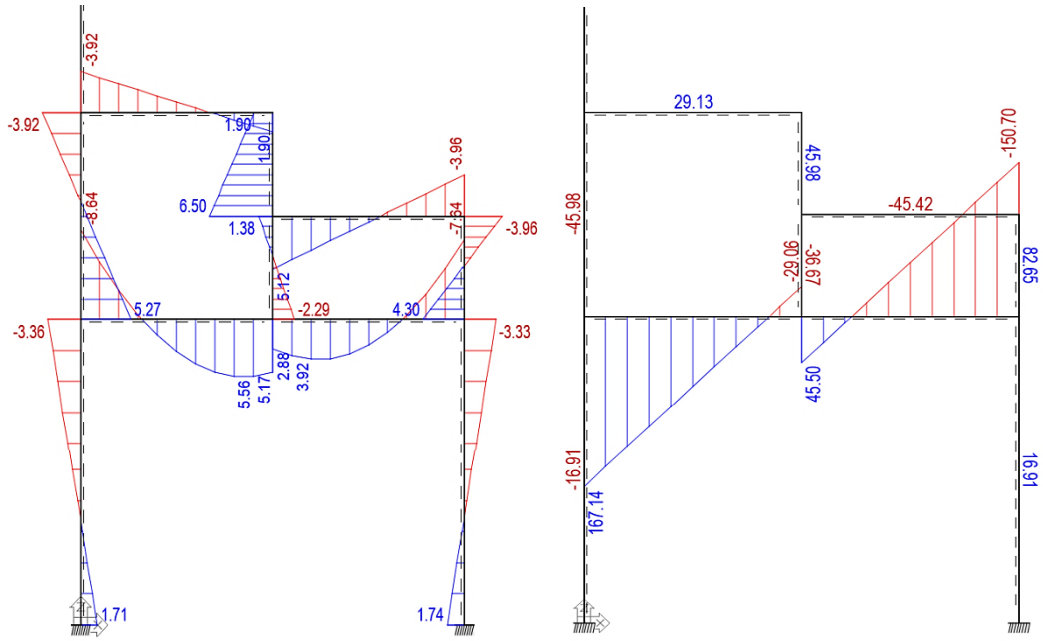


Fuente: los autores.

4.3.1 Carga Vertical.

En la Figura 43, se definen los diagramas de Momentos Flectores y Fuerzas Cortantes para las condiciones de carga del pórtico de la Figura 42.

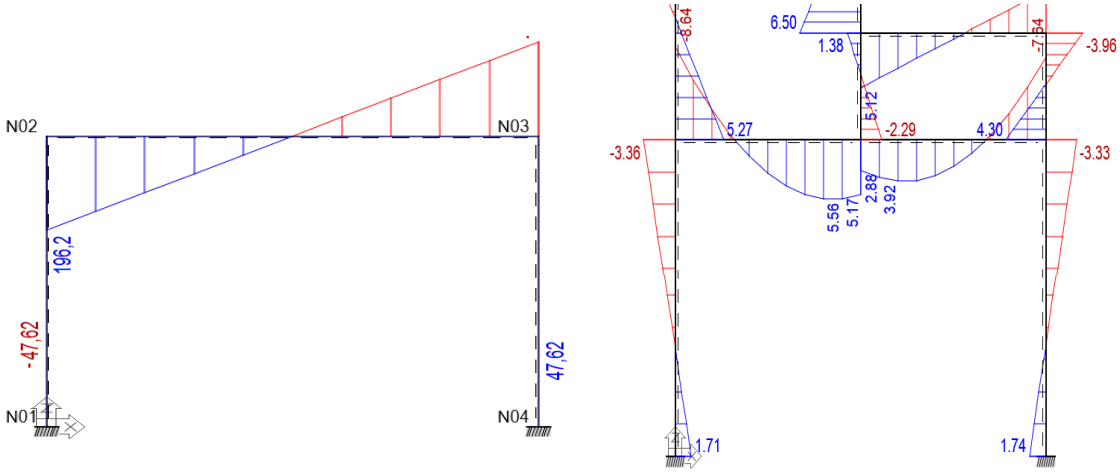
Figura 43. Distribución de Momentos Flectores y Fuerzas Cortantes en la Estructura bajo carga vertical.



Fuente: los autores.

Para el mismo pórtico varían los valores de sus momentos, pues al realizar el análisis total de la estructura, las fuerzas internas se distribuyen en más elementos, Figura 44.

Figura 44. Variación de los momentos en Pórtico Simple, frente a pórtico compuesto.



Fuente: los autores.

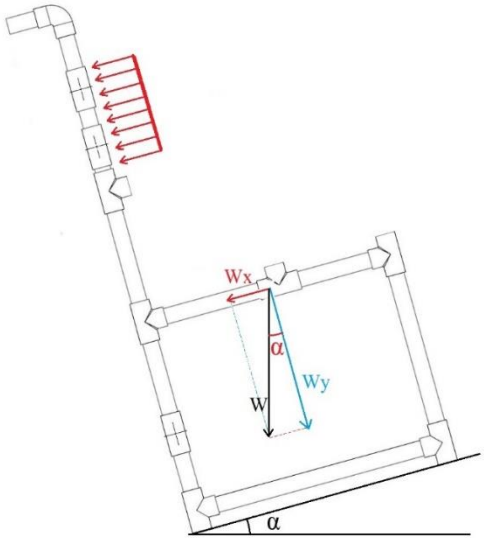
4.3.2 Cargas Horizontales.

Se entiende que la estructura soportará la mayor parte de su servicio cargas verticales cuando esta se encuentre en un plano horizontal, no obstante, se presentan cargas paralelas a la superficie cuando la silla sube o baja una pendiente, tropieza con un obstáculo, o simplemente por acción de la aceleración que lleva el cuerpo en movimiento y que presenta una fuerza producto de la inercia al momento en que se disminuye la velocidad o detiene. Estas consideraciones surgieron luego de ensayar el prototipo planteado por Árcia (2015), el cual presenta flexión en los vanos verticales, cuando actúaba una carga horizontal.

4.3.2.1 Fuerzas horizontales que actúan en la Estructura.

En el caso de que se ubique la estructura en un plano inclinado, el peso del usuario dependerá de dos componentes x e y. Realizando el Diagrama de cuerpo libre para el análisis rígido podemos obtener la componente horizontal del peso, véase Figura 45.

Figura 45. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en un plano inclinado.



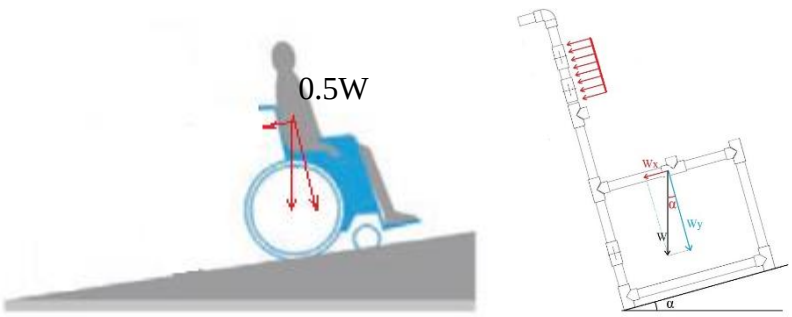
Fuente: los autores.

a) Carga debido al peso del dorso

La carga que soportará el espaldar de la estructura será ejercida por la acción del peso de la parte superior del usuario. Se establece que los pesos relativos de las partes del cuerpo humano en promedio son 7 % y 43 % para cabeza y tronco con miembros respectivamente[51].

El esfuerzo máximo en el espaldar se genera cuando éste soporta una carga, debida a la componente horizontal del peso en un ángulo de inclinación límite de 7° establecido según la ley para las rampas de acceso a discapacitados (NTC 4143 de 2009). No obstante, no se guarda esta proporción en rampas informales, comunes en el departamento, por ende, se procederá a desarrollar el cálculo con el doble de esta.

Figura 46. Peso del Dorso sobre la estructura inclinada



Fuente: los autores.

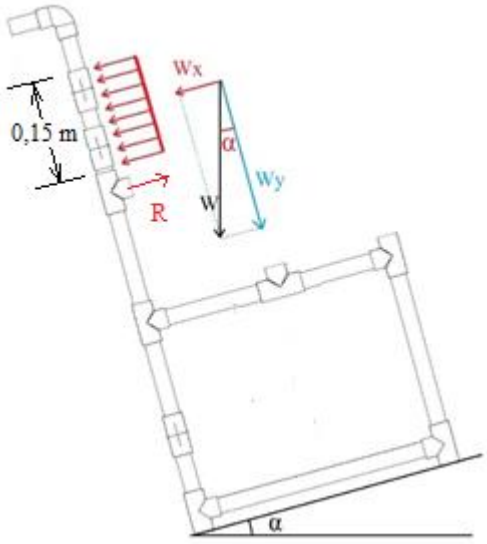
Cargas presentes:

W = 50 % peso del usuario = 40 kg (392,4 N)

w_0 = Carga distribuida

[51] Donskoy, D. (1982). Biomecánica con fundamentos de la técnica deportiva. Habana: Pueblo y Educación. La Habana, cuba.

Figura 47. Componentes del peso en plano inclinado para rampas.



Fuente: los autores.

Se procede a calcular la componente del peso del usuario en el eje x (Horizontal), una vez obtenida se distribuye ésta en la longitud donde reposa el dorso en el ascenso, la cual es 0,15 m, como sigue:

$$W_x = Wsen \propto \qquad (31)$$

$$W_x = 40\ kg * 9{,}81\ m/s^2\ \ sen14° = 94{,}93\ N$$

Esta fuerza producto del dorso, es soportada por los dos elementos que conformaran el espaldar, por esto se plantea la Ecuación 32.

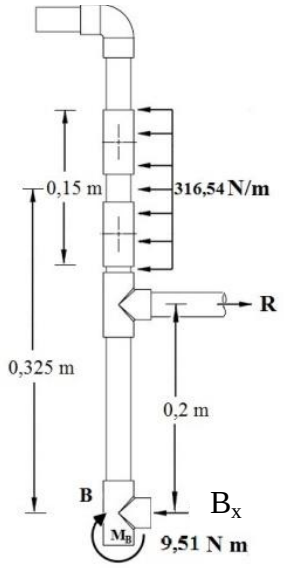
$$F = \frac{94{,}93\ N}{2\ soportes} = 47{,}48\ N \qquad (32)$$

La carga que se distribuye sobre 0,15 m, como indica la Ecuación 33.

$$w_0 = \frac{47{,}48\ N}{0{,}15\ m} = 316{,}54\frac{N}{m} \qquad (33)$$

Se analizará el espaldar como una viga en voladizo empotrada en el nodo B, en la que actúa la carga distribuida generada por el peso del usuario y una puntual debida al soporte del brazo, el valor del momento en el empotramiento corresponderá al obtenido en el nodo B (9,51 N m) al descomponer la estructura, como se muestra en la Figura 48.

Figura 48. Diagrama de cuerpo libre para espaldar.



Fuente: los autores.

De la Figura 48, se establecen las Ecuaciones de equilibrio 34 y 35, para el voladizo del espaldar, en cuya longitud actúa una carga puntual R, producida por el elemento que conforma el apoyabrazos.

$$\circlearrowleft \sum M_B = 0: \ -(9{,}51\ N\ m) - \ R(0{,}2\ m) + \ \left(316{,}54\ {}^{N}/_{m}\right)(0{,}15\ m)(0{,}325\ m) \quad (34)$$

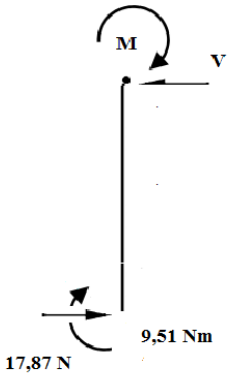
$$R = \ 29{,}61\ N \rightarrow$$

$$\rightarrow +\sum Fx = 0: -Bx - \left(316{,}54\ {}^{N}/_{m}\right)(0{,}15m) + (29{,}61\ N) = 0 \qquad (35)$$

$$Bx = 17{,}87\ N \rightarrow$$

A continuación, se calculará el valor del momento máximo generado en el sistema por método de áreas. Para el **Primer tramo**: $0 \leq x \leq 0{,}2\ m$:

Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para el primer tramo.



Fuente: los autores.

Se establecen las Ecuaciones 36 y 37 para las funciones de cortantes y momentos

$$V_1 - V_0 = -\int_0^x w_0 dx \Rightarrow V_1 - (17{,}87\ N) = -\int_0^x 0\ dx \qquad (36)$$

$$V_1 = 17{,}87\ (N)$$

V_1 (0 m) = 17,87 N m = V_1 (0,2 m)

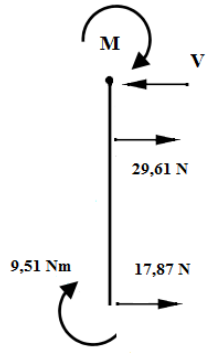
$$M_1 - M_0 = \int_0^x V dx \Rightarrow M_1 - (-9{,}51\ Nm) = \int_0^x 17{,}87\ dx \qquad (37)$$

$$M_1 = 17{,}87x - 9{,}51$$

M_1 (0 m) = -9,51 N m; M_1 (0,2 m) = -5,94 N m;

Segundo tramo $0{,}2 \leq x \leq 0{,}25\ m$

Figura 50. Diagrama de cuerpo libre para el segundo tramo.



Fuente: los autores.

Se establecen las Ecuaciones 38 y 39 para las funciones de cortantes y momentos

$$V_2 - V_1 = -\int_0^x w_0 dx \Rightarrow V_2 - (17{,}87 + 29{,}61(N)) = -\int_0^x 0\ dx \qquad (38)$$

$$V_2 = 47{,}48\ (N)$$

V_2 (0,2 m) = 47,48 N = V_2 (0,25 m)

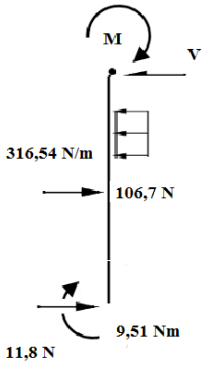
$$M_2 - M_1 = \int_0^x V dx \Rightarrow M_2 - (-5{,}94\ Nm) = \int_0^x 47{,}48\ dx \qquad (39)$$

$$M_2 = 47{,}48\,x - 5{,}94$$

M_2 (0 m) = -5,94 N m; M_2 (0,05 m) = -3,57 N m;

Tercer tramo: $0{,}25 \leq x \leq 0{,}4\ m$

Figura 51. Diagrama de cuerpo libre para el tercer tramo.



Fuente: los autores.

Se establecen las Ecuaciones 40 y 41 para las funciones de cortantes y momentos

$$V_3 - V_2 = -\int_0^x w_0 dx \Rightarrow V_3 - (47{,}48\ N) = -\int_0^x 316{,}54\ dx \qquad (40)$$

$$V_3 = -316{,}54x + 47{,}48\ (N)$$

V_3 (0 m) = 47,48 N m; V_3 (0,15 m) = 0

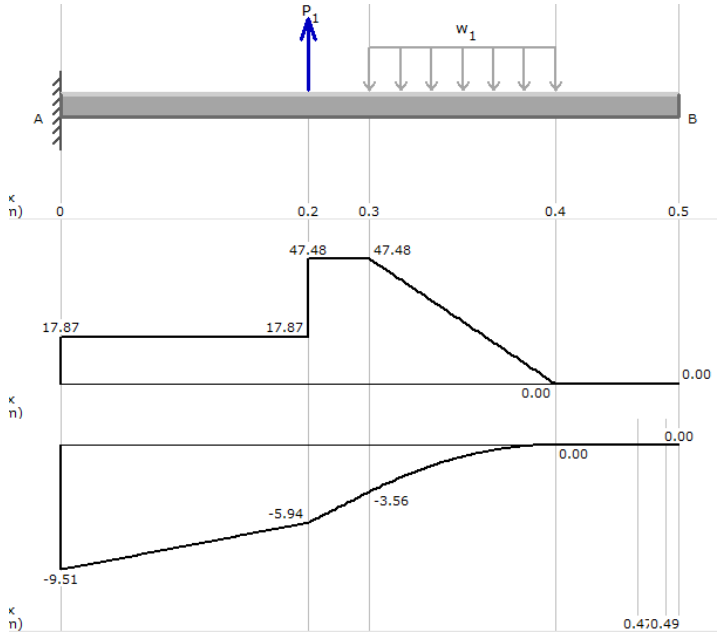
$$M_3 - M_2 = \int_0^x V dx \Rightarrow M_3 - (-3{,}57\ Nm) = \int_0^x -316{,}54x + 47{,}48\ dx \qquad (41)$$

$$M_3 = -158{,}25x^2 + 47{,}48x - 3{,}57$$

M_3 (0 m) = -3,57 N m; M_3 (0,15 m) = 0 N m;

Se validó el cálculo con ayuda del software MD Solid 3.5. Ver Figura 52.

Figura 52. Diagrama de cortante y momentos para espaldar.



Fuente: los autores.

b) Carga debida a la aceleración o desaceleración de la silla de ruedas

Si la carga se presenta debido a la aceleración o desaceleración del dispositivo, entonces para obtener la carga horizontal que se produce, se realizará un análisis cinemático.

A partir de la Ecuación 42[52],

$$v^2 = v_o^2 + a(s - s_o) \qquad (42)$$

Es posible determinar la aceleración del móvil, basándose en la distancia recorrida s y el tiempo que tardó en recorrerla; con estos dos últimos, se obtiene la velocidad y posteriormente se despeja la aceleración al momento del frenado. Con el fin de obtener datos reales se realizaron pruebas de velocidad y frenado (Véase Anexo 6) y se registraron los datos de la Tabla 13.

[52] Hibbeler R.C. (2010). Ingeniería Mecánica – Dinámica. Ed 12. México D.F. Prentice Hall. p107.

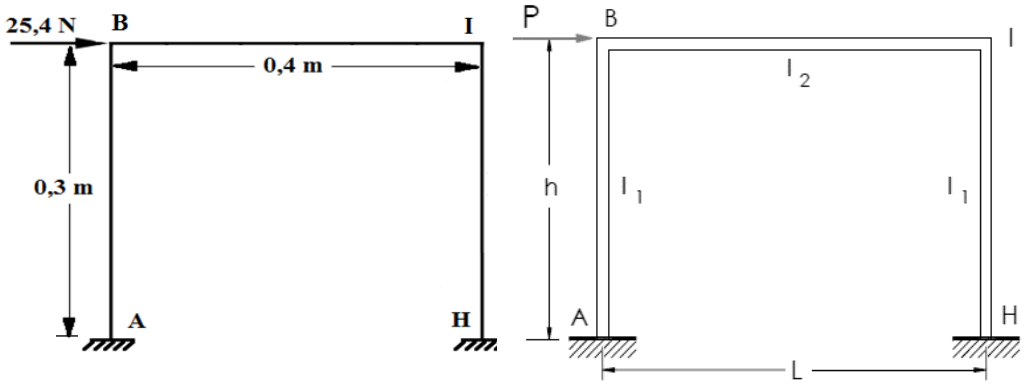
Tabla 13. Valores de aceleración y fuerza obtenidos en pruebas de velocidad.

Masa (kg)	Distancia (m)	Tiempo (s)	Vel Promedio (m/s)	Aceleración (m/s^2)	Fuerza (N)
55	10	6,3	1,59	0,25	14,3
70	10	6,1	1,64	0,27	18,9
75	10	5,4	1,84	0,34	25,3
82	10	5,7	1,76	0,31	25,4

Con los datos presentados podemos obtener la fuerza producto de la aceleración en el momento de frenado, cabe destacar que este cálculo será tenido en cuenta para el dispositivo que no cuenta con un sistema electrónico de desaceleración (Actual).

Esta fuerza horizontal se representará entonces en el pórtico de la siguiente manera.

Figura 53. **Carga horizontal debida a la aceleración de la silla.**



Fuente: Los Autores

Bajo esta configuración es posible determinar el momento flector máximo que se presenta en el pórtico ante la carga puntual horizontal, para esto se utilizan las siguientes Ecuaciones[53]

Para una rigidez de:

$$k = \frac{I_2}{I_1} \cdot \frac{h}{l} = \frac{0{,}3\ m}{0{,}4\ m} = 0{,}75 \qquad (43)$$

[53] CIM (2016). Análisis Estructural I. Prontuario Para Cálculo de Estructuras. Cap 3, pag 45. Disponible en: https://cimo5o4aestruct1.wikispaces.com

Se tiene las reacciones:

$$A_x = H_x = \frac{P}{2} = \frac{25{,}4\ N}{2} = 12{,}7\ N \qquad (44)$$

$$A_y = H_y = \frac{3Phk}{l(6k+1)} = \frac{3(25{,}4N)(0{,}3m)(0{,}75)}{(0{,}4\ m)(6(0{,}75)+1)} = 7{,}79\ N$$

Y los Momentos Flectores

$$M_A = -M_H = \frac{Ph}{2}\frac{3k+1}{6k+1} \qquad (45)$$

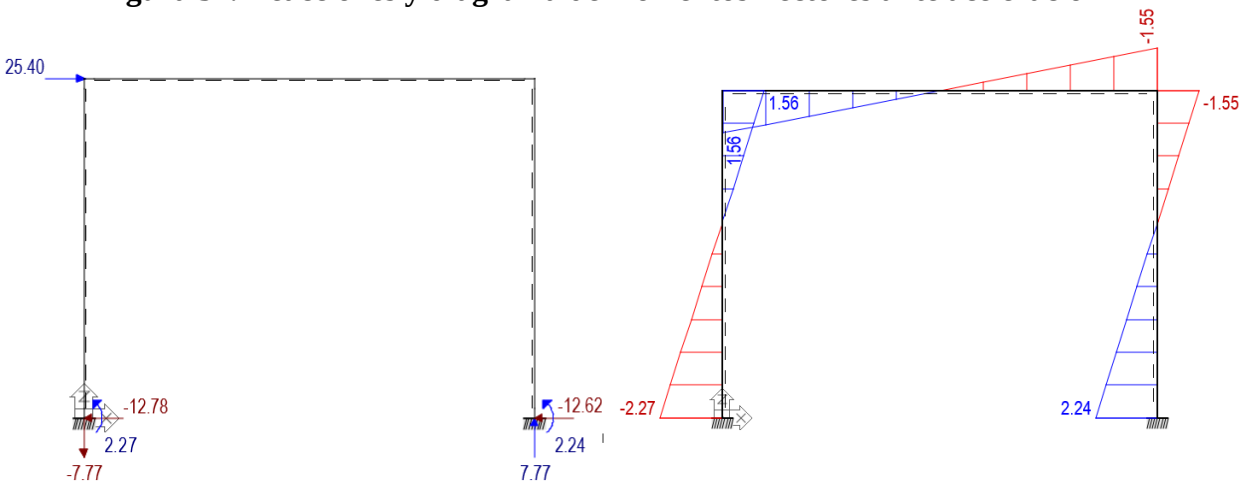
$$M_A = \frac{(25{,}4N)(0{,}3m)\cdot(3(0{,}75)+1)}{2\cdot(6(0{,}75)+1)} = 2{,}25\ N\ m$$

$$M_B = -M_I = \frac{Ph}{2}\frac{3k}{6k+1} \qquad (46)$$

$$M_B = \frac{(25{,}4\ N)(0{,}3\ m)3(0{,}75)}{2(6(0{,}75)+1)} = 1{,}56\ N\ m$$

Usando TwoDFrame, se obtienen los diagramas para el pórtico bajo esta condición de carga, como se muestra en la Figura 54.

Figura 54. Reacciones y diagrama de momentos flectores ante aceleración



Fuente: Los Autores

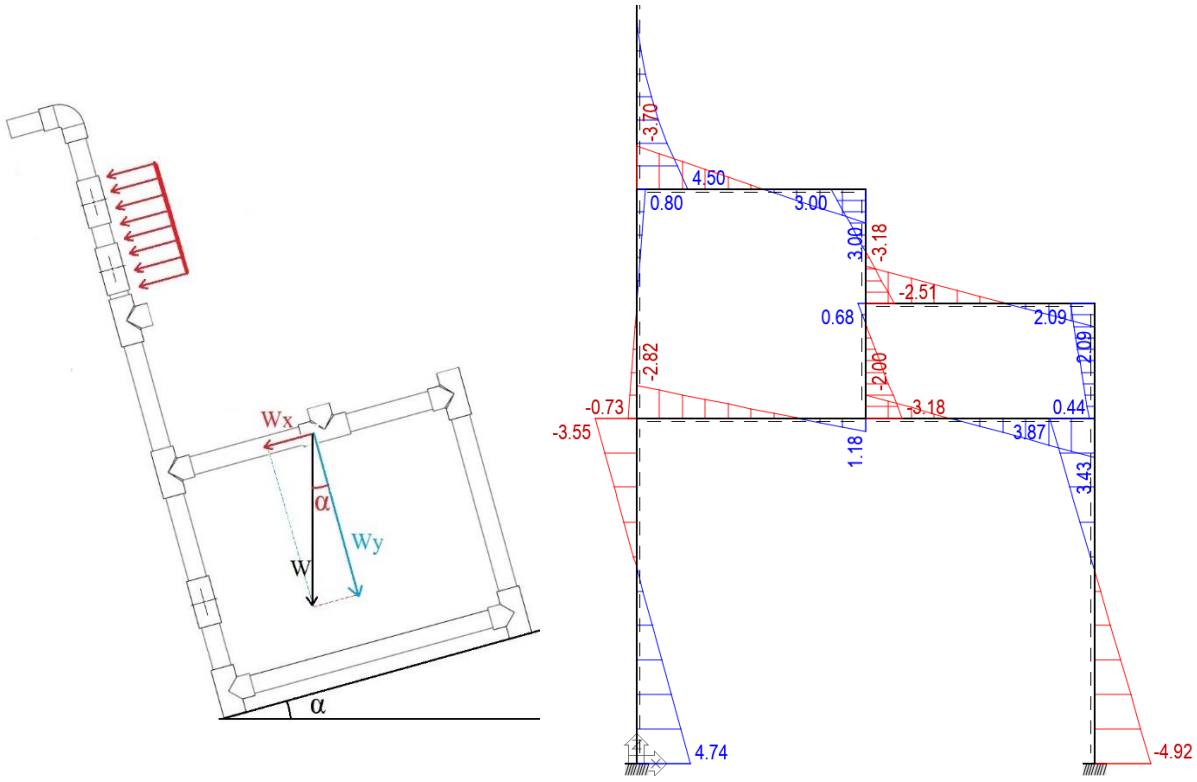
c) Carga Producto del Peso del Usuario

Para una carga en el espaldar de 316,54 N/m y una carga Wx en el asiento de correspondiente al 50 % del peso del usuario:

$$W_x = 0{,}5 * 80 * 9{,}81\ sen14°\ N = 94{,}93\ N \quad (47)$$

Se procede a realizar el análisis de la estructura utilizando TwoDFrame, pues se pretende obtener los momentos máximos ante la combinación total de las cargas horizontales.

Figura 55. **Diagrama de cuerpo libre y distribución de momentos flectores ante carga horizontal combinada**.



Fuente: Los Autores

Ante el análisis vertical o el análisis horizontal total de la estructura no se obtienen momentos similares al máximo momento permitido. Por lo cual se procede a realizar un análisis bajo la ***combinación total de cargas***, tanto verticales como horizontales en un mismo plano inclinado.

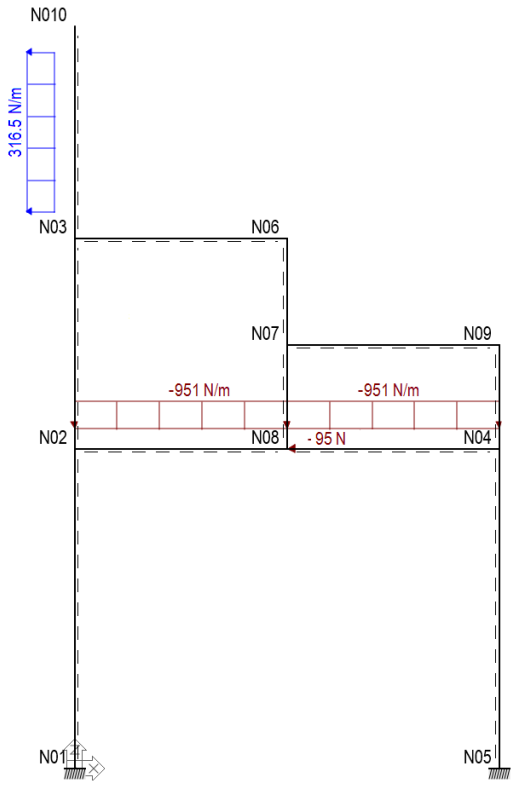
4.3.2 Carga combinada producto del peso del usuario en rampas

Para la carga del dorso distribuida en el espaldar (316,54 N/m) , la componente "x" del peso que actúa en la silla (94,93 N) y la componente "y" del peso (Wy) con valor de:

$$W_y = 40 * 9{,}81 cos 14° \, N = 380{,}7 \, N \qquad (48)$$

Distribuidos en 0,4 m; la cual resultará en una carga de 951 N/m, se procede a realizar el análisis estructural, como indica la Figura 56.

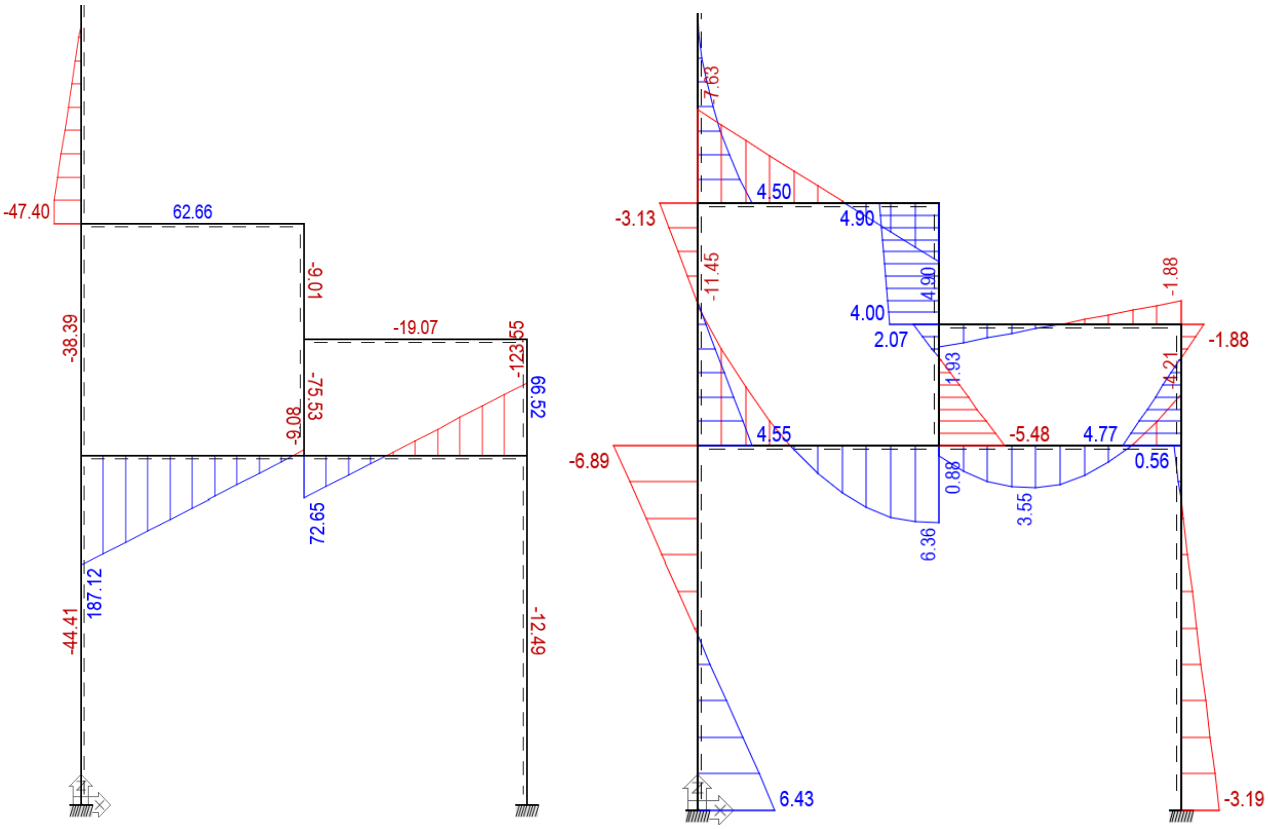
Figura 56. Diagrama de Cargas combinadas distribuidas y ubicadas en la estructura



Fuente: los autores.

Los resultados de la simulación en TwoDFrame se muestran en la Figura 57, tanto para las fuerzas cortantes y los momentos flectores presentes en cada elemento o nodo.

Figura 57. Diagrama de Fuerzas Cortantes en (N) y Momentos Flectores en (N m) presentes ante carga combinada.



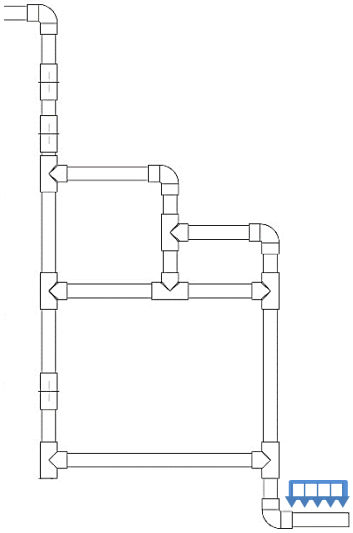
Fuente: los autores.

En resumen, esta situación se produciría para un caso en que el usuario, con una masa de 80 kg distribuida en dos perfiles aporticados (Similares a los propuestos), se encuentre subiendo una rampa con pendiente del doble de los 12 % establecidos en la NTC 4143, un caso bastante extremo que nos permite obtener el momento máximo de 11,45 N m, y el cortante máximo de 187,12 N.

4.4 DISEÑO DEL REPOSAPIÉS DE LA SILLA.

Para el análisis del reposapiés se tendrá en cuenta la inclusión de una pequeña estructura tipo ángulo conformada por dos soportes unidos a 90° al extremo final del prototipo en el punto R.

Figura 58. Marco de la estructura incluyendo reposa pies.



Fuente: los autores.

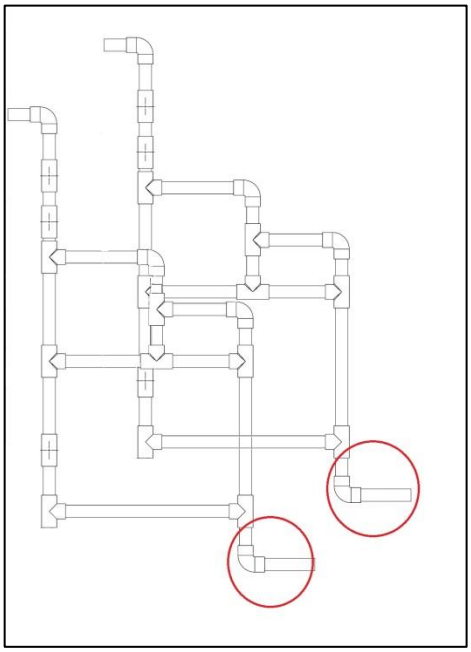
Para la estimación de la carga que soportará el reposapiés, se tiene en cuenta que es ejercida por la acción del peso de las partes inferiores del usuario enfatizando en piernas y pies. Se establece que los pesos relativos de las partes del cuerpo humano en promedio son, para las piernas 5 %, pies 2 % y se incluirá también muslos equivalentes al 12 %[54]

[54] Donskoy, D. (1982). Biomecánica con fundamentos de la técnica deportiva. (A. Ferrero, Ed., & M. Santos Amigo, Trad.) La Habana, Cuba.

i) Determinación de carga distribuida:

La carga distribuida se repartirá en una sección de 0,10 m correspondiente a 2/3 partes del soporte de pies, teniendo en cuenta el porcentaje del peso total que soportará (19 % peso del usuario)[39]. Esta carga se distribuirá en dos perfiles simétricos correspondientes a los laterales de la estructura.

Figura 59. Perfiles del reposa pies.



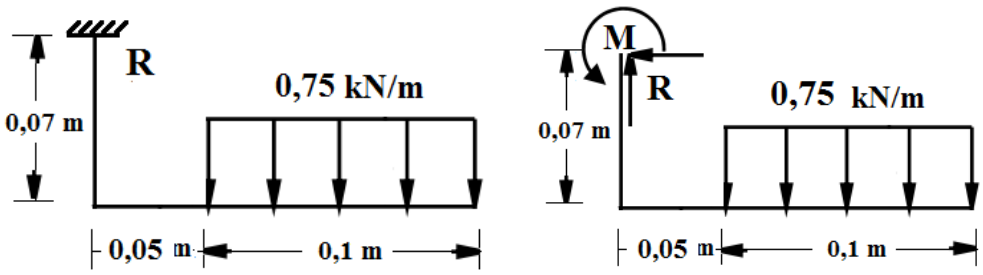
Fuente: los autores.

A partir del Peso máximo: $P_{máx} = \frac{80\ kg * 19\ \%}{2\ perfiles}$ = 7,6 kg (9,81 m/s^2) = 74,56 N (49)

Obtenemos la carga distribuida en la superficie: $w = \frac{74{,}56\ N}{0{,}10\ m}$ = 0,75 kN/m (50)

La carga distribuida equivale a 0,75 kN/m. Para el análisis se tomará el perfil del reposapiés como un cuerpo rígido empotrado en un extremo, como se muestra.

Figura 60.Diagrama de cuerpo libre para reposapiés.



Fuente: los autores.

Se plantean las Ecuaciones de equilibrio 51 y 52.

Realizando sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\circlearrowleft \sum M_B = 0: M_B - \left(0{,}75\frac{kN}{m}\right)(0{,}1\ m)(0{,}05 + 0{,}05\ m) \qquad (51)$$

$$M_B = \ 7{,}5\ N\ m \circlearrowleft$$

$$\uparrow + \sum Fx = 0: Bx = 0\ N$$

$$\uparrow + \sum Fy = 0: By - \left(0{,}75\frac{kN}{m}\right)(0{,}1\ m) = 0 \qquad (52)$$

$$A = 75\ N\ \uparrow$$

Se espera que el reposapiés concentre los mayores esfuerzos en el punto de empotramiento R; por tanto, se procede a calcular los presentes en dicho punto.

ii) Cálculo de esfuerzos normales:

Se obtiene el esfuerzo normal bajo flexión ante el momento máximo a partir de la Ecuación 53:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (53)$$

Dónde: M =Momento flector máximo en él apoya pies.

c =Centroide de la sección transversal de la tubería

I = Momento de Inercia de la sección transversal de la tubería.

De la Ecuación 53 se tiene:

$$\sigma_{máx} = \frac{(7{,}5 \times 10^3\ N\ mm)(13{,}33\ mm)}{13\ 748{,}3\ mm^4} = 7{,}27\ MPa$$

iii) Cálculo de esfuerzos cortantes:

Obtenemos el esfuerzo cortante bajo carga transversal reemplazando la carga cortante calculada en la Ecuación 54:

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (54)$$

Donde: V = Fuerza Cortante calculada en reposapiés

Q = Primer momento de Área de la sección

t =Espesor de pared de la sección

De la Ecuación 54 se tiene que:

$$\tau_{máx} = \frac{(75\ N)(717{,}15\ mm^3)}{(13\ 748{,}3\ mm^4)(2{,}4\ mm)} = 1{,}63\ MPa$$

Los esfuerzos calculados no superan la resistencia a la fluencia del material.

4.5 RESUMEN DE FUERZAS INTERNAS EN LA ESTRUCTURA PROPUESTA.

Tabla 14. Resumen de reacciones internas en la estructura propuesta.

CASO	Momento Máximo	Fuerza Cortante
Carga vertical distribuida en la estructura	8,64 N m	167,14 N
Carga en espaldar producto del peso del dorso en ascenso	9,51 N m	94,96 N
Carga horizontal producto de la aceleración o desaceleración	2,25 N m	12,7 N
Carga horizontal producto del peso total del usuario en ascenso	4,92 N m	94,96 N
Combinación total del peso del usuario en ascenso	11,45 N m	187,12 N
Carga de las piernas sobre el reposapiés	7,27 N m	1,63 N

4.6 ANÁLISIS DE FALLA BAJO LAS CONDICIONES DE CARGA

En la Tabla 15, se establece la Geometría de sección para la tubería de ¾ de pulgada con RDE 11

Tabla 15. Geometría de tubería.

D. externo	D. interno	Espesor	Centroide	Área	M. inercia	1er M de A
De (mm)	Di (mm)	t (mm)	c (mm)	A (mm^2)	I (mm^4)	Q (mm^3)
26.67	21,81	2,4	13,33	185,4	13 748,3	717,15

4.6.1 Análisis de falla bajo carga estática.

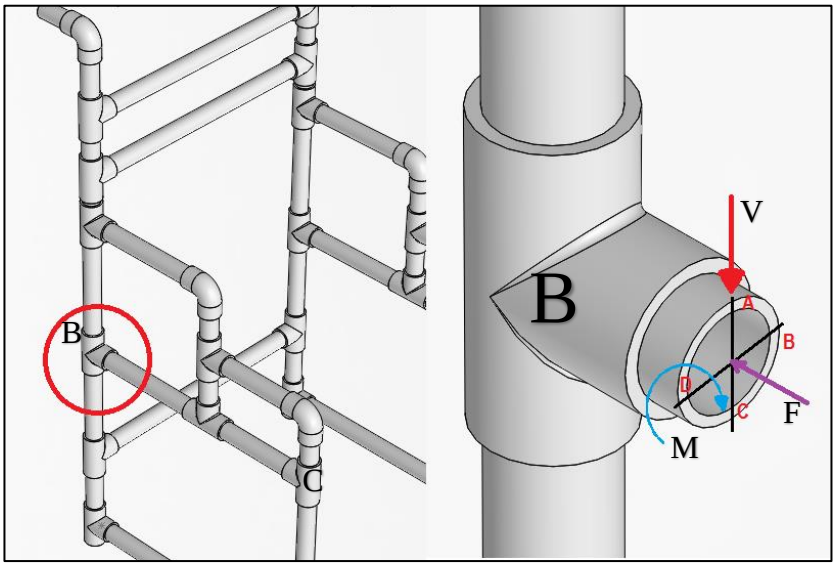
Dado que el material presenta comportamiento dúctil[55] se emplearán criterios de fluencia.

En primera instancia se analizará mediante calculo directo, el punto en donde se presenta el máximo momento flector, el cual, prevé ser el que generará un mayor esfuerzo normal, este punto coincide con el cortante máximo que se presenta en la Estructura de manera que es posible realizar un análisis profundo en el punto más crítico.

A partir de los esfuerzos calculados, se analizará la estructura bajo teorías de falla, de manera que se pueda proporcionar un factor de seguridad que garantice un marco resistente y valide los cálculos presentados en éste capítulo.

En la Figura 61, se muestra el nodo B, en donde se presenta el momento y cortante máximo para la condición de carga combinada del título 4.3.3.

Figura 61. Sección transversal del Elemento BC en el nodo B.



Fuente: los autores.

[55] ASTM (2002). D695, Standart Test Method for Compressive Propierties of Rigid Plastic

Se evalúa el nodo **B,** en donde se presenta el momento máximo (11,45 N m), que genera el mayor esfuerzo normal, y de igual manera el cortante máximo (187,12 N) con el respectivo esfuerzo cortante, además la carga axial producto de la componente "x" del usuario en plano inclinado (95 N). En la Figura 61, se presenta la vista de sección del elemento que converge en el nodo **B,** con las condiciones de carga generadas por la carga combinada total (F, V y M).

Los esfuerzos normales bajo flexión y carga axial en los puntos A y C, son:

$$\sigma_{Amáx} = \frac{(11{,}45 \times 10^3\ N\ mm)(13{,}33\ mm)}{13\ 748{,}3\ mm^4} - \frac{95\ N}{185{,}4\ mm^2} = 10{,}5\ MPa$$

$$\sigma_{Cmáx} = \frac{(11{,}45 \times 10^3\ N\ mm)(13{,}33\ mm)}{13\ 748{,}3\ mm^4} + \frac{95\ N}{185{,}4\ mm^2} = 12{,}16\ MPa$$

El esfuerzo cortante bajo carga transversal en los puntos B y D, es:

$$\tau_{máx} = \frac{(187{,}12\ N)(717{,}15\ mm^3)}{(13\ 748{,}3\ mm^4)(2{,}4\ mm)} = 3{,}63\ MPa$$

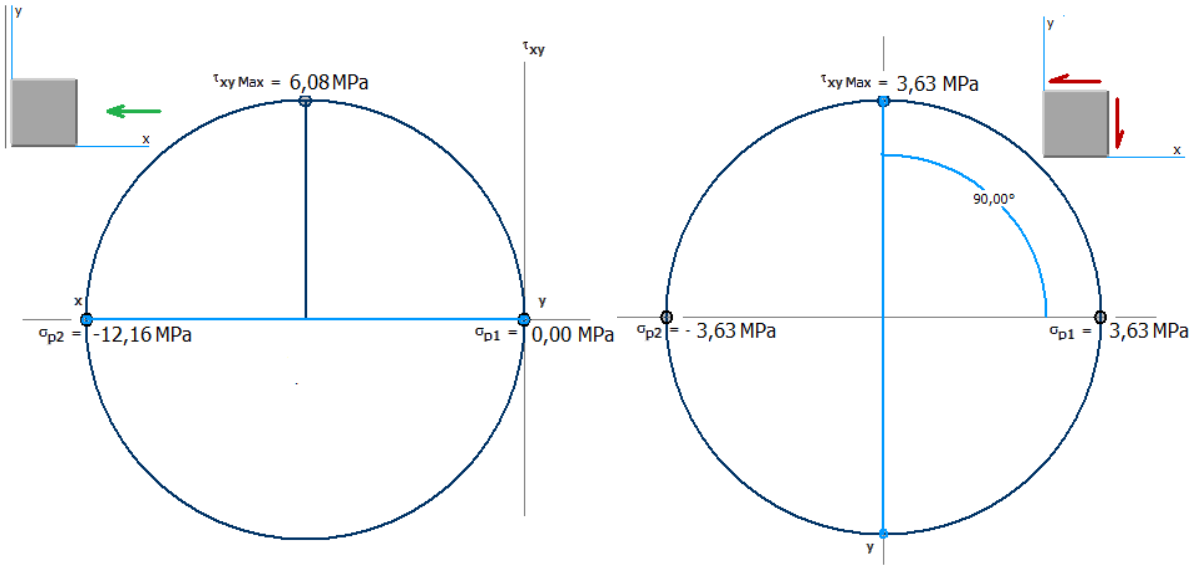
Se analizan los puntos A y B, de los cuales se muestran los estados de esfuerzos en la siguiente Tabla.

Tabla 16. Estados de esfuerzo para sección transversal B de tubería.

Punto A	**Punto B**	**Punto C**	**Punto D**
$\sigma_x = 10{,}5\ MPa$	$\sigma_x = 0\ MPa$	$\sigma_x = -12{,}16\ MPa$	$\sigma_x = 0\ MPa$
$\sigma_y = 0\ MPa$	$\sigma_y = 0\ MPa$	$\sigma_y = 0\ MPa$	$\sigma_y = 0\ MPa$
$\tau_{xy} = 0\ MPa$	$\tau_{xy} = 3{,}63\ MPa$	$\tau_{xy} = 0\ MPa$	$\tau_{xy} = 3{,}63\ MPa$

Como se puede apreciar, cada uno de los puntos evaluados no presenta más de una componente en su diferencial de esfuerzos, esto, por el hecho de que las cargas se producen en un solo plano. Se presentan entonces los máximos esfuerzos principales que actúan en cada punto:

Figura 62. Circulo de Mohr para punto C y B respectivamente.



Fuente: los autores.

El esfuerzo máximo de 12,16 MPa no produciría falla ante un caso estático, puesto que se encuentra debajo del valor de fluencia.

- **Criterio de Von Mises; Teoría de energía de distorsión (ED)**

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material[56].

[56] Budynas, R. & Nisbett, J (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed 9. Mc Graw Hill Latam. Pág 212

Para un estado general de esfuerzo plano, el esfuerzo de Von Mises se obtiene a partir de la Ecuación 55[57] :

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{\frac{1}{2}} \qquad (55)$$

En donde los valores de sigma indican la componente del esfuerzo. El criterio predice la fluencia cuando:

$$\sigma' \geq S_y \qquad (56)$$

Donde Sy es la resistencia a la fluencia del material.

Para efectos de diseño a la ecuación anterior se le incorpora un factor de seguridad, *n*. Por lo tanto:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \qquad (57)$$

El esfuerzo producto de la energía de distorsión es de 12,16 MPa, pues $\sigma_2 = 0$,

$$\sigma' = \sqrt{(12{,}16\ \text{MPa})^2 - (12{,}16\ \text{MPa})(0\ \text{MPa}) + 0\ \text{MPa}}$$

$$\sigma' = 12{,}16\ \text{MPa}$$

Ante estos esfuerzos principales no se presenta falla estática, el factor de seguridad proporcionado por ED para el PVC con Sy = 26,5 MPa es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{26{,}5\ MPa}{12{,}16\ MPa} = 2.16$$

[57] Budynas, R. & Nisbett, J (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed 9. Mc Graw Hill Latam. Pág 213

4.6.2 Análisis de falla por fatiga.

Se busca diseñar la estructura de manera que brinde un soporte confiable para el usuario, por esto, se debe estudiar el comportamiento del material ante las cargas repetitivas que pudieran presentarse durante su vida útil, si bien un análisis estático permite obtener un valor de referencia para las cargas máximas que soporta cada elemento, el análisis por fatiga brindará un factor de seguridad aceptable para que no se presente falla en los elementos debido a la carga y descarga de los miembros de la estructura.

Se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Que los elementos críticos se diseñen para soportar alto ciclaje ($N > 10^3$ Ciclos), y no para que tengan vida infinita ($N > 10^6$ Ciclos)

Para el análisis por fatiga se tendrá en cuenta la ecuación de Vinson expuesta en la teoría del capítulo 1 (Página 37); mediante esta se evaluará la variación de los esfuerzos con el número de ciclos al aplicarse cargas repetidas en el material. El procedimiento a seguir será iterar valores de diferentes números de ciclos en la ecuación, para obtener los esfuerzos correspondientes y así generar un diagrama S-N del material, en el cual se establecerán límites de ciclaje, definiendo los esfuerzos correspondientes a las zonas de vida finita e infinita, alto y bajo ciclaje, con el fin de constituir en que zona se ubica el prototipo cuando es sometido a las condiciones de trabajo y definir el comportamiento del material.

Como fue mencionado anteriormente, se desea que el esfuerzo máximo generado en la estructura bajo las condiciones de trabajo, se encuentre por encima de los 1000 ciclos, es decir, se pueda clasificar el estado de esfuerzos dentro de la zona de alto ciclaje.

Para el análisis del comportamiento del material se clasificará la fatiga evaluando en la ecuación de Vinson rangos de valores entre 1 y 10^9 ciclos, teniendo en cuenta las siguientes descripciones:

- Bajo ciclaje $1 \geq N \geq 10^3$
- Alto ciclaje $N \geq 10^3$
- Vida finita $N \leq 10^6$
- Vida infinita $N \geq 10^6$

A continuación, en la Tabla 17, se muestran los resultados y la clasificación de la fatiga para el material según los rangos de esfuerzo encontrados con la ecuación de Vinson.

Tabla 17. Clasificación de fatiga con la ecuación de Vinson.

Esfuerzo *psi*	**Ciclos**	**Esfuerzo MPa**	
26535.4343	1	182.9554509	bajo ciclaje
10379.1578	1.E+2	71.56180218	
6491.27598	1.E+3	44.75578997	
4059.73823	1.E+4	27.99092078	vida finita
2539.01923	1.E+5	17.50592821	
1587.93948	1.E+6	10.94846164	
993.120406	1.E+7	6.847326853	vida infinita
621.11192	1.E+8	4.282417618	alto ciclaje
388.452411	1.E+9	2.678286148	

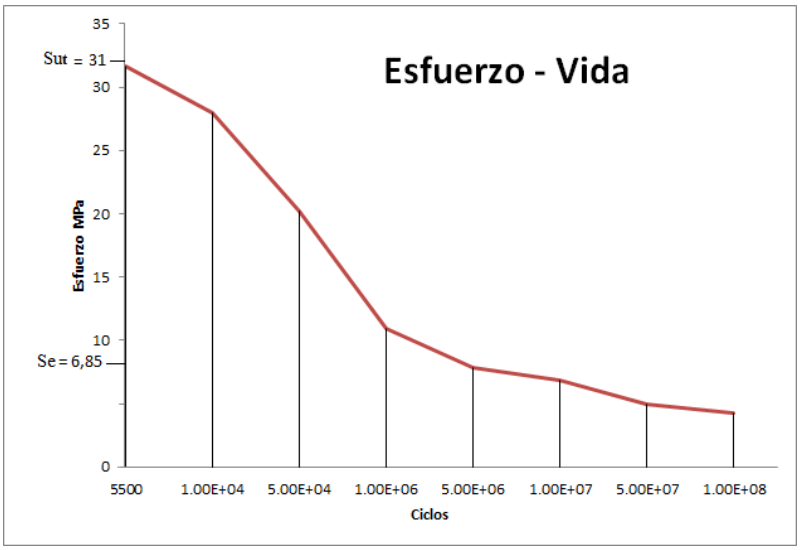
En la tabla anterior se aprecian los resultados obtenidos para los esfuerzos correspondientes a cada rango de ciclos. La ecuación proporciona valores de esfuerzos en *psi*, sin embargo, para el gráfico S-N se usarán MPa de acuerdo con el sistema internacional de unidades.

Es necesario resaltar que la ecuación de Vinson es una aproximación de la variación entre esfuerzo y número de ciclos de vida del PVC que permite establecer rangos de vida para el material, más no fija un límite inicial o final para los esfuerzos. Teniendo en

cuenta lo anterior se genera el gráfico Esfuerzo - Vida de la Figura 63, que muestra el comportamiento del PVC estudiado. Se establece la resistencia última a la tensión *Sut* aproximada de 31 MPa en el gráfico como punto inicial en el eje vertical.

Se presenta un cambio de dirección en la gráfica aproximadamente a los 1.E+6 ciclos y más allá de este cambio se espera que no ocurra falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos; el valor de la coordenada vertical en este punto corresponde al límite de resistencia a la fatiga Se de aproximadamente 6,85 MPa.

Figura 63. Diagrama S-N para la tubería de PVC



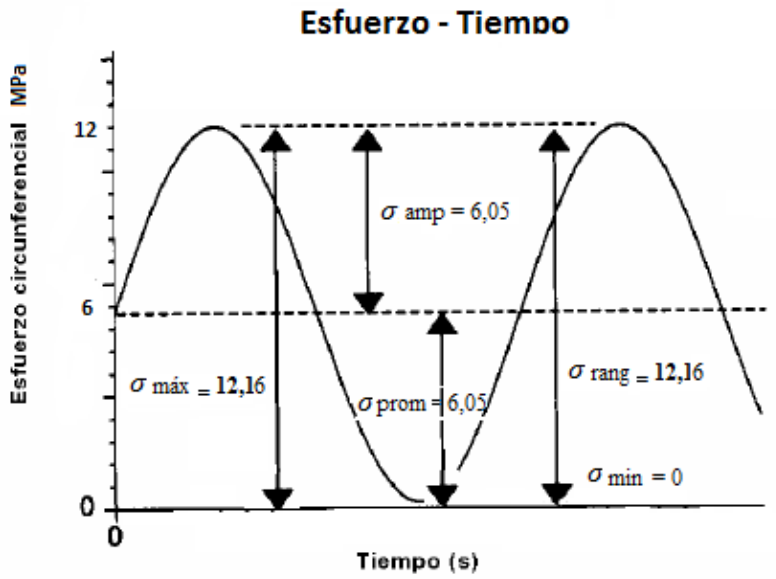
Fuente: los autores.

También es posible confirmar lo propuesto al comienzo de esta sección, en relación al diseño de los elementos críticos para soportar altos ciclajes, pues el esfuerzo máximo que se presenta bajo las condiciones de estudio, correspondiente a 12,16 MPa se encuentra dentro del rango de alto ciclaje $N \geq 10^3$ aproximadamente en 600000 ciclos según el gráfico.

Se espera que el prototipo presente esfuerzos repetidos debidos a la carga y descarga en los soportes de la estructura cuando el usuario se sienta y levanta de la silla. Debido a su naturaleza los esfuerzos adoptan un patrón sinusoidal en el cual el pico más bajo es cero, cuando no hay una carga aplicada, es decir el usuario se ha levantado de la silla y el pico más alto corresponde al máximo esfuerzo generado al aplicar la mayor carga correspondiente al peso del usuario bajo las condiciones de diseño, el cual es de 12,16 MPa y se presenta cuando el usuario está sentado en la Silla mientras sube una pendiente del 24 % de inclinación (Dos veces las establecida en NTC 4143).

En la Figura 64, se ilustra el comportamiento de los esfuerzos repetidos que se generan en el prototipo con relación al tiempo y se ubican el esfuerzo máximo, mínimo, promedio, amplitud y rango de esfuerzo.

Figura 64. Relación Esfuerzo -Tiempo



Fuente: los autores.

5 DISEÑO DE TRANSMISIÓN PROPUESTA

5.1 TRANSMISIÓN PROPUESTA

Para el prototipo propuesto se eliminará la transmisión por piñones y cadenas. Se toma la decisión con el fin de aprovechar más eficientemente la potencia prestada por el motor y en mayor instancia disminuir el riesgo de que el usuario sufra lesiones causadas por accidentes debidos a la misma; de igual manera se evitará el mantenimiento que este sistema demanda. El sistema piñón cadena original se reemplazará por acoples directos entre los motores y las llantas; también se disminuirá el diámetro de las mismas hasta 0,25 m, lo cual reduce el torque en el arranque del sistema.

Figura 65. Modificación de transmisión.

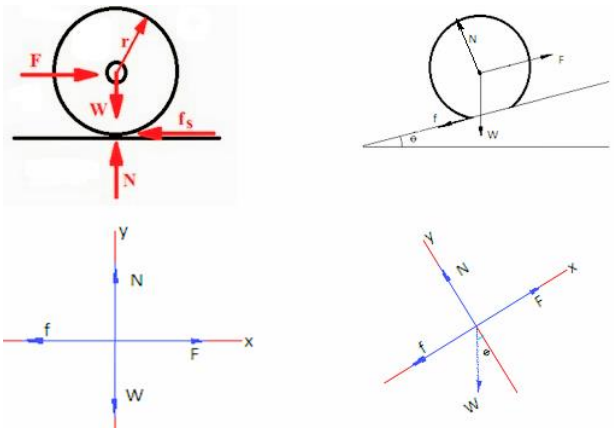
Fuente: los autores.

5.2 CÁLCULO DE POTENCIA PARA SELECCIÓN DEL MOTOR

Para obtener la potencia requerida en fin de mover el prototipo, se tiene en cuenta, el peso de la estructura junto al peso del usuario, los cuales se ubicarán en el eje de la rueda; de igual manera, la rueda presentará resistencia debido a la naturaleza del material, la interacción con la superficie y el nivel de inflado de las llantas, los cuales relacionamos obteniendo el coeficiente de resistencia a la rodadura.

Del diagrama de cuerpo libre de la Figura 66, se puede obtener la fuerza necesaria para vencer cada una de las cargas a las que se somete la estructura.

Figura 66. Análisis de fuerzas en las llantas, diagramas de cuerpo libre para plano Horizontal e inclinado al 12%.



Fuente: Los Autores

Los parámetros que se tienen en cuenta para la selección del motor son:

- V = 2 m/s; velocidad máxima deseada de la silla de ruedas (Árcia 2015)
- R = 0,125 m radio de llantas (Para reducir el torque)
- θ = 6,84° ángulo máximo de rampas para discapacitados (OMS y NTC)
- $W_{Diseño} = W_{Estructura} + W_{Usuario}$ = 80 kg + 50 kg = 130 kg (1275,3 N)
- μr = 0,0022 m coeficiente de resistencia a la rodadura en llantas[58]
- Crr = 0,0022 m/0,125 m = 0,018 coeficiente de rodadura
- N = fuerza normal
- F = fuerza necesaria para mover la silla de ruedas a carga máxima
- f = fuerza de rozamiento

[58] Gordon, David W.(2004) Bicycling Science. Cambridge, Mass. : MIT Press

A partir de los diagramas de cuerpo libre para la llanta que se presenta en la Figura 66, se establecen las Ecuaciones 58 y 59

Para la Fuerza Normal:

$$(+) \uparrow \Sigma Fy = 0 : \; N - Wy = 0 \quad (58)$$

$$\Longrightarrow \; N = Wcos(\theta) = 1277cos(6{,}84°) \; \Longrightarrow \; N = 1268\, N$$

Para un móvil que parte del reposo (a = 0 m/s^2) la Fuerza a vencer es:

$$(+) \rightarrow \Sigma Fx = 0 : \; F - 2f - Wx = 0 \quad (59)$$

$$\Longrightarrow \; F = 2Crr\, N + Wsen(\theta)$$

$$F = (2)0{,}018(1268) + (1277)sen(6{,}84°) \Longrightarrow F = 197{,}7\, N$$

La fuerza F es la mínima necesaria para mover la silla, ahora bien, esta se distribuirá en cada llanta, de tal forma que la fuerza a ejecutar por llanta es de 98,87 N.

Para calcular la potencia mecánica, se determina la velocidad angular de la Ecuación 60:

$$\omega = \frac{V}{2\pi R} = \frac{2\ m/s}{2\pi\ (0{,}125m)} = 2{,}55\frac{rev}{s} = 155\ rpm \quad (60)$$

$$\omega = 2{,}55\frac{rev}{s}\left(\frac{2\pi\ rad}{1\ rev}\right) = 16\ rad/s$$

Por otro lado, el torque presente en las llantas se establece en la Ecuación 61 y será de:

$$T = F * R \quad (61)$$

$$T = (98{,}87\ N)(0{,}125\ m) = 12{,}36\ N\ m$$

La potencia mínima para proporcionar el movimiento a la silla se determina a partir de la Ecuación 62:

$$P = T\omega \quad (62)$$

$$P = (12{,}36\ Nm)\left(16\frac{rad}{s}\right) \approx 199{,}74\ W$$

$$199{,}74\ W\ \left(\frac{1\ hp}{745{,}69W}\right) \approx\ 0{,}27\ hp\ (Por\ Motor)$$

Esta potencia generará movimiento en la silla, para una masa máxima de 130 kg mientras esta se desplaza a velocidad constante, sin embargo, para garantizar que los motores vencen la inercia de la silla cargada será necesaria una potencia mayor a ¼ hp por motor.

5.2.1 Calculo de potencia del motor para pendientes mayores

Se realizó el cálculo de la potencia para los motores con una pendiente legalmente establecida de 12 %, sin embargo, en el Departamento de Córdoba en general, es común encontrar obstáculos y pendientes de mayor grado (Véase anexo 5), es por esto que se desarrollará nuevamente el cálculo, esta vez con una inclinación superior, de 24 % y se disminuirá la velocidad a 1 m/s manteniendo el torque constante para asegurar el ascenso. Se procede a calcular la fuerza necesaria para vencer cada una de las cargas a las que se somete la estructura esta vez con una mayor pendiente (del doble de NTC 4143). Los parámetros que se tienen en cuenta para la selección del motor son:

- V = 1 m/s; velocidad promedio deseada de la silla de ruedas (En Ascenso)
- R = 0,125 m radio de llantas
- θ = 14° ángulo sobredimensionado

- $W_{Diseño} = W_{Estructura} + W_{Usuario}$ = 130 kg (1275,3 N)
- μr = 0,0022 m coeficiente de resistencia a la rodadura en material de llanta[59]
- Crr = 0,0022 m/0,125 m = 0,018 coeficiente de rodadura
- N = fuerza normal
- F = fuerza necesaria para mover la silla de ruedas a carga máxima promedio
- f = fuerza de rozamiento

De igual forma que en el titulo anterior, se determina:

Fuerza Normal:

$$(+) \uparrow \Sigma Fy = 0 : \; N - Wy = 0$$

$$\Longrightarrow \quad N = Wcos(\theta) = 1277cos(14°) \quad \Longrightarrow \quad N = 1239\,N$$

Fuerza a vencer:

$$(+) \rightarrow \Sigma Fx = 0 : \; F - 2f - Wx = 0$$

$$\Longrightarrow \quad F = 2Crr\,N + Wsen(\theta)$$

$$F = (2)0{,}018(1239) + (1277)sen(14°) \Longrightarrow F = 353{,}54\,N$$

Esta fuerza F es la mínima para mover la silla, ahora bien, esta se distribuirá en cada llanta, de tal forma que la fuerza a ejecutar por llanta es de 176,77 N.

Para calcular la potencia mecánica, determinamos la velocidad angular de manera similar a la Ecuación 60:

$$\omega = \frac{V}{2\pi R} = \frac{1\,m/s}{2\pi\,(0{,}125m)} = 1{,}27\,\frac{rev}{s} = 76{,}39\,rpm$$

[59] Gordon, David W.(2004) Bicycling Science. Cambridge, Mass. : MIT Press

La velocidad angular es entonces:

$$\omega = \ 1{,}27 \ \frac{rev}{s}\left(\frac{2\pi \ rad}{1 \ rev}\right) = 8 \ rad/s$$

Por otro lado, a partir de la Ecuación 61 el torque presente en las llantas será de:

$$T \ = \ F * R$$

$$T = \ (176{,}77 \ N)(0{,}125m) = \ 22{,}10 \ N \ m$$

Luego, la potencia mínima para proporcionar el movimiento a la silla de acuerdo a la Ecuación 62 es:

$$P \ = \ T\omega \ = \ (22{,}10 \ \ Nm)\left(8\frac{rad}{s}\right) \approx 176{,}77 \ W$$

$$176{,}77 \ W \ \left(\frac{1Hp}{745{,}7 \ W}\right) \approx \ 0{,}24 \ Hp \ (Por \ Motor)$$

Esta potencia generará movimiento en la silla, para una masa máxima de 130 kg mientras esta se desplaza a velocidad constante. Sin embargo, para garantizar que los motores vencen la inercia de la silla y las pérdidas de potencia en el mecanismo, es necesaria una potencia mayor a ¼ hp por motor.

Con base en estos resultados es posible seleccionar un motorreductor clase H (DC), que presente las siguientes características mecánicas:

POTENCIA	350 W ó 0,5 hp (Ajustables)
VELOCIDAD DE SALIDA	150 rpm
TORQUE MINIMO	23 N m

6 CÁLCULO DE RESISTENCIA DEL ADHESIVO

6.1 CÁLCULO DE ADHESIVO

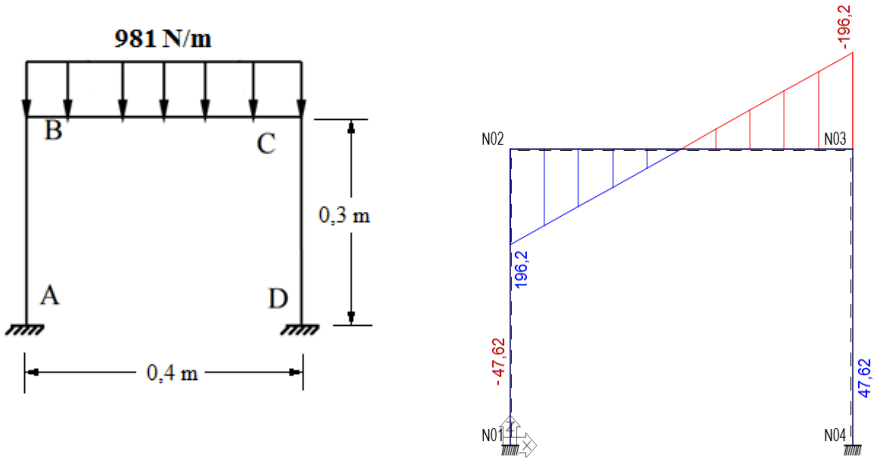
Consideraciones:

- Se analizará la resistencia del adhesivo en accesorios para tubería PVC de ¾ de pulgada para presión, con RDE 11.
- Se usará adhesivo para PVC de presión para fijar los accesorios a la tubería, los adhesivos para estos sistemas responden a la NTC 576.

6.1.1 Método de análisis.

Para analizar el esfuerzo al que se encuentra sometido el adhesivo, se tendrá en cuenta el tramo de sección BC (Véase Figura 67), el cual se encuentra sometido a flexión, generando esfuerzos de cizallamiento en los accesorios extremos. Se calcularán los esfuerzos de cizalla por resistencia de materiales, teniendo en cuenta una carga axial aplicada equivalente a la fuerza cortante en el punto B y el área de contacto entre el adhesivo y la junta.

Figura 67. Configuración de Pórtico Propuesto y fuerza cortante que actúa en él.



Fuente: los autores.

i) Determinación de la carga axial.

Para calcular los esfuerzos que soporta la estructura en los elementos unidos con adhesivo, es necesario encontrar la carga axial a la cual están sometidos. Para ello se soltará la estructura y tendrán en cuenta las cargas cortantes que actúan en los empotramientos B y D, las cuales se determinaron en el análisis de pórticos para el marco estructural teniendo en cuenta que para el estado de esfuerzo estudiado los diferenciales de esfuerzo correspondientes son equivalentes en el punto B.

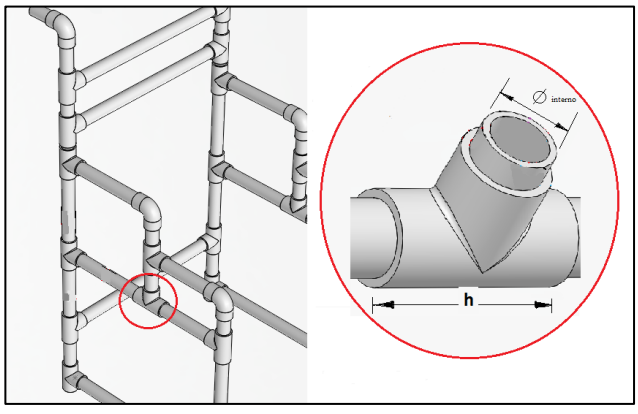
Se tiene un valor de cortante máximo en los extremos B y C de 196,2 N.

$$V_{máx} = 196{,}2\ N$$

ii) Cálculo de esfuerzo de cizallamiento.

El área de cizallamiento corresponde a la superficie de contacto entre el adhesivo y la junta, que para el caso será uno de los lados de la unión tipo T, tal y como lo ilustra la Figura 68.

Figura 68. Adhesivo en unión



Fuente: los autores.

El accesorio tipo T consta de tres lados con las siguientes características:

$D_{int} = 26.67\text{x}10^{-3}\ m$

$h: profundidad\ de\ extremo\ a\ tope = 14\ \text{x}\ 10^{-3}\ m$

Se calcula el área de cizallamiento a partir de la Ecuación 63:

$$A = 2\pi rh \qquad (63)$$

$$A = 2\pi \frac{D_{int}}{2} h = \pi D_{int} h$$

$$A = \pi(26.67\text{x}10^{-3}\ m\ )(14\text{x}10^{-3}\ m)$$

$$A = 1{,}173\ \text{x}10^{-3}\ m^2$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento a partir de la Ecuación 64, con F = $V_{máx}$:

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad (64)$$

$$\sigma = \frac{196{,}2\ N}{1{,}173\ \text{x}10^{-3}\ m^2} \approx 0{,}167\ MPa$$

El valor obtenido para el esfuerzo de cizalla en el accesorio tipo T, es de aproximadamente $0{,}2\ MPa$ en la zona más crítica del pórtico, el cual corresponde casi al 10% de la resistencia a la cizalladura de $3{,}16\ MPa$ obtenido en los ensayos de resistencia del adhesivo (véase anexo 3).

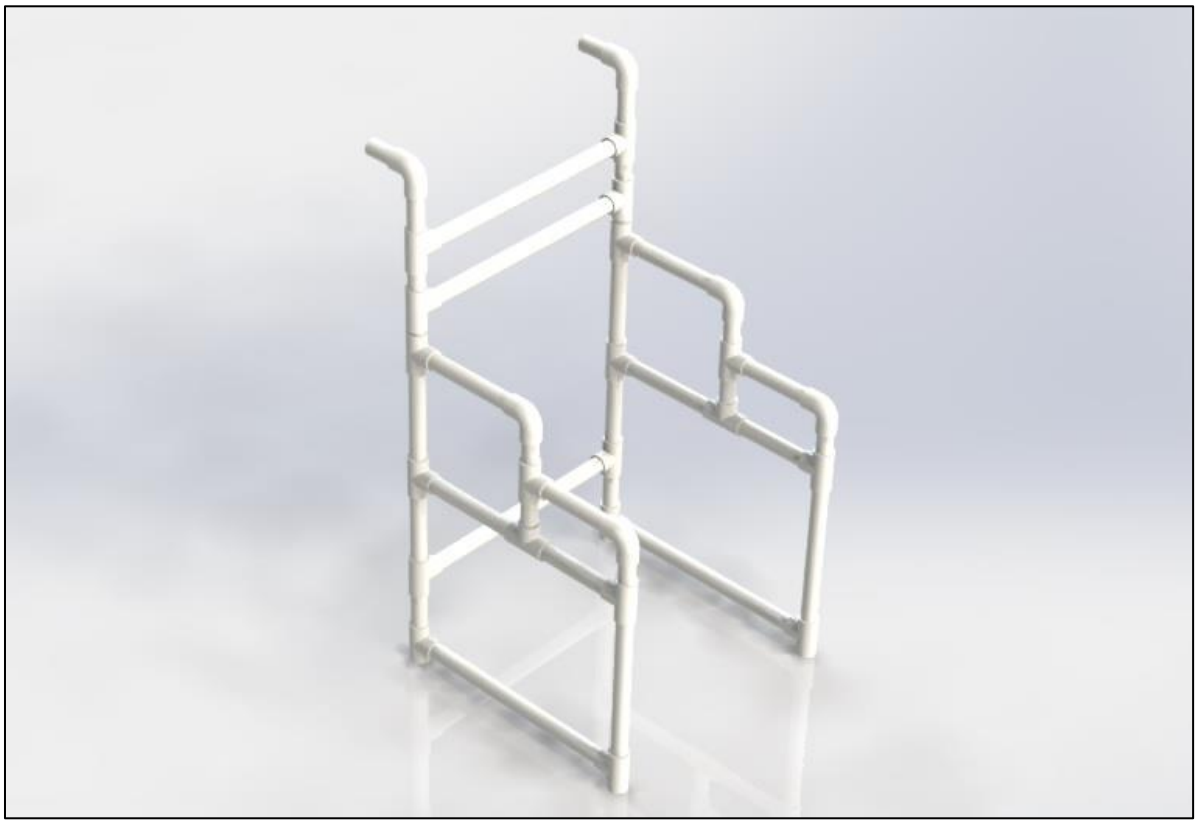
Se puede decir que para las condiciones de esfuerzos estudiadas, el adhesivo soportará las cargas cortantes que se presentan en él. Lo anterior permite concluir que el adhesivo cumple con las consideraciones propuestas para el diseño.

7 SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA EN SOLIDWORKS ®

7.1 MODELO CAD DE LA ESTRUCTURA PROPUESTA

Se presenta a continuación el diseño por computadora de la estructura en PVC, que se propone para el dispositivo.

Figura 69. Modelo propuesto para la estructura del dispositivo.



Fuente: Los autores

7.2 EFECTO DE LAS CARGAS QUE ACTUARÁN EN LA ESTRUCTURA

Se analizan los efectos generados por las cargas verticales, producto de la masa del usuario y la aceleración de la gravedad, esta carga, denominada comúnmente como carga viva, es la que actuará en mayor medida en la estructura, y presentará los esfuerzos máximos en ella, también se tendrá en cuenta el comportamiento de la estructura ante las cargas horizontales debidas a la componente acostada del peso generada por el dorso, como se expone en el capítulo anterior.

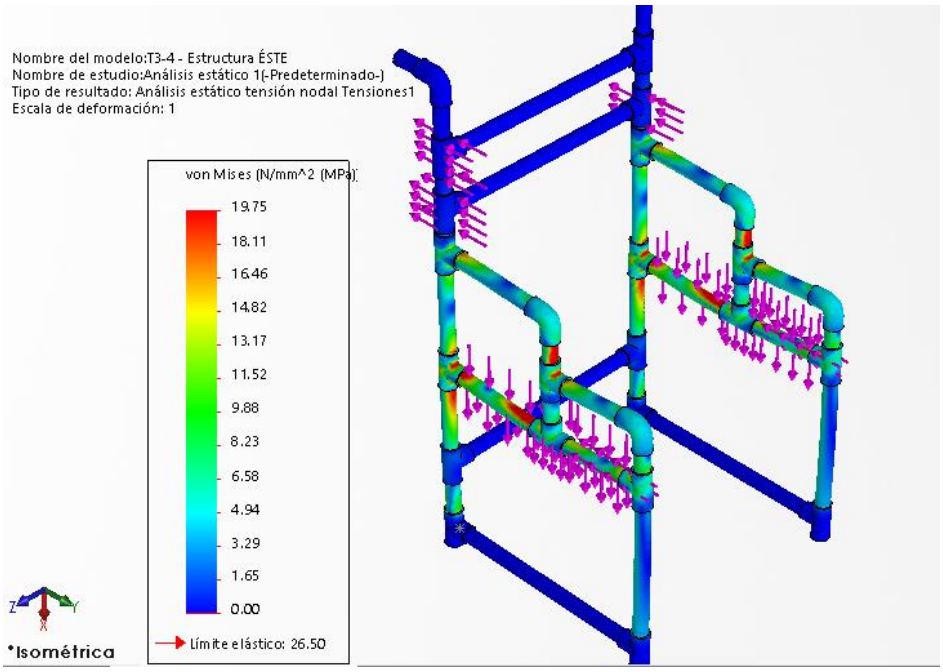
Las variables que se desean obtener son:

- Tensiones máximas de Von mises
- Factor de seguridad
- Desplazamiento de elementos
- Deformaciones unitarias del material
- Comportamiento ante fatiga

7.2.1 Tensión máxima de Von Mises.

Para el marco estructural propuesto se analiza el ensamble en el gestor de simulación de SOLIDWORKS ® recreando las condiciones de trabajo; para ello se establecen cuatro apoyos fijos en la parte inferior de la estructura y se localizan cargas distribuidas en los soportes para el asiento en dirección descendente, las cuales corresponden a la acción generada por la masa del usuario, es decir 80 kg. De igual forma se fijan cargas horizontales en los soportes para el espaldar, correspondientes a la componente horizontal del peso producido por la masa de 9,7 kg.

Figura 70. Simulación de esfuerzos de von mises para la estructura del dispositivo.



Fuente: Los autores

Los resultados que se aprecian en la Figura 70, muestran un rango de esfuerzos que va desde cero hasta 19,75 MPa, éste último correspondiente al esfuerzo máximo que se

genera en la estructura bajo las condiciones establecidas y se presenta en las uniones, debido a que son puntos “concentradores de tensiones”.

Como se pudo mostrar en el capítulo 4, los momentos máximos en el sistema se presentan en los extremos que corresponden a uniones tipo Tee, debido a esto, en dichos extremos se concentran los mayores esfuerzos, tal y como indica la Figura 70.

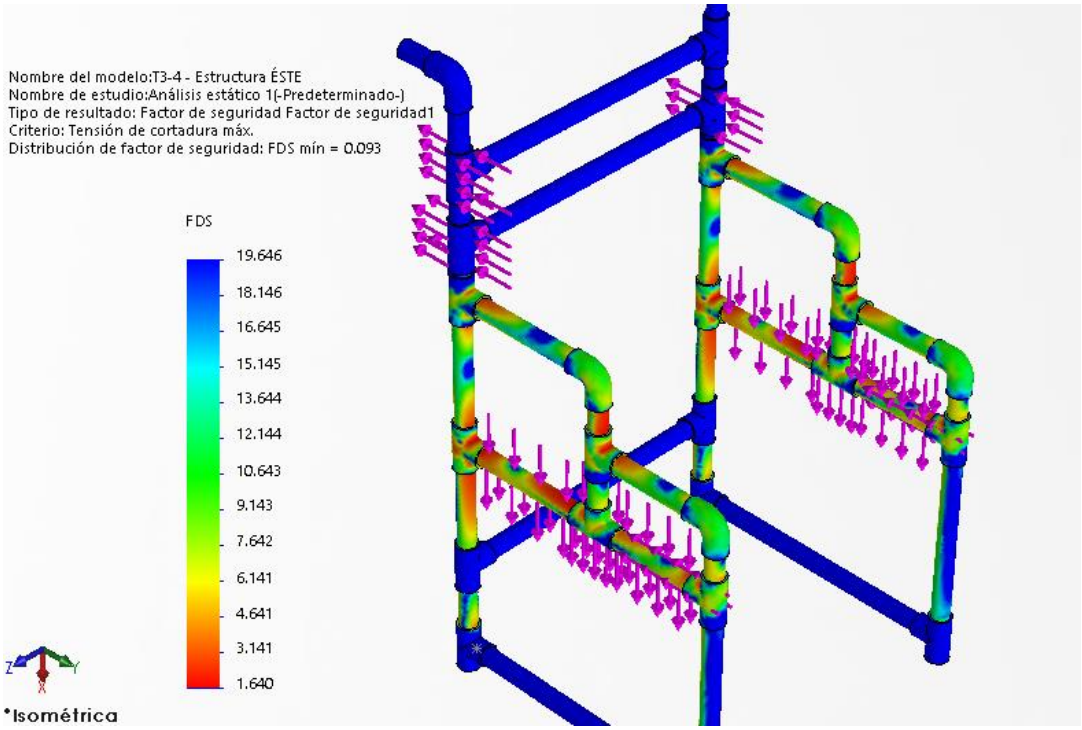
Como se mencionó anteriormente, el máximo valor de esfuerzo producido en la estructura corresponde a 19,75 MPa, sin embargo este valor puede verse alterado por la concentración de esfuerzos debido a los cambios de sección que se presenta en la unión tubo - accesorio, no obstante éste valor aceptable, pues no excede la resistencia a la fluencia del material, asegurando que la estructura no fallará bajo las condiciones de trabajo establecidas.

7.2.2 Factor de Seguridad.

Anteriormente se mencionaron los puntos en los cuales se generan los mayores momentos y por ende los esfuerzos más importantes. Es de esperarse que, en estos puntos, los factores de seguridad correspondientes sean menores, lo cual no es inconveniente siempre y cuando sean mayores a la unidad (fs >1).

Los resultados obtenidos en la simulación que nos proporcionan el factor de seguridad mínimo, presentan un valor de aproximadamente 1.6 en las zonas concentradoras de esfuerzo (véase Figura 71). Este valor garantiza que existe un margen de confianza en que la estructura no sufrirá fallos debidos a las cargas de trabajo estimadas.

Figura 71. Simulación de factor de seguridad para la estructura del dispositivo.



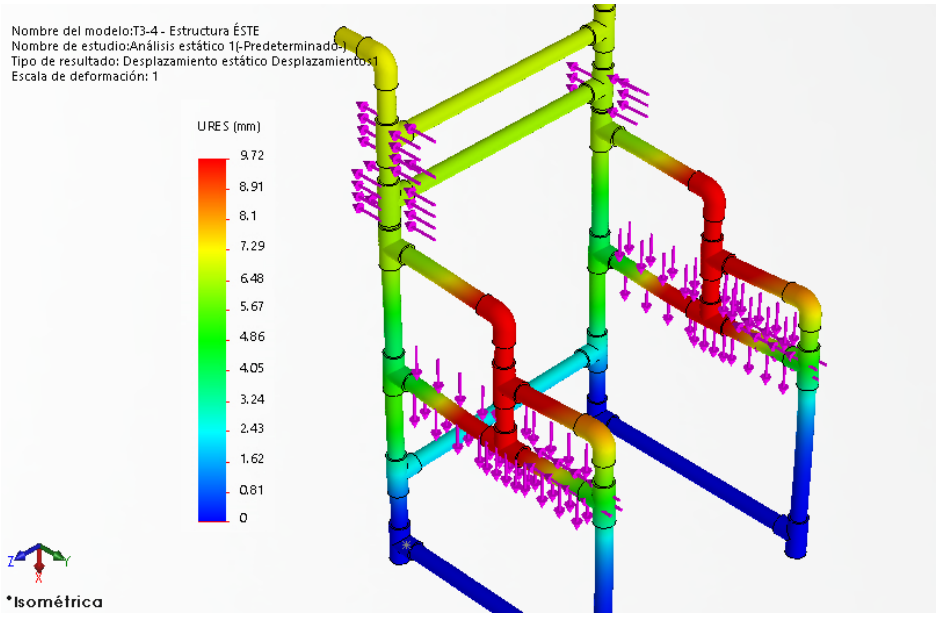
Fuente: Los autores

7.2.3 Desplazamiento de Elementos.

Como es de esperarse, la zona que presenta mayores desplazamientos está ubicada en la parte vertical de los apoyabrazos. Estos se originan debido a que las cargas tienden a flectar los apoyos para el asiento, tensionando el soporte vertical de los apoyabrazos hasta deformarlo a un tope máximo de poco menos de 10 mm.

La región de mayor desplazamiento se puede apreciar en la Figura 72, demarcada en los apoyabrazos. La carga viva flecta los apoyos para el asiento desplazándolos hacia abajo y como estos se encuentran ensamblados con el soporte vertical de los apoyabrazos, estos estarán sometidos a una tensión que los deforma y desplaza verticalmente.

Figura 72. Simulación de desplazamiento para la estructura del dispositivo.

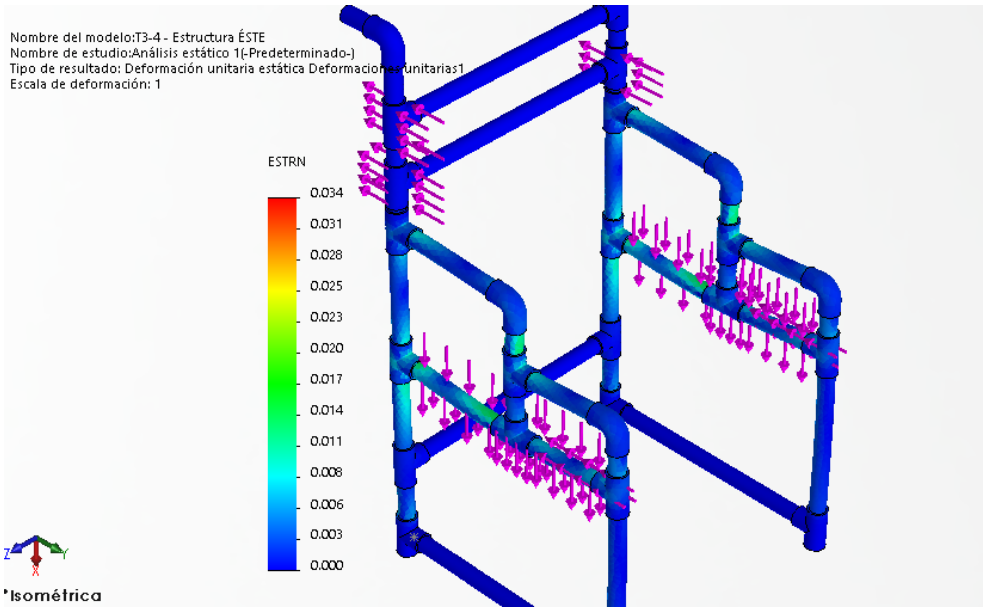


Fuente: Los autores.

7.2.4 Deformaciones unitarias del material.

Se puede apreciar la relación existente entre la deformación total y la longitud inicial del elemento. Es posible observar en la Figura 73, que los tonos se tornan más intensos en las regiones de los apoyabrazos y parte en los apoyos para el asiento, denotando mayores grados de deformación unitaria. El mayor registrado corresponde a 0,034 mm/mm y se presenta en los soportes verticales intermedios de los apoyabrazos, elementos que se encuentran sometidos a tensión y como se mencionó en el ítem anterior se están desplazando debido a la carga viva.

Figura 73. Simulación de deformación unitaria para la estructura del dispositivo.



Fuente: Los autores

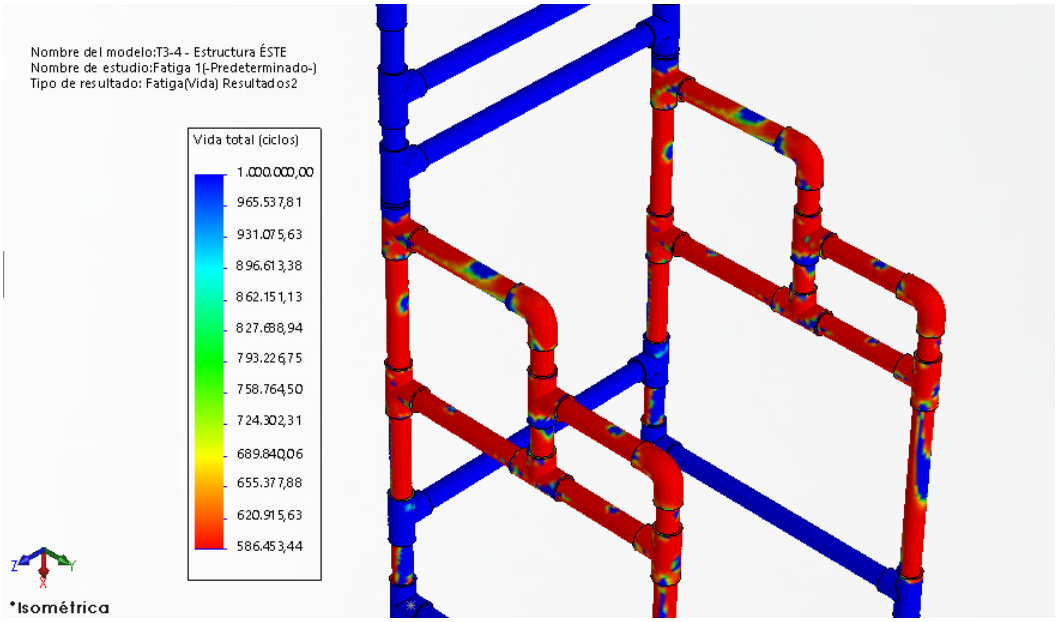
7.2.5 Comportamiento Ante Fatiga.

Se establecen las condiciones de trabajo y el enmallado del CAD. Esta vez se modeló la curva esfuerzo-vida S-N del material, siguiendo el criterio de Vinson.

En la Figura 74, se muestran las regiones que menos ciclos de vida soportaran en la estructura, se aprecia que la zona central regida por los soportes para asiento y apoyabrazos son las más afectadas por la carga viva vertical.

La simulación muestra rangos desde aproximadamente $5{,}9x10^5$ hasta 10^6 ciclos de vida, resultado bastante favorable, pues ubica el prototipo en categorías de alto ciclaje.

Figura 74. Simulación de comportamiento ante fatiga estructura del dispositivo.



Fuente: Los autores

El número mínimo de ciclos obtenido en la zona de mayores esfuerzos se ubica alrededor de los 590.000, valor muy acercado al obtenido por criterio de Vinson en la parte de diseño por fatiga (600.000 aproximadamente), garantizando que la estructura se encuentra dentro del rango de alto ciclaje ($\geq 10^3$).

8 RESULTADOS Y PRUEBAS

8.1 VALIDACIÓN EN CAMPO.

8.1.1 Descripción del Prototipo.

El prototipo para la configuración de la estructura en la silla de ruedas propuesta, está conformado básicamente por una estructura con tubos y accesorios en material PVC, se utilizó tubería de presión PVC RDE 11 con diámetro de ¾ de pulgada y accesorios PVC SCH 40 de ¾ de pulgada.

Para la construcción de la estructura se implementaron 2 tubos x 3 m PVC ¾ de pulgada presión RDE-11, 8 codos 90°, 20 Tees, 2 tapones, todos los accesorios SC40 de ¾ de pulgada, para su proceso de armado se utilizó soldadura liquida y limpiador PVC; su acabado se dio mediante el proceso de lijado (lija 150), 1 capa de esmalte brillante para PVC, 1 capa de esmalte transparente como fijador.

La silla se apoya en 4 ruedas, un par de ruedas delanteras de 0,25 m inflables (propulsoras) y un par de ruedas traseras macizas de 0,13 m (direccionales).

Utiliza 2 motorreductores de 24 voltios, 150 rpm, 9,81 N m de torque y 0,5 hp de potencia controlados por puentes H.

8.1.2 Clasificación y estandarización del Prototipo.

De acuerdo a la NTC 4268 “Sillas de ruedas. Clasificación por tipo con base en características de aspecto” el prototipo responde a las siguientes características:

- Medio de propulsión: se clasifica como “Tipo 9 Electromotor para manejar, conducción energizada”. El prototipo utiliza 2 motores y baterías.

- Área de uso con base en ancho total y los diámetros de la rueda: se clasifica como “Tipo 2 ruedas menores 260 mm y ancho total 400 a 600 mm”. El prototipo tiene ruedas traseras macizas de 152,4 mm y ruedas delanteras motrices de 254 mm.

- Ajuste del asiento y los respaldos: se clasifica como “Tipo 1 asiento de silla no ajustable e inclinación del espaldar no ajustable”. El prototipo desarrollado en material PVC no considera por el momento la posibilidad de ajustarse, por ende, el dispositivo debe fabricarse sobre medida.

- Ajustes del descansabrazos y del reposa pie: se clasifica como “Tipo 1 descansabrazos no ajustable y soporte de apoya pie fijo”. El prototipo por características de su estructura PVC no es ajustable en sus apoya pies y descansabrazos respectivamente.

- Plegabilidad: se clasifica como “Tipo 1 sillas de ruedas rígidas”. El prototipo utiliza una estructura de PVC en forma de marco rígido.

En resumen de acuerdo con las anteriores características el código del prototipo es 9-2-1-1-1 de acuerdo a la NTC 4268.

8.1.3 Revisión de dimensiones y uso.

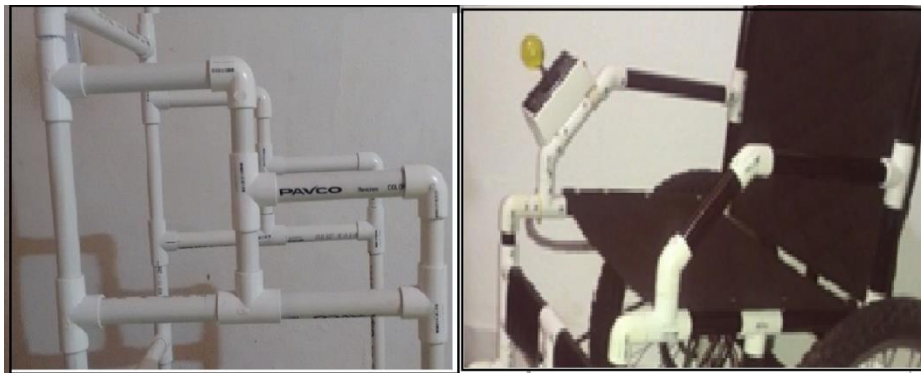
De acuerdo a la NTC 4269 “Sillas de ruedas Tipo. Dimensiones Totales Máximas” se considera que la silla de ruedas está de conformidad con la norma si no excede los siguientes valores: longitud total 1200 mm, ancho total, 700 mm, altura total 1090 mm; el prototipo registró las siguientes dimensiones: longitud total 400 mm, ancho total, 400 mm, altura total 875 mm por lo anterior cumple con las dimensiones especificadas en la

NTC 4269. Respecto a la usabilidad se modificaron ciertos aspectos respecto al primer prototipo estudiado, luego de ser utilizado por una persona con discapacidad:

- El asiento se cambió, pues en el primer diseño estudiado se consideró un asiento flexible hecho de lona, el cual generaba flexión en los perfiles verticales del prototipo. Se implementó un asiento rígido con espesor por debajo de 50 mm, permitiendo a la persona con discapacidad una vez sentado poder aproximarse a una mesa de trabajo o mesones de baño.

- El descansabrazo se modificó dividiéndolo en dos niveles para facilitar el traslado de la persona en situación de discapacitado a la silla. El usuario podrá pasar por encima de uno de los niveles mientras se apoya en el otro y de esta manera acceder fácilmente al dispositivo.

Figura 75. Modificación de apoyabrazos.



Fuente: Los autores.

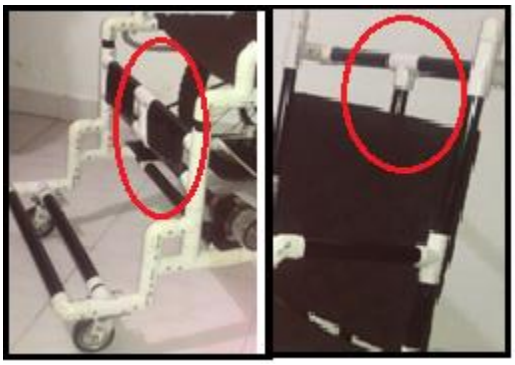
- Se cambió el espaldar manufacturado en lona y soportado por dos soportes verticales por uno rígido. El prototipo estudiado presentaba problemas de desajustes en su estructura, debidos a la flexión generada en sus soportes; esta se atribuye a la implementación de asiento y espaldar fabricados en lona flexibles.

Figura 76. Prototipo estudiado.

Fuente: Arcia 2015.

- Eliminación de soportes innecesarios que generaban incomodidad al usuario tubería o simplemente no soportaban ninguna carga en el prototipo estudiado. (soporte vertical al reverso del espaldar y doble conjunto de tubería ubicado detrás de los músculos gemelos del usuario).

Figura 77. Tramos de estructura eliminados.



Fuente: Los autores.

- Modificación de sistema de transmisión de piñones y cadena, con el propósito de diseñar un prototipo eficiente y seguro para el usuario y evitar accidentes.

Figura 78. Modificación de la transmisión.

Fuente: los autores.

- Cambio de posición de los motores, ubicándolos lo más alejados posibles del dorso del usuario, con el fin de evitar vuelco.

- Disminución del diámetro de las llantas propulsoras para el mejor rendimiento de la velocidad del prototipo y disminución de riesgos de accidentes por la cercanía con las extremidades superiores.

- Eliminación de remaches en la estructura. El prototipo propuesto a diferencia del estudiado presenta menos puntos concentradores de esfuerzos, puesto que se eliminó por completo la implementación de uniones fijas tipo remache y las perforaciones en el marco estructural.

8.1.4 Peso del prototipo.

La versatilidad del material de los prototipos, tanto estudiado como propuesto, permite disminuir el peso de los mismos respecto a materiales convencionales, disminuyendo también la inercia que tienen que romper los motores para generar movimiento,

generando menos consumo de energía. Es importante que el prototipo tenga el peso mínimo posible y en esto el PVC es una gran opción. A continuación en la Tabla 18, se muestra el peso total del prototipo.

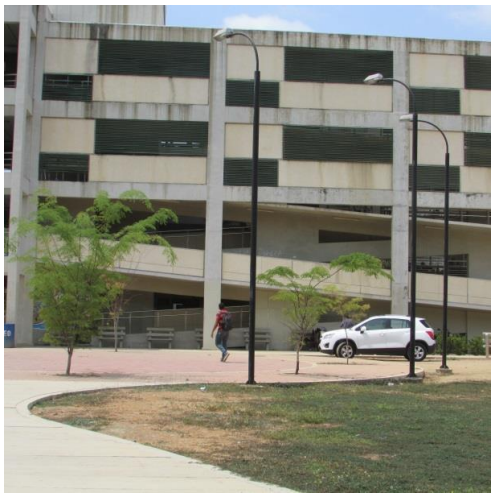
Tabla 18. Peso del prototipo.

DESCRIPCIÓN	Masa (kg)	Peso (N)
Marco estructural	4,5	45
Soporte base (soporte, motores, ruedas)	21,5	211
Baterías y caja soporte	18	177
TOTAL	44	432

8.2 Pruebas de transmisión y potencia en motores.

Las pruebas se realizaron en las inmediaciones de la Universidad de Córdoba en el edificio de la Facultad de Ingeniera, aprovechando la rampa de acceso a los niveles superiores (plano inclinado) y los pasillos del 3 nivel (plano horizontal).

Figura 79. Rampas de acceso edificio de Ingeniería, Universidad de Córdoba



Fuente: Informe técnico silla de ruedas en PVC. Ing G Martinez C. 2016

Las pruebas consistieron en revisar el desempeño del prototipo de acuerdo a las recomendaciones de las NTC, se consideraron acciones como: la estabilidad, utilizando como pista un plano horizontal y un plano inclinado.

Consideraciones:

- masa usuario = 75 kg
- masa de prototipo aproximado = 45 kg
- masa total = 120 kg
- Pista plano inclinado: Rampa peatonal de acceso a la facultad, al 9 %, textura de la superficie: concreto a la vista
- Pista plano horizontal: pasillo de salones tercer nivel de la facultad, textura de la superficie granito pulido.

Figura 80. Pista de ensayos 1 y 2 Rampa al 9% en concreto a la vista.

Fuente: Informe técnico silla de ruedas en PVC. Ing G Martinez C. 2016

Tabla 19. Resultados prueba 1.

Prueba 1: (plano inclinado pendiente = 9 %)	
Longitud de la rampa	22 metros
Tiempo de subida	22 segundos
Tiempo de bajada	18,4 segundos
Velocidad en subida	1 m/s
Velocidad en bajada	1,2 m/s
No presento volcamiento o inestabilidad en el desplazamiento	

Tabla 20. Resultados prueba 2.

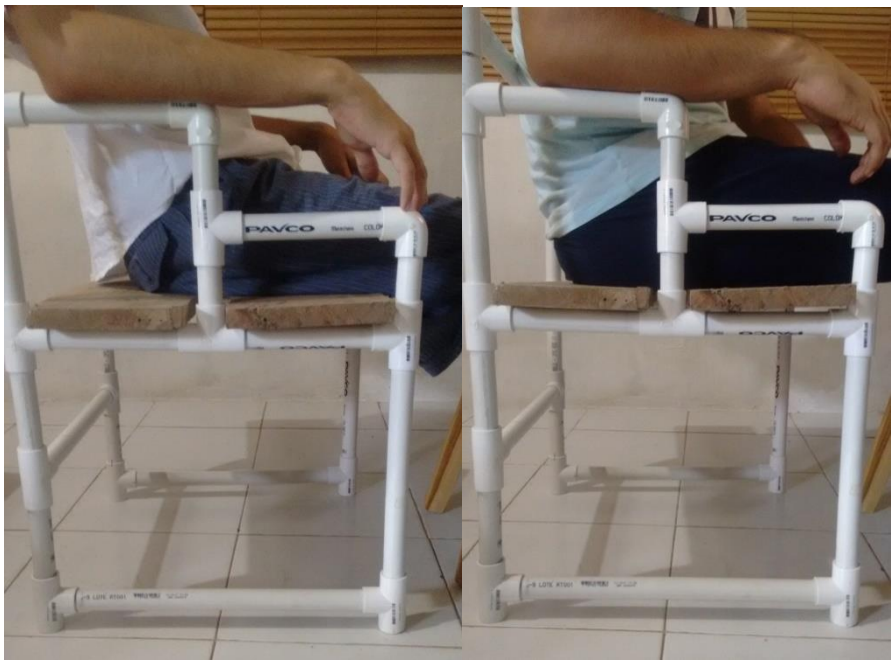
Prueba 2: (plano inclinado pendiente = 9%)	
Longitud de la rampa	5 metros
Tiempo de subida	5,10 segundos
Tiempo de bajada	4,58 segundos
Velocidad en subida	1,02 m/s
Velocidad en bajada	0,96 m/s
No presento volcamiento o inestabilidad en el desplazamiento	

8.3 PRUEBAS DE CARGA ESTÁTICA EN LA ESTRUCTURA.

Para el marco estructural implementado se desarrollaron pruebas aisladas en el prototipo del pórtico únicamente. Las pruebas que se adelantaron consistieron en evaluar sólo la estructura ante la carga viva del peso de dos usuarios independientemente. Se evaluó el comportamiento de la estructura y el adhesivo por inspección visual en diferentes planos de inclinación con pendientes no convencionales con el fin de evaluar si esta fallaba en condiciones de trabajo adversas.

- **Prueba 1:** Estructura sometida a cargas vivas en soportes del asiento y reposabrazos, correspondientes a los pesos del sujeto 1 y 2.

Figura 81. Prueba 1 en plano horizontal.



Fuente: los autores.

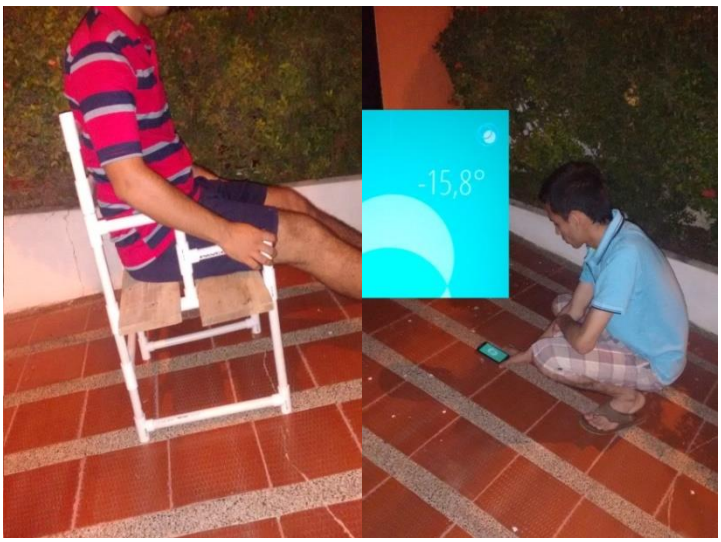
- **Prueba 2:** Estructura sometida a cargas vivas en espaldar correspondientes a los pesos del dorso de los sujetos 1 y 2.

Figura 82. Prueba 2 en plano horizontal.

Fuente: los autores.

- **Prueba 3:** Estructura sometida a carga viva correspondiente al peso del sujeto 2 en una rampa no convencional de 16° aproximadamente.

Figura 83. Prueba 3 en plano inclinado no convencional.



Fuente: los autores.

Resultados y condiciones de prueba:

Masa de sujeto 1: 55 kg

Masa de sujeto 2: 78 kg

Tabla 21. Pruebas en plano inclinado convencional.

Prueba	**Resultado**	
	Sujeto 1	**Sujeto 2**
Prueba 1	Soporta cómodamente la carga	Soporta cómodamente la carga
Prueba 2	Soporta cómodamente la carga	Soporta cómodamente la carga
Prueba 3	Soporta cómodamente la carga	Soporta cómodamente la carga

9 ANÁLISIS Y CONCLUSIONES

9.1 ANÁLISIS Y RESULTADOS

9.1.1 Propiedades del material.

Se realizaron ensayos bajo normas establecidas para la determinación de propiedades mecánicas en tubería de PVC con el fin de fijar valores experimentales de resistencia a la tensión, compresión, fluencia, módulo de elasticidad y resistencia de cizallamiento para el adhesivo usado.

A partir de dichos ensayos se generaron los gráficos esfuerzo-deformación respectivos (ver anexos 1, 2 y 3). Se estimaron valores aproximados de resistencia a la tensión: 31,3 MPa, resistencia a la compresión: 45 MPa, fluencia: 26,5 MPa, módulo de elasticidad aproximado: 2,04 GPa y resistencia al cizallamiento del adhesivo: 3,16 MPa. Los resultados obtenidos se consideran aceptables, pues están dentro o se aproximan a los rangos estimados de las propiedades mecánicas del PVC.

Tabla 22. Comparación de propiedades mecánicas experimentales y rangos teóricos.

Propiedad evaluada	Resultado obtenido experimentalmente (MPa)	Rango teórico[60] (MPa)
Resistencia a la tensión	31	29-58
Resistencia a la compresión	45	53-58
Módulo de elasticidad	2040	2517-2989
Fluencia	26,5	20 - 55[61]

[60] Rangos Promediados de Catálogos Comerciales disponibles en:
http://www.pvc.org/en/p/pvc-strength
http://www.plasticbages.com/caracteristicaspvc.html
http://www.vinidex.com.au/technical/material-properties/pvc-properties/

9.1.2 Estructura.

Se analizaron las estructuras básicas (Pórticos sencillos) de los dos prototipos en cuestión, obteniendo valores de esfuerzos normales y cortantes máximos bajo las mismas condiciones de trabajo, como se muestra en el comparativo de la Tabla 23.

Tabla 23. Comparativo de esfuerzos máximos presentes en los dos prototipos.

Estructura	Esfuerzo normal máximo (MPa)	Esfuerzo cortante máximo (MPa)
Prototipo estudiado	11,51	3,67
Prototipo propuesto	12,16	3,63

Se muestra que para la estructura del prototipo estudiado, los esfuerzos normales y cortantes presentes, correspondientes a las condiciones de trabajo, son menores respecto a la estructura del prototipo propuesto, puesto que el estudiado incluye soportes verticales adicionales en el punto medio de los perfiles laterales de la estructura. Estos ayudan a contrarrestar la carga viva aplicada correspondiente al peso del usuario, disminuyendo la flexión generada por dicha carga en los soportes para el asiento.

El prototipo de la estructura propuesta soporta las cargas a la que es sometida y evita la utilización de dos pares de accesorios tipo Tee adicionales, los cuales concentran esfuerzos agregados a los calculados; también facilita el ensamble, mostrando una estructura más simple y disminuyendo los tiempos de acople.

[61] Valores Para Fluencia Disponibles en:
http://www.plasticos-mecanizables.com/plasticos_pvc_rigido.html
http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/PVC/PVCprop/dtecnicos.htm

Aparte de la eliminación de los soportes verticales en el perfil del prototipo propuesto respecto al estudiado, también se modificaron las dimensiones del mismo, sin salir de los lineamientos antropométricos establecidos que competen al tamaño de las sillas de ruedas, teniendo en cuenta sugerencias de usuarios que avaluaron el primer prototipo; esto con el propósito de hacer una estructura más maniobrable, compacta y adaptable al entorno. También se eliminó el espaldar flexible y se reemplazó por uno rígido, evitando momentos flectores en los dos soportes verticales de los apoyos para la espalda, problema evidente en la primera estructura.

El nuevo diseño de los apoyabrazos facilita al usuario acceder y descender más cómodamente de la silla, pues consta de dos niveles: superior e inferior, este último permite que el usuario pueda pasar sobre él, al momento de subir o bajar, mientras el nivel superior le ofrece apoyo.

9.1.3 Motores.

En la sección de cálculo para potencia y selección de los motores se establece que la potencia mínima requerida para generar movimiento en la silla en un plano horizontal es de 0,27 hp, mientras que para un plano inclinado máximo de 24° corresponde 0,24 hp, para mantener el torque, sin embargo, se reduce la velocidad a 1 m/s suficiente para subir pendientes de manera segura.

9.1.4 Simulación.

Los resultados mostrados en la sección de simulación para el prototipo propuesto validan los calculados en los elementos estructurales y se considera que se encuentran dentro de rangos aceptables para la aprobación del mismo. Sin embargo, el análisis

arroja resultados alejados a los calculados para los factores de seguridad mínimos; mientras los calculados muestran un resultado menor de 2.16 ante una condición extrema de carga, los arrojados por el software muestran un factor de seguridad mínimo de aproximadamente 1.6. En los cálculos de factores de seguridad y esfuerzos máximos no se tienen en cuenta los accesorios, sino como nodos en los cuales convergen más de dos elementos. Pese a que la malla utilizada para analizar los accesorios fue fina para simular un punto, los modelos no dejan de ser solidos con cambios de sección o regiones concentradoras de esfuerzos, las cuales la simulación analiza sin discriminar.

El comportamiento a la fatiga se aproxima bastante a los obtenidos en los cálculos y se valida que en condiciones normales de trabajo soportará una vida de alto ciclaje; no obstante, las propiedades del material varían con el tiempo y los cambios de humedad y temperatura, por ende, no es posible garantizar su comportamiento ante condiciones fuera de del rango entre 20 y 30 °C.

9.1.5 Transmisión.

Los cálculos mostrados para la transmisión del primer prototipo muestran que en un plano horizontal y con una potencia máxima de los motores usados, la velocidad máxima obtenida en el dispositivo es de aproximadamente 1,2 m/s. Dentro de los lineamientos propuestos en ambos prototipos se establece una velocidad máxima de operación de 2 m/s, por esto se afirma que la transmisión no es la que mejor se ajusta a los objetivos propuestos para el prototipo.

9.2 CONCLUSIONES.

- Los motores y la transmisión evaluados en el primer prototipo no cumplen con los requerimientos establecidos inicialmente, pues no permiten al usuario partir desde el reposo sin ayuda debido a la poca potencia de los motores usados. Para los propósitos de velocidad máxima establecidos de 2 m/s, es necesaria una potencia mínima de motores por encima de 0,27 hp.
- Se garantiza que las estructuras en PVC de presión de diámetro de ¾ de pulgada y RDE 11 analizadas en este documento no fallarán estáticamente bajo las condiciones indicadas y que el material soportará una vida de alto ciclaje, más no se asegura el comportamiento de ellas ni del adhesivo en condiciones adversas como: cambios de temperatura, cargas mayores a 80 kg o impactos.
- Se establecen propiedades mecánicas suficientes para la tubería de presión PVC fabricada bajo la norma NTC 382, en condiciones normales y sin averías, correspondientes a: resistencia a la tensión de 31 MPa, resistencia a la compresión de 45 MPa, módulo de elasticidad de 2.040 MPa y límite de fluencia de 26,5 MPa. De igual forma se constituye un valor aproximado para la resistencia al cizallamiento del adhesivo PVC diseñado bajo la NTC 576 en el orden de los 3,16 MPa.
- Las simulaciones usando el software CAE SolidWorks® se acercan a los resultados calculados para cargas estáticas verticales y horizontales presentes en la estructura, fatiga ante dichas cargas y factores de seguridad, validando así los resultados obtenidos. Cabe resaltar que los resultados son confiables debido a la naturaleza de las cargas dadas en un solo plano, lo cual reduce los tensores de Von Mises a diferenciales planos con solo dos componentes rectangulares.

- El PVC es una opción viable desde el punto de vista técnico para usarse como material base en la fabricación de estructuras para sillas de ruedas, siempre y cuando los esfuerzos a los que será sometida no excedan el límite de fluencia del material.
- La estructura propuesta cumple los lineamientos establecidos inicialmente, facilita al usuario su acceso a este dispositivo en mayor medida que el primer diseño y se encuentra dentro de los principios establecidos legalmente en cuanto a comodidad, dimensionamiento y funcionalidad se refiere.

10 COSTOS DEL DISPOSITIVO.

10.1 COSTOS Y FUENTES DE FINANCIACIÓN.

Tabla 24. Costos estimados para el diseño y la construcción del prototipo

RECURSOS	Descripción	Valor Total
Recurso Humano	Autores	-
Técnico	- Catalogo Tubería y accesorios. - Datos suministrados por distribuidores de los motores. - Norma ASTM D-638; D-695 (Propiedades mecánicas PVC)	- $ 150.000 COP
Materiales	-Estructura (tubería PVC, adhesivo, accesorios) -Transmisión (motores, llantas)	- $ 69.600 COP - $ 536.000 COP
Total		$ 755.600 COP

Tabla 25.Costo estimado de la estructura.

Ítem		unid	Costo unitario	Costo total
1	Tubería PVC ¾" RDE 11 x 1 m	6	$4.700	$28.200
2	Accesorio PVC Tee SCH 40 ¾"	20	$900	$18.000
3	Accesorio PVC codo 90° SCH 40 ¾"	6	$800	$4.800
4	Adhesivo solda max PVC 1/16 galón	1	$13.000	$13.000
5	Esmalte removedor PVC 1/64 galón	1	$5.600	$5.600
			Total: $69.600	

*Los precios están basados en el costo hasta Agosto de 2016, Cabe resaltar que para una producción de más de una silla, estos valores se reducirían.

10.2 COMPARACIÓN DE COSTOS ENTRE SILLA CONVENCIONAL Y PROTOTIPO DESARROLLADO.

Característica	RV1.0	INVACARE R51 LXP[62]	MM FS-110A[63]	Permobil C350 PS[64]
Liviana (<40 kg)	✓	×	✓	×
Desmontabilidad	Dos partes	×	×	×
Carga máxima (kg)	130	550	100	140
Pot x2 Motores (W)	201	650	200	250
Vel máxima (km/h)	7,2	9,7	9	10,4
Plegable	×	×	✓	✓
Ajustable	Sobremedida	×	×	✓
Precio	$ 1.000.000	$ 2.500.000 (usada) Hasta $12.000.000	$ 6.850.000	$ 12.000.000

FS-110A

R51 LXP

RV-1.0

C350 PS

[62] http://www.invacare.com/cgi-bin/imhqprd/inv_catalog/prod_cat_detail.jsp?s=0&prodID=R51LXP&catOID=-536887496
[63] http://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-426119595-silla-de-ruedas-electrica-fs-110a-_JM
[64] http://www.medicaleshop.com/permobil-c350-ps-power-wheelchair.html

10.3 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.

Tabla 26. Cronograma de actividades.

ACTIVIDADES	MESES																							
	1				2				3				4				5				6			
	SEMANAS																							
Recolectar y analizar los datos.																								
Calcular las cargas presentes en la Silla.																								
Diseñar la silla de ruedas.																								
Simular el comportamiento bajo cargas estáticas.																								
Analizar la viabilidad técnica-económica.																								
Construir el prototipo																								
Ensamblar la Silla y el sistema de control																								
Realizar pruebas de resistencia y control																								
Presentar informe técnico																								
Presentar resultados																								

11 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

[1] DANE. (2005). *Identificación de las personas con discapacidad en los territorios desde el rediseño del registro*. Obtenido de: https://www.dane.gov.co/files/censo2005/discapacidad.pdf

[2] DANE. (2008). *Identificación de las personas con discapacidad en los territorios desde el rediseño del registro*. Obtenido de: https://www.dane.gov.co/files/censo2008/discapacidad.pdf

[3] DANE. (2005). *Departamento Administrativo Nacional de Estadistica*. *Población con registro para la localización y caracterización de las personas con discapacidad.* Obtenido de: http://www.dane.gov.co/index.php/poblacion-y-registros-vitales/discapacidad

[4] Concejo municipal de Montería (2012). Plan de desarrollo económico, social y de obras públicas del municipio de montería para el período 2012 – 2015. Obtenido de: http://www.monteria-cordoba.gov.co/docs/PLAN%20DE%20DESARROLLO%202012-2015.pdf

4 Concejo municipal de Montería (2012). Plan de desarrollo económico, social y de obras públicas del municipio de montería para el período 2012 – 2015.Obtenido de: http://www.monteria-cordoba.gov.co/docs/PLAN%20DE%20DESARROLLO%202012-2015.pdf

[6] Obtenido de: http://www.monteriacordoba.gov.co/docs/PLAN%20DE%20DESARROLLO%202012-2015.pdf

[7] OMS. (2008) *Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos. ISBN 978 92 4 154748 2*

[8] Brutti, C. B., Sattler, A. J., Cuesta, J. A., Canavelli, A. R., & Bruno, C. (2005). *Motorización de sillas de ruedas convencionales*. *GEIC.* Universidad de EntreRios Argentina. Obtenido de: http://www.bioingenieria.edu.ar/grupos/geic/biblioteca/Trabypres/T06TCAr06.pdf

[9] *fundacion open wheelchair*. (2105). Recuperado el 28 de 05 de 2015, de http://openwheelchair.org/

[10] GRUPO GIREF. (2014). Silla de ruedas eléctrica. *Periodico Ingeniemos (Version impresa)*.Medellín,Colombia p.8 ISSN22487170 Obtenido de: http://ingenieria.udea.edu.co/portal/ingeniemos/versionimpresa/200703/pag8.pdf

[11]Herrera , P., & Mayoral , D. (2011). *Ergonomia para la discapacidad. Una propuesta de silla de ruedas ergonómica y económica. Arquetipo*, p.95-108. Recuperado el 28 de 05 de 2015, de http://biblioteca.ucp.edu.co/ojs/index.php/arquetipo/article/download/531/496

[12]Prada, F. (2012*). Diseño de un sistema que facilite la movilidad de personas en sillas de ruedas en Bogotá.* Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá, Colombia.

[13] Verswyvel, S (2009). *Una ciudad para todos*, Bogotá, Colombia. Recuperado de: www.silladeruedasengestion.com documento: uptc_prueba1finale.pdf

[15] GRUPO GED,. (2011). *Diseño para la inclusion social silla de ruedas PROAID.* Proyecto de investigacion, Universidad Pontificia Bolivariana, Antioquia, Medellin. Recuperado de http://sid.uncu.edu.ar/sid/wp-content/uploads/2011/04/Gustavo-Sevilla-SILLA-DE-RUEDAS-PROAID.pdf

[16] Mora, J & Salazar, D. (2014). Diseño e implementación de sistemas de propulsión y control para silla de ruedas. Universidad tecnológica de Pereira. Obtenido de: http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/11059/4352/1/629475M827.pdf

[17] Arcia, J. (2015). Creación de una silla de ruedas eléctrica de bajo costo controlada por un dispositivo manual y móvil con sistema operativo Android. Universidad de Córdoba.

[18] ISO (2007) Technical aids for persons with disabilities - Classification and terminology.

[19] Scherer MJ (2002). The change in emphasis from people to person: introduction to the special issue on assistive technology. Disability & Rehabilitation, 24:1–4.

[20] The Persons with Disabilities (Equal Opportunities, Protection of Rights & Full Participation) Act, 1995. New Delhi, Ministry of Social Justice and Empowerment, 1995 (http://socialjustice.nic.in/disabled/welcome.htm, visité le 11 Mars 2008).

[21] Productos Nacobre SA (2004). Criterios de diseño para redes de agua potable. Mexico.

[22] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p164.

[23] Tyres-Online The Benefits of Silicain Tyre Design.2011. http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_tireefficiency_jun2011.pdf

[24] Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy: Informing Consumers, Improving Performance – Special Report 286. National Academy of Sciences, Transportation Research Board (PDF)

[25] OMS. (2008) Pautas para el suministro de sillas de ruedas manuales en entornos de menores recursos.

[26] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p202.

[27] American Chain Association *ACA*, (1982). Chains for Power Trasmission and Materials Handling. USA.

[28] Srivastava & Gope (2007). Strength of Materials. Prentice-Hall, pag 73.

[29] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p164.

[30] Uribe, J. (2000). Análisis de Estructuras. 2 (Ed). Editorial Escuela Colombiana de Ingeniería Ecoe. Bogotá. p202.

[31] Donskoy, D. (1982). Biomecánica con fundamentos de la técnica deportiva. Habana: Pueblo y Educación. La Habana, cuba.

[32] Hibbeler R.C. (2010). Ingeniería Mecánica – Dinámica. Ed 12. México D.F. Prentice Hall. p107.

[33] CIM (2016). Análisis Estructural I. Prontuario Para Cálculo de Estructuras. Cap 3, pag 45. Disponible en: https://cimo5o4aestruct1.wikispaces.com

[34] ASTM (2002). D695, Standart Test Method for Compressive Propierties of Rigid Plastic

[35] Donskoy, D. (1982). Biomecánica con fundamentos de la técnica deportiva. (A. Ferrero, Ed., & M. Santos Amigo, Trad.) La Habana, Cuba.

[36] S. Joseph and P.S. Leevers, *Failure Mechanics of uPVC Cyclically Pressurized Water Pipelines*, Journal of Materials Science, **20**, 237-245 (1985).

[37] A.P. Moser, S.L. Folkman, and J.D. Jeffrey, *New Design Guidelines for Fatigue Failure in PVC Pipe*, Utah State University: Logan, UT. p. 16.

[38] Jeffrey, J. Moser, A. Folkman, S. (2004) Long Term cyclic testing of PVC pipe. . Utah. Utah State University. Recuperado de: https://www.researchgate.net/publication/228974262_Long-Term_Cyclic_Testing_of_PVC_Pipe

[39] Gordon, David W.(2004) Bicycling Science. Cambridge, Mass. : MIT Press

[40] Gordon, David W.(2004) Bicycling Science. Cambridge, Mass. : MIT Press

[41] Rangos Promediados de Catálogos Comerciales. Disponibles en:
http://www.pvc.org/en/p/pvc-strength
http://www.plasticbages.com/caracteristicaspvc.html
http://www.vinidex.com.au/technical/material-properties/pvc-properties/

[42] Valores Para Fluencia Disponibles en:
http://www.plasticos-mecanizables.com/plasticos_pvc_rigido.html
http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/PVC/PVCprop/dtecnicos.htm

[43] http://www.invacare.com/cgiin/imhqprd/inv_catalog/prod_cat_detail.jsp?s=0&prodID=R51LXP&catOID=-536887496

[44] http://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-426119595-silla-de-ruedas-electrica-fs-110a-_JM

[45] http://www.medicaleshop.com/permobil-c350-ps-power-wheelchair.html

ANEXOS

Anexo 1.Informe de ensayo de tensión en tubería de PVC para presión.

INFORME DE ENSAYO DE TENSIÓN A TUBERÍA DE PVC PARA PRESIÓN

Se realizó el ensayo de Tensión en tubería de presión de ½" con el fin de determinar su resistencia última antes de que presente deformación plástica.

Desarrollada la práctica en el Laboratorio de Materiales del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba.

Según ASTM D638 Standart Test Method for Tensile Properties of Plastics

Terminología (Disponible en ASTM D883)

Esfuerzo nominal o de ingeniería: resultado de dividir la carga P aplicada entre el área Ao de la sección transversal original del espécimen.[1]

Fluencia: un ligero aumento en el esfuerzo más allá del límite elástico provocará un colapso del material y que se deforme permanentemente. [1]

Deformación por tensión: Aumento de la longitud respecto a la longitud de referencia de la probeta de ensayo, debido a una carga de tensión. Se expresa en unidades de longitud.

Esfuerzo último: cuando la fluencia ha terminado, puede aplicarse más carga a la probeta, resultando una curva que se eleva continuamente, pero se va aplanando hasta llegar a un esfuerzo máximo.

Resistencia a la tensión: Capacidad máxima de carga que soporta un material antes de llegar a su límite de ruptura.

Significado y uso.

Este método de ensayo está diseñado para obtener datos sobre las propiedades a tensión y especificaciones de los materiales plásticos.

Estos datos también son útiles para la caracterización cualitativa de los materiales plásticos para investigación y desarrollo.

Para diversos materiales, es necesario el uso de este método de ensayo, pero con algunas modificaciones de procedimiento. Por lo tanto, es aconsejable referirse a las especificaciones del material antes de utilizar este método de ensayo[2] (ASTM D638).

Las propiedades de tracción pueden variar dependiendo la preparación de las muestras, la velocidad y las

[1] R. C. Hibbeler (2006). Mecánica de materiales. México. Prentice hall.inc

[2] ASTM D638(2010) Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics. Pag 2

condiciones ambientales al momento de la prueba.

Se debe tener cuidado para asegurar el máximo grado de uniformidad de la muestra, ya que puede presentarse falla por zonas en las cuales varíe una mayor diferencia en la dimensión del diámetro de ésta.

Equipo.

Maquina universal de ensayos universidad de Córdoba (Figura 1)*:* permite controlar la velocidad de movimiento de las mordazas. Comprende básicamente una válvula reguladora de caudal, un manómetro indicador de presión y un comparador de carátula.

Figura 1. Máquina de Ensayos (Izq) y Mordazas para montaje de probetas.

Regulador de velocidad: permite regular la velocidad de movimiento de las barras móviles respecto a las fijas uniformemente. (1 a 10 mm/min).

Extensómetro: Instrumento de precisión que mide las deformaciones que se producen en las piezas sometidas a esfuerzos de tracción o de compresión, por diferencia de dilatación en ensayos de metales, etc.

Figura 2. Extensómetro.

Mordaza: herramienta que mediante un mecanismo de husillo permite sujetar por fricción la probeta presionándola en forma continua.

Figura 3. Mordazas sujetadoras de probetas para ensayo de tracción.

Probetas para Ensayo

Las muestras a ensayar se pueden preparar mediante operaciones de mecanizado a partir de materiales en hojas, láminas, varillas, tubos,

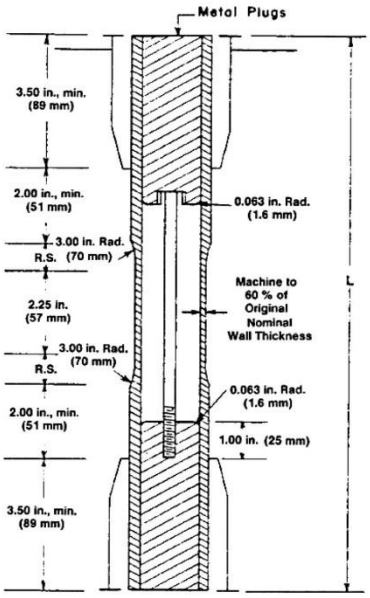
presentaciones similares, o que se pueden preparar por compresión o moldeo por inyección del material a ensayar.

Las probetas estándares para ensayos de tensión en tubos se establece en el aparte 6.2 de la norma ASTM D638 (10)

A continuación, se citará literalmente el ítem 6.2 de la página 3 de la Norma.

"Tubos Rígidos: Las probetas para tubos rígidos deberán ser como las mostradas en la Figura 4. La longitud L, deberá ser similar a la suministrada en la tabla de la figura 4. Se deberá realizar un maquinado alrededor de la superficie exterior de la probeta desde el centro de su longitud, de modo que el espesor de pared de la sección luego de maquinar quede reducido al 60% del espesor inicial (Se desbastará 40% del espesor). El maquinado deberá abarcar una sección recta de 57.2 mm (2.25 in) al final de esta longitud se debe realizar un redondeo en el cambio de sección con un radio de 76 mm (3 in) en cada extremo de la zona maquinada. Se deben ubicar tapones de acero en los extremos de la probeta que estarán en contacto con las mordazas con un diámetro tal que queden ajustados al interior del tubo y una longitud igual a la longitud total de la mordaza más 25 mm (1 in) esto con el fin de prevenir la fractura del material."

Los detalles del ensamble de la probeta de muestras en la figura 4.



DIMENSIONS OF TUBE SPECIMENS

Nominal Wall Thickness	Length of Radial Sections, 2R.S.	Total Calculated Minimum Length of Specimen	Standard Length, *L*, of Specimen to Be Used for 89-mm (3.5-in.) Jaws[A]
mm (in.)			
0.79 (1/32)	13.9 (0.547)	350 (13.80)	381 (15)
1.2 (3/64)	17.0 (0.670)	354 (13.92)	381 (15)
1.6 (1/16)	19.6 (0.773)	356 (14.02)	381 (15)
2.4 (3/32)	24.0 (0.946)	361 (14.20)	381 (15)
3.2 (1/8)	27.7 (1.091)	364 (14.34)	381 (15)
4.8 (3/16)	33.9 (1.333)	370 (14.58)	381 (15)
6.4 (1/4)	39.0 (1.536)	376 (14.79)	400 (15.75)
7.9 (5/16)	43.5 (1.714)	380 (14.96)	400 (15.75)
9.5 (3/8)	47.6 (1.873)	384 (15.12)	400 (15.75)
11.1 (7/16)	51.3 (2.019)	388 (15.27)	400 (15.75)
12.7 (1/2)	54.7 (2.154)	391 (15.40)	419 (16.5)

[A] For other jaws greater than 89 mm (3.5 in.), the standard length shall be increased by twice the length of the jaws minus 178 mm (7 in.). The standard length permits a slippage of approximately 6.4 to 12.7 mm (0.25 to 0.50 in.) in each jaw while maintaining the maximum length of the jaw grip.

FIG. 1 Diagram Showing Location of Tube Tension Test Specimens in Testing Machine

Figura 4. Dimensiones estándar para el ensayo de tensión en plásticos.

Numero de Muestras

Al menos 5 muestras deberán ser ensayadas para el caso de los materiales isotrópicos.

Ítem 7.1 de la Norma (Página 6).

Velocidad del Ensayo

Se escoge la velocidad de ensayo de la Tabla 1, si no existe el material especificado use la velocidad mínima que exhibe la tabla para la geometría usada.

Para un tubo Rígido la velocidad es de 5 ± 25% mm/min.

TABLE 1 Designations for Speed of Testing[A]

Classification[B]	Specimen Type	Speed of Testing, mm/min (in./min)	Nominal Strain[C] Rate at Start of Test, mm/mm· min (in./in.·min)
Rigid and Semirigid	I, II, III rods and tubes	5 (0.2) ± 25 %	0.1
		50 (2) ± 10 %	1
		500 (20) ± 10 %	10
	IV	5 (0.2) ± 25 %	0.15
		50 (2) ± 10 %	1.5
		500 (20) ± 10 %	15
	V	1 (0.05) ± 25 %	0.1
		10 (0.5) ± 25 %	1
		100 (5)± 25 %	10
Nonrigid	III	50 (2) ± 10 %	1
		500 (20) ± 10 %	10
	IV	50 (2) ± 10 %	1.5
		500 (20) ± 10 %	15

[A] Select the lowest speed that produces rupture in ½ to 5 min for the specimen geometry being used (see 8.2).
[B] See Terminology D883 for definitions.
[C] The initial rate of straining cannot be calculated exactly for dumbbell-shaped specimens because of extension, both in the reduced section outside the gage length and in the fillets. This initial strain rate can be measured from the initial slope of the tensile strain-versus-time diagram.

Ítem 8.2 de la Norma (página 6).

Consideraciones

Debido a las características geométricas de la máquina, se redujo la longitud de la probeta a 150 mm (La mitad), también se realizó el maquinado de la probeta y de los tapones.

Figura 5. Probetas para ensayo de Tensión.

El material presenta falla a baja carga en el cambio de sección, debido a que el radio de redondeo es muy pequeño y se presenta una concentración de esfuerzos.

Figura 6. Falla en el cambió de sección.

Ensayadas varias Probetas se producía fractura sin presentarse deformación.

Se procedió entonces a ensayar la tubería sin maquinar la superficie según la Norma Técnica para el ensayo de Tuberías NTE INEN 143 remitiéndose al ítem 7 de ésta, pues resalta que no es necesario maquinar la probeta para realizar el ensayo.

Con referencia a la norma ASTM, se considera que es pertinente realizar modificaciones a las probetas a ensayar *(Ir al caso de la Cita 2);*

El maquinado busca reducir el área de la sección transversal con el fin de obtener la falla a menor carga, el PVC se deforma aproximadamente el 60% de la longitud inicial, y como es de esperarse a mayor espesor, mayor carga requerida

para su deformación plástica (se estirará más la probeta), lo cual haría del ensayo algo más extenso. Se realizó entonces el ensayo, con probetas sin maquinar, previendo una deformación considerable en ellas y se observó un comportamiento más estable a la hora de aplicarles la carga (Figura 7).

Figura 7. Probetas utilizadas para ensayo de tensión

PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Se realizó el ensayo probando cada muestra de la tubería, tal y como se detalla a continuación.

- Se prepararon 5 muestras para el ensayo (Figura 7), con las características dimensionales establecidas en la norma con el fin de someterlas a una carga de tracción constante, cada probeta en su extremo cuenta con tapones de acero que evitan que se fracture al momento de apretar las mordazas.

Longitud calibrada de probetas

$$\boldsymbol{l_o} = 60\ mm$$

Sección transversal

$$\boldsymbol{D_{ext}} = 16{,}1\ mm$$

$$\boldsymbol{D_{int}} = 11{,}9\ mm$$

$$\boldsymbol{A} = 92{,}36\ mm^2$$

- Se configuró la máquina de tal manera que suministrará la carga a una velocidad constante de 5 mm/min aproximadamente.
- Se realizó el montaje de cada muestra en las mordazas (Figura 8)

Figura 8. Probeta montada en mordazas para tracción.

- Se inicia la aplicación de la carga y se registran los valores de fuerza aplicada y deformación reflejada en el material.

Análisis y resultados

- El promedio de las longitudes finales de cada muestra fue:
  - $\boldsymbol{l_f} = 95{,}75\ mm$

El porcentaje de deformación promedio de las probetas fue de:

$$\%\,\mathrm{def} = \frac{95{,}75 - 60}{60} \times 100\%$$

$$\%def = 59{,}58\%$$

- La carga máxima que soporta el material hasta superar su límite elástico es de **26,5 MPa.**
- La falla de las probetas se hizo evidente con la reducción del diámetro que sufrieron al concluir el ensayo. Esta reducción debida a la carga aplicada se dio cerca de la mordaza superior de la máquina, como se muestra en la figura 9.
- La máquina universal de ensayos arroja resultados en tiempo real de carga, esfuerzo, deformación, deformación unitaria y además muestra un gráfico del comportamiento de la carga en relación con la deformación unitaria.
- Una vez concluido el ensayo, se analizaron y promediaron los datos obtenidos para graficar la curva esfuerzo-deformación unitaria que se muestra en la figura 10.

Figura 9. Deformación de la probeta.

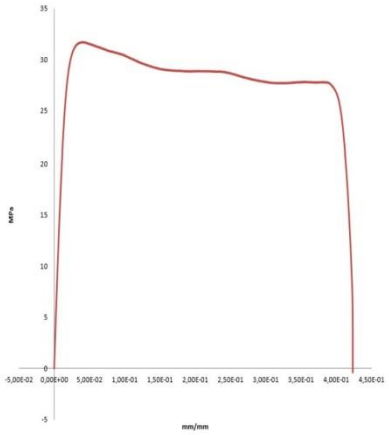


Figura 10. Diagrama esfuerzo-deformación unitaria.

La carga máxima a tensión que soportó el material fue de 3,6 kN, es en este punto donde se genera el mayor esfuerzo correspondiente a la **resistencia máxima a tensión** del material de: 31,8 Mpa.

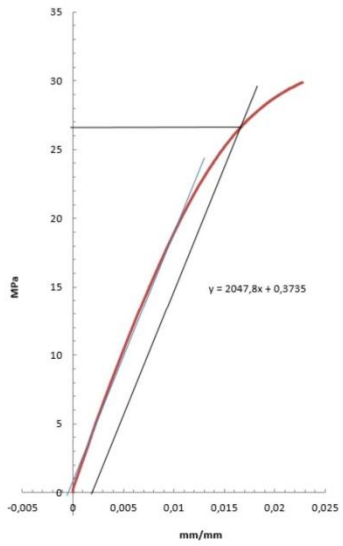
Se determinó el Módulo de elasticidad del material. Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de Young tiene el mismo valor para tracción que para compresión, siendo una constante independiente del esfuerzo siempre y cuando no exceda el límite elástico. El módulo de elasticidad resulta de la pendiente de la región lineal del gráfico esfuerzo vs deformación unitaria, del promedio de los resultados se establece un valor de **2047,8 MPa**

$$E = 2047{,}8\,MPa$$

Según la norma ASTM E501-7 para materiales que no presentan un cambio de pendiente notable en el gráfico

esfuerzo-deformación, se establece que el esfuerzo de fluencia corresponde al punto donde se intercepta una recta paralela a la zona lineal del gráfico que pasa por el valor de 0,02% de deformación unitaria y la curva esfuerzo deformación.

La gráfica esfuerzo deformación obtenida no muestra un cambio de pendiente notable, por ende se encontrará el esfuerzo de fluencia como lo indica la norma. Ver figura 11.



Conclusiones.

- Del gráfico esfuerzo deformación de la figura 11, mediante las indicaciones de la norma ASTM se establece que la fluencia del material corresponde a 26,5 $\boldsymbol{MPa}$

- Se determinó la máxima resistencia del material ante la carga de tensión, la cual es de 31,8 MPa.

$$\boldsymbol{\sigma_{tensión} = 31,8\ MPa}$$

- Se establece el módulo de elasticidad para el material de $\boldsymbol{E = 2047,8\ MPa}$

Bibliografía

- Callister, Jr., William D (2005), *Fundamentals of Materials Science and Engineering* (2ª edición), United States of America: John Wiley & Sons, p. 199.

- J. F. Schackelford, *Introducción a la ciencia de los materiales para ingenieros*, 6ª ed., 2008.

- Beer, F.P.; Johnston, E. R, Dewolf, J. T. Mecánica de Materiales. McGraw-Hill Interamericana, 2007.

Anexo 2. Informe de ensayo de compresión para tubería de PVC para presión.

Oscar Reyes Castellar
Humberto Vega Polo

INFORME DE ENSAYO DE COMPRESIÓN A TUBERÍA DE PVC PARA PRESIÓN

Se realizó el ensayo de compresión en tubería de presión de ¾" con el fin de determinar su resistencia última antes de que presente la falla; o el común "abarrilamiento".

Se llevó a cabo la práctica en el Laboratorio de Materiales del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba.

Según ASTM D695 Standart Test Method for Compressive Propierties of Rigid Plastic

Terminología.

Esfuerzo nominal o de ingeniería: resultado de dividir la carga P aplicada entre el área Ao de la sección transversal original del espécimen.[1]

Fluencia: un ligero aumento en el esfuerzo más allá del límite elástico provocará un colapso del material y que se deforme permanentemente. [1]

Deformación por compresión: disminución de la longitud respecto a la longitud de referencia de la probeta de ensayo, debido a una carga de compresión. Se expresa en unidades de longitud.[2]

Esfuerzo último: cuando la fluencia ha terminado, puede aplicarse más carga a la probeta, resultando una curva que se eleva continuamente, pero se va aplanando hasta llegar a un esfuerzo máximo. [2]

Resistencia a la compresión: Capacidad máxima de carga que soporta un material antes de llegar a su límite de ruptura[2].

Significado y uso.

Las pruebas de compresión proporcionan información acerca de las propiedades de los materiales al ser sometidos a cargas compresivas. En el caso en cuestión se desarrolló este ensayo con el fin de obtener experimentalmente propiedades para tubos de PVC, centrándose en la resistencia a la compresión del mismo, con fines de proporcionar una base comparativa límite en el diseño estructural con dicho material.

Equipo.

Maquina universal de ensayos universidad de Córdoba (Figura 1): permite controlar la carga y velocidad de movimiento de las barras móviles. Esta comprende básicamente una válvula reguladora de caudal, un manómetro indicador de presión y un comparador de caratula.

[1] R. C. Hibbeler (2006). Mecánica de materiales. México. Prentice hall.inc
[2] ASTM D695(2002) Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics. P1,2

Válvula reguladora de caudal: permite regular la velocidad de movimiento de las barras móviles respecto a las fijas uniformemente. (1 a 10 mm/min).

Figura 1. Máquina de Ensayos (Izq) y Placas para montaje de probetas.

Indicador de carga: manómetro (Figura 2), muestra la presión de trabajo (0-25bar) y con este se estima la carga en un instante determinado (0-100 KN).

Figura 2. Manómetro indicador de carga aplicada.

Comparador de caratula (Figura 3): mide la deformación de la probeta en tiempo real con una resolución de 0,01 mm recomendada según la norma ASTM D695 (02).

Figura 3. Comparador de carátula para medir deformación.

Probetas para Ensayo

Las muestras a ensayar se pueden preparar mediante operaciones de mecanizado a partir de materiales en hojas, láminas, varillas, tubos, presentaciones similares, o que se pueden preparar por compresión o moldeo por inyección del material a ensayar. [2]

Las muestras estándares para ensayos de compresión en materiales de plástico rígido deben tener forma de cilindro o de prisma rectangular, con excepción en algunos casos como los tubos, como se establece en el aparte 6.4 de la norma ASTM D695 (02)

A continuación, se cita literalmente el ítem 6.4 de la página 3 de la Norma.

"Cuando se ensayan tubos, la probeta deberá tener un diámetro igual al diámetro del tubo y una longitud de 25,4 mm (1 in) Nota 4: Estas probetas pueden ser usadas

para tubos con espesores de pared de 1 mm en adelante."

Numero de Muestras

Al menos 5 muestras deberán ser ensayadas para el caso de los materiales isotrópicos. *Ítem 8.1 de la Norma (Página 4)*

Velocidad del Ensayo

La velocidad estándar para el ensayo deberá ser de 1.3 ± 0.3 mm/min.

Ítem 9.2 de la Norma (página 5).

PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Se realizó el ensayo probando cada muestra de la tubería, tal y como se detalla a continuación.

- Se prepararon 5 muestras para el ensayo (Figura 4), con las dimensiones establecidas en la norma con el fin de someterlas a una carga compresiva constante.

Promedio de la longitud de probetas

$$\boldsymbol{l_o} = 25{,}55\ mm$$

Sección transversal

$$\boldsymbol{D_{ext}} = 26{,}65\ mm$$

$$\boldsymbol{D_{int}} = 21\ mm$$

$$\boldsymbol{A} = 211{,}45\ mm^2$$

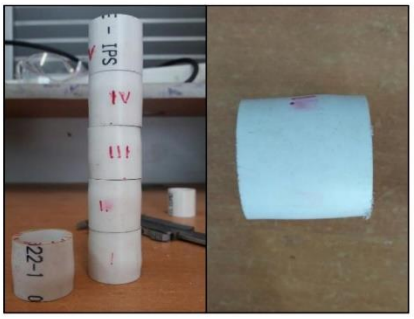


Figura 4. Probetas para ensayo

- Se configuró la máquina de tal manera que suministre la carga a una velocidad constante de 1,3 mm/min.
- Se Realizó el montaje de cada muestra en las placas de compresión

- **Figura 5.** Probeta montada en placas para compresión.

- Se inicia la aplicación de la carga y se registran los valores de fuerza aplicada y deformación reflejada en el material.

Resultados

Se somete el material a carga compresiva hasta notar la falla (La carga permaneció constante) una vez deformado el material se procede a medir su longitud final. El promedio de las longitudes finales de cada muestra fue el siguiente:

$l_f = 24{,}94\ mm$ (Se presenta restitución del material cuando merma la carga)

Con lo cual se procede a hallar la deformación unitaria teniendo en

cuenta la longitud inicial y final de la probeta

$$\varepsilon = \frac{25{,}55\ mm - 24{,}94\ mm}{25{,}55\ mm}$$

$$\varepsilon = 0{,}02387476$$

Para cada valor de carga aplicada, se presenta una deformación mostrada por el comparador de caratulas, con lo cual procedemos a construir el diagrama de esfuerzo y deformación del material con los valores promedio de cada ensayo realizado (5 en total), registramos los resultados en la tabla 1.

Tabla 1. Datos promediados de la fuerza aplicada y deformación obtenida para las probetas.

PRESIÓN		DEFORMACIÓN	UNITARIA	FUERZA	ESFUERZO	
Referencia	Kg/cm2	mm	mm/mm	kN	kPa	Mpa
6	0	0	0	0	0	0.00
7.5	0.5	0.188	0.00740157	0.635	3003.11865	3.00
8	1	0.286	0.01125984	1.27	6006.2373	6.01
8.5	1.5	0.362	0.01425197	1.905	9009.35595	9.01
9	2	0.432	0.01700787	2.54	12012.4746	12.01
9.5	2.5	0.472	0.01858268	3.175	15015.5933	15.02
10	3	0.51	0.02007874	3.81	18018.7119	18.02
10.5	3.5	0.55	0.02165354	4.445	21021.8306	21.02
11	4	0.584	0.02299213	5.08	24024.9492	24.02
11.5	4.5	0.621	0.02444882	5.715	27028.0679	27.03
12	5	0.654	0.02574803	6.35	30031.1865	30.03
12.5	5.5	0.7	0.02755906	6.985	33034.3052	33.03
13	6	0.75	0.02952756	7.62	36037.4238	36.04
13.5	6.5	0.812	0.0319685	8.255	39040.5425	39.04
14	7	0.9	0.03543307	8.89	42043.6611	42.04
14.5	7.5	1.034	0.04070866	9.525	45046.7798	45.05
14.6	7.6	1.12	0.04409449	9.652	45647.4035	45.65
14.7	7.7	1.198	0.04716535	9.779	46248.0272	46.25
14.8	7.8	1.274	0.05015748	9.906	46848.6509	46.85

PRESIÓN		DEFORMACIÓN	UNITARIA	FUERZA	ESFUERZO	
Referencia	Kg/cm2	mm	mm/mm	kN	kPa	Mpa
15	8	1.448	0.05700787	10.16	48049.8984	48.05
15	8	1.214	0.04779528	10.16	48049.8984	48.05
15	8	1.264	0.04976378	10.16	48049.8984	48.05

Notamos que la **resistencia máxima a compresión** del material es de **45 MPa**, que resulta de dividir la fuerza aplicada sobre el área de la sección transversal.

Obtenemos el gráfico de Esfuerzo y deformación real (Figura 6a), El cual comparamos con el característico para materiales con región elástica que exhibe la norma técnica (Figura 6b). Así mismo realizamos el diagrama de esfuerzo y deformación unitaria para obtener la pendiente en la zona con comportamiento lineal (Figura 6c).

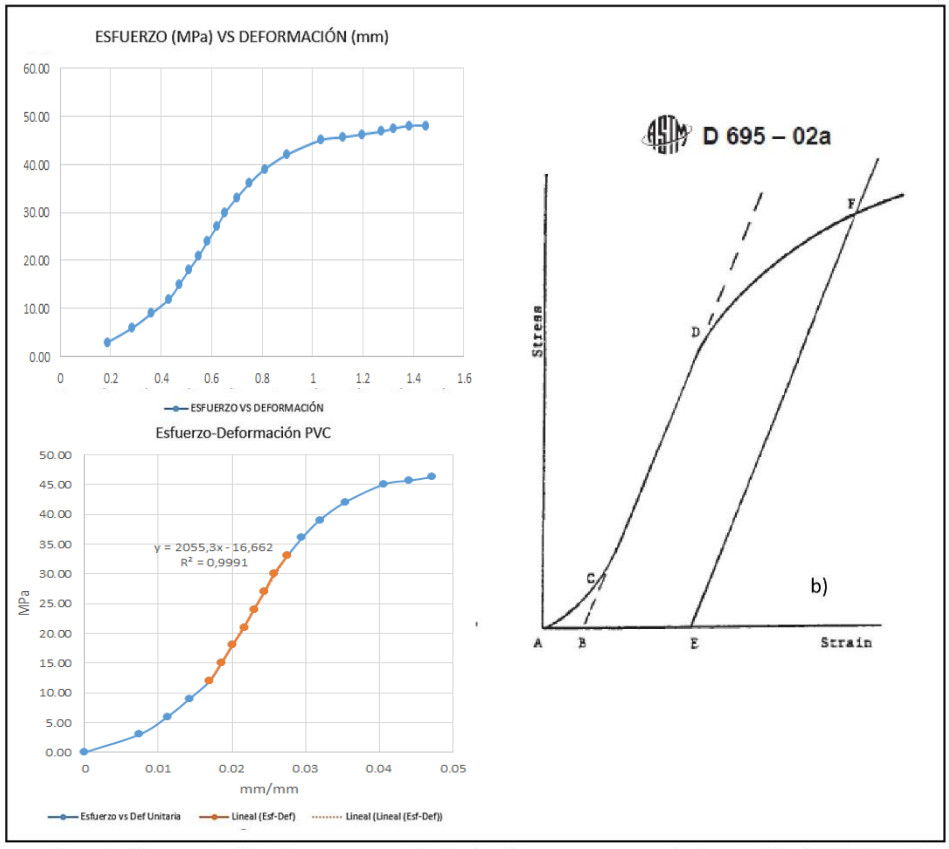


Figura 6. Diagramas obtenidos a compresión (Izq) y diagrama anexo en la Norma ASTM D695(Pag 7)

Análisis de Resultados y Conclusiones.

Notamos un comportamiento semejante a la gráfica propia de un material dúctil, lo cual era de esperarse debido a la naturaleza del PVC.

Debido a esto procedemos a realizar ciertas conclusiones del ensayo.

- En primer lugar, determinamos la máxima resistencia del material ante la carga de compresión, la cual es de **45 MPa.**

Con lo anterior y sabiendo que la deformación unitaria es $\boldsymbol{\varepsilon} = 0{,}02387476$

- Determinamos el Módulo de elasticidad del material, basándonos en la ley de Hooke. Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de Young tiene el mismo valor para tracción que para compresión, siendo una constante independiente del esfuerzo siempre y cuando no exceda el limite elástico. El módulo de elasticidad resulta de la pendiente de la región lineal del gráfico esfuerzo vs deformación unitaria.

$$E = \frac{45\ MPa}{0{,}02387476} = 2264{,}15\ MPa$$

- Resulta entonces que obtenemos un valor utilizando la deformación unitaria calculada anteriormente, y otro obtenido de la ecuación de la curva esfuerzo deformación en la zona lineal (2055,3 MPa). Lo cual ocurre como consecuencia de la restitución que presenta el material luego de que se retira la carga; destacamos entonces el promedio de éstos para tener un valor dentro de ambos límites. Establecemos así que el **módulo de elasticidad** es de aproximadamente **2159,83 MPa**

Concluimos entonces que el PVC para presión presenta las siguientes características mecánicas:

Resistencia máxima a la compresión:

$$\sigma_{compresión} = 45\ MPa$$

Módulo de elasticidad:

$$E = 2159{,}83\ MPa$$

Bibliografía

- Callister, Jr., William D (2005), *Fundamentals of Materials Science and Engineering* (2ª edición), United States of America: John Wiley & Sons, p. 199.

- J. F. Schackelford, *Introducción a la ciencia de los materiales para ingenieros*, 6ª ed., 2008.

- Beer, F.P.; Johnston, E. R, Dewolf, J. T. Mecánica de Materiales. McGraw-Hill Interamericana, 2007.

Anexo 3. Informe de ensayo de tensión para juntas soldadas con ahesivo en tubería de PVC para presión.

Oscar Reyes Castellar
Humberto Vega Polo

INFORME DE ENSAYO A TENSIÓN PARA JUNTAS SOLDADAS CON ADHESIVO EN TUBERÍA DE PVC PARA PRESIÓN

Se realizó el ensayo de Tensión en tubería de presión de ½" unida con adhesivo por medio de juntas con el fin de determinar la resistencia última del adhesivo.

Desarrollada la práctica en el Laboratorio de Materiales del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba.

Según ASTM D638 Standart Test Method for Tensile Properties of Plastics

ASTM D2564 Standart Specification for Solvent Cements for PVC Plastic Piping Cystems

Terminología.

Esfuerzo de cizalla: es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico.

Esfuerzo nominal: resultado de dividir la carga P aplicada entre el área de contacto de la junta y el pegante (Ao) original del espécimen[1].

Esfuerzo último: ocurre justo antes de la rotura o falla del adhesivo.

Adhesivo: es una substancia capaz de sujetar o unir materiales por medio de una fijación superficial.

Cemento solvente de PVC: es una substancia adhesiva, usada para unir dos piezas de PVC. Normalmente se utiliza para unir los accesorios de tuberías de PVC con piezas individuales[2].

[1] 2002. Manual técnico de pegado, plastiglas SA. México.
[2] 2012.ASTM D 2564. Standart Specifications for Solvent Cements for PVC Plastic piping

Significado y uso.

Este método de ensayo está diseñado para obtener los requerimientos de cementos solventes usados para soldar juntas de PVC con piezas individuales.

Los datos aquí recopilados son útiles para obtener diferentes propiedades mecánicas del adhesivo para juntas de PVC.

Para diversos materiales, es necesario el uso de estos métodos de ensayo, pero con algunas modificaciones de procedimiento.

La preparación de las muestras, la velocidad y las condiciones ambientales al momento de la prueba.

Se debe tener cuidado para asegurar el máximo grado de eficacia en los resultados, diferentes aspectos importantes para el armado de las probetas, tales como: limpieza, tipo de pegante, volumen de este, tiempo de secado, entre otros.

Equipo.

Maquina universal de ensayos universidad de Córdoba (Figura 1)*:* permite de controlar la velocidad de movimiento de las mordazas. Comprende básicamente una válvula reguladora de caudal, un manómetro indicador de presión y un comparador de carátula.

Figura 1. Máquina de Ensayos (Izq) y Mordazas para montaje de probetas.

Válvula reguladora de caudal: permite regular la velocidad de movimiento de las barras móviles respecto a las fijas uniformemente. (1 a 10mm/min).

Indicador de carga: manómetro (Figura 2), muestra la presión de trabajo (0-25bar) y con este se estima la carga en un instante determinado (0-100KN).

Figura 2. Manómetro indicador de carga aplicada.

Comparador de caratula (Figura 3)*:* mide la deformación de la probeta en tiempo real con una resolución de 0,01mm recomendada según la norma ASTM D695 (02).

Figura 3. Comparador de carátula para medir deformación.

Probetas para Ensayo

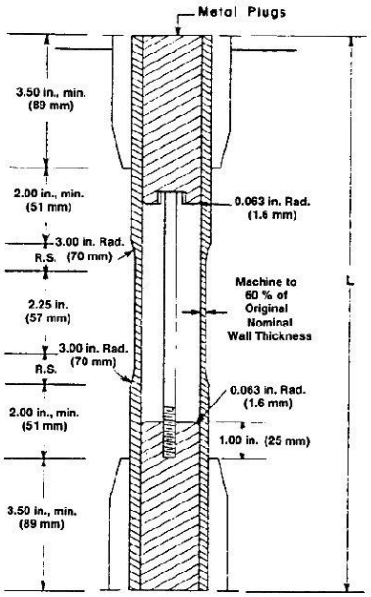
Las muestras a ensayar se pueden preparar mediante operaciones de mecanizado a partir de materiales en hojas, láminas, varillas, tubos, presentaciones similares, o que se

pueden preparar por compresión o moldeo por inyección del material a ensayar.

Las probetas estándares para ensayos a pegantes usados en PVC se establecen en el aparte 6.3.2 de la norma ASTM D2564(12), sin embargo esta se adaptará para ensayar pegante en juntas de tuberías plástica según la norma establecida para ensayos de tensión en tubos como se establece en el aparte 6.2 de la norma ASTM D638 (10)

A continuación, se cita literalmente el ítem 6.2 de la página 3 de la Norma.

"Tubos Rígidos: Las probetas para tubos rígidos deberán ser como las mostradas en la Figura 4. La longitud L, deberá ser similar a la suministrada en la tabla de la figura 4. Se deberá realizar un maquinado alrededor de la superficie exterior de la probeta desde el centro de su longitud, de modo que el espesor de pared de la sección luego de maquinar quede reducido al 60% del espesor inicial (Se desbastará 40% del espesor). El maquinado deberá abarcar una sección recta de 57.2 mm (2.25in) al final de esta longitud se debe realizar un redondeo en el cambio de sección con un radio de 76 mm (3 in) en cada extremo de la zona maquinada. Se deben ubicar tapones de acero en los extremos de la probeta que estarán en contacto con las mordazas con un diámetro tal que queden ajustados al interior del tubo y una longitud igual a la longitud total de la mordaza más 25 mm (1 in) esto con el fin de prevenir la fractura del material."



DIMENSIONS OF TUBE SPECIMENS

Nominal Wall Thickness	Length of Radial Sections, 2R.S.	Total Calculated Minimum Length of Specimen	Standard Length, L, of Specimen to Be Used for 89-mm (3.5-in.) Jaws[A]
	mm (in.)		
0.79 (1/32)	13.9 (0.547)	350 (13.80)	381 (15)
1.2 (3/64)	17.0 (0.670)	354 (13.92)	381 (15)
1.6 (1/16)	19.5 (0.773)	356 (14.02)	381 (15)
2.4 (3/32)	24.0 (0.046)	361 (14.20)	381 (15)
3.2 (1/8)	27.7 (1.091)	364 (14.34)	381 (15)
4.8 (3/16)	33.9 (1.333)	370 (14.58)	381 (15)
6.4 (1/4)	39.0 (1.536)	376 (14.79)	400 (15.75)
7.9 (5/16)	43.5 (1.714)	380 (14.96)	400 (15.75)
9.5 (3/8)	47.6 (1.873)	384 (15.12)	400 (15.75)
11.1 (7/16)	51.3 (2.019)	388 (15.27)	400 (15.75)
12.7 (1/2)	54.7 (2.154)	391 (15.40)	419 (16.5)

[A] For other jaws greater than 89 mm (3.5 in.), the standard length shall be increased by twice the length of the jaws minus 178 mm (7 in.). The standard length permits a slippage of approximately 6.4 to 12.7 mm (0.25 to 0.50 in.) in each jaw while maintaining the maximum length of the jaw grip.

Figura 4. Dimensiones estándar para el ensayo de tensión en plásticos.

Los detalles del ensamble de la probeta de muestras en la figura 4.

Numero de Muestras

Al menos 5 muestras deberán ser ensayadas para el caso de los materiales isotrópicos.

Ítem 7.1 de la Norma ASTM D638 (10) *(Página 6)*.

Un mínimo de cinco especímenes deben ser usados para el ensayo de resistencia al corte.

Ítem 6.3.5 de la Norma ASTM D2564(12) *(Página 2)*.

Velocidad del Ensayo

Se establece según la norma ASTM D2564(12) (página 3) una velocidad para ensayo de uniones adhesivas de aproximadamente 1,25 mm/min.

Consideraciones

Siguiendo los pasos establecidos para el desarrollo de los ensayos a tensión en tuberías de PVC para presión anexados en el presente documento se adaptarán las normas mencionadas anteriormente con el fin de establecer un tipo de probeta ideal y ajustable a las condiciones de la máquina universal de ensayos utilizada.

Debido a las características geométricas de la máquina, reducimos la longitud de la probeta a 140 mm (aproximadamente la mitad, 47%). Esta longitud corresponde a la totalidad de la longitud del espécimen, es decir dos extremos de tubería para presión de ½" unidos por medio de una junta estándar para este tipo de tubería.

De igual forma que para el ensayo de tensión anteriormente mencionado se utilizarán probetas de tubería para presión sin ningún tipo de maquinado teniendo en cuenta la Norma Técnica para el ensayo de Tuberías NTE INEN 143 remitiéndonos al ítem 7 de ésta, pues resalta que no es necesario maquinar la probeta para realizar el ensayo.

Figura 5. Probetas para ensayo de adhesivo.

Para evitar que la presión de las mordazas afecte el ensayo y cree puntos concentradores de tensiones los cuales afectarían el fallo esperado se implementarán tapones de acero de 35 mm correspondientes a la profundidad de las mordazas en los extremos de la probeta.

Para evitar que las mordazas de la máquina se deslicen al comenzar a aplicar la carga, se manufacturó un moleteado en cada extremo del espécimen.

Las probetas se armaron usando dos tramos de tubería de 60 mm cada uno unidos por medio de una junta de 14 mm usando adhesivo SOLDAMAX PVC pavco®, limpiadas con anterioridad y ensambladas según la norma técnica NTC 2564(12), teniendo en cuenta suministrar la cantidad justa de adhesivo tanto en la junta como en la tubería, girar 180° el tubo después de untado el adhesivo,

presionar mínimo 30 segundos hasta que seque el cemento adhesivo.

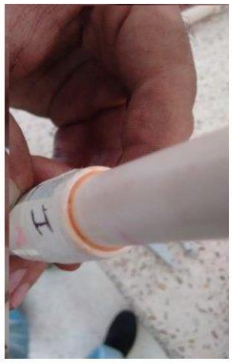


Figura 6. Probetas utilizadas para ensayo de juntas en adhesivos.

PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Se realizó el ensayo probando cada muestra de la tubería, tal y como se detalla a continuación.

- Se prepararon 5 muestras para el ensayo (Figura 6), con las características dimensionales establecidas anteriormente con el fin de someterlas a una carga de tracción constante, cada probeta en su extremo cuenta con tapones de acero que evitan que se fracture al momento de apretar las mordazas.

Longitud calibrada de las juntas

$\boldsymbol{l_o} = 14\ mm$ (Desde un extremo hasta tope)

Sección transversal

$\boldsymbol{D_{int}} = 16\ mm$

$\boldsymbol{A} = 2\pi rh\ = 4\pi r l_o\ mm^2$

$\boldsymbol{A} = 1407\ mm^2$

- Se configuró la máquina de tal manera que nos suministre la carga a una velocidad constante de 2 mm/min aproximadamente.
- Se realizó el montaje de cada muestra en las mordazas (Figura 8)

Figura 7. Probeta montada en mordazas para tracción.

- Se inicia la aplicación de la carga y se registra el valor de carga aplicada al momento de la falla.

Resultados

- Se sometieron los especímenes a carga axial de tracción hasta notar la falla, la junta se despegó de uno o dos de los tramos de tubería al tiempo.
- La carga máxima que soporta la probeta es los **4,45KN**.

Figura 8. Fallo de las probetas luego de la carga máxima, en uno y ambos extremos de la junta.

Para cada valor de carga aplicada, se presenta un esfuerzo de cizallamiento en el cemento adhesivo, con lo cual procedemos a calcular el mismo en cada espécimen (5 en total), registramos un resumen de los resultados obtenidos en la tabla 2.

de dividir la fuerza aplicada sobre el área de la sección de pegante.

Análisis de Resultados y Conclusiones

A continuación se procederá a realizar ciertas conclusiones del ensayo.

- En primer lugar, determinamos la **resistencia máxima a cizalla** del adhesivo SOLDAMAX PVC pavco®, aproximadamente **3,16 MPa.**

$$\sigma_{cizalla} = 3{,}16\,MPa$$

- Es de esperarse que el adhesivo falle antes por cargas axiales a tensión que a compresión, esto debido a que el tope en el centro de las juntas actúa como una reacción opuesta a dicha carga para la parte superior e inferior de las juntas. Por esta razón no se tendrá en cuenta ensayos para adhesivos con carga axial a

Tabla 1. Resultados obtenidos del ensayo.

PROBETA	PRESIÓN		FUERZA	ESFUERZO	
Unidad	Referencia	Kg/cm2	kN	kPa	Mpa
1	9	3	3,81	27078,8913	2,71
2	9,5	3,5	4,445	31592,0398	3,16
3	10	4	5,08	36105,1883	3,61
4	9,5	3,5	4,445	31592,0398	3,16
5	9,5	3,5	4,445	31592,0398	3,16
Promedio	**9,5**	**3,5**	**4,445**	**31592,0398**	**3,16**

Se pudo apreciar que la carga máxima que soporta el adhesivo en las juntas es de 4,445 kN, lo cual nos permite obtener el valor de la **resistencia máxima a cizalla** del adhesivo SOLDAMAX PVC pavco®, aproximadamente **3,16 MPa**, que resulta

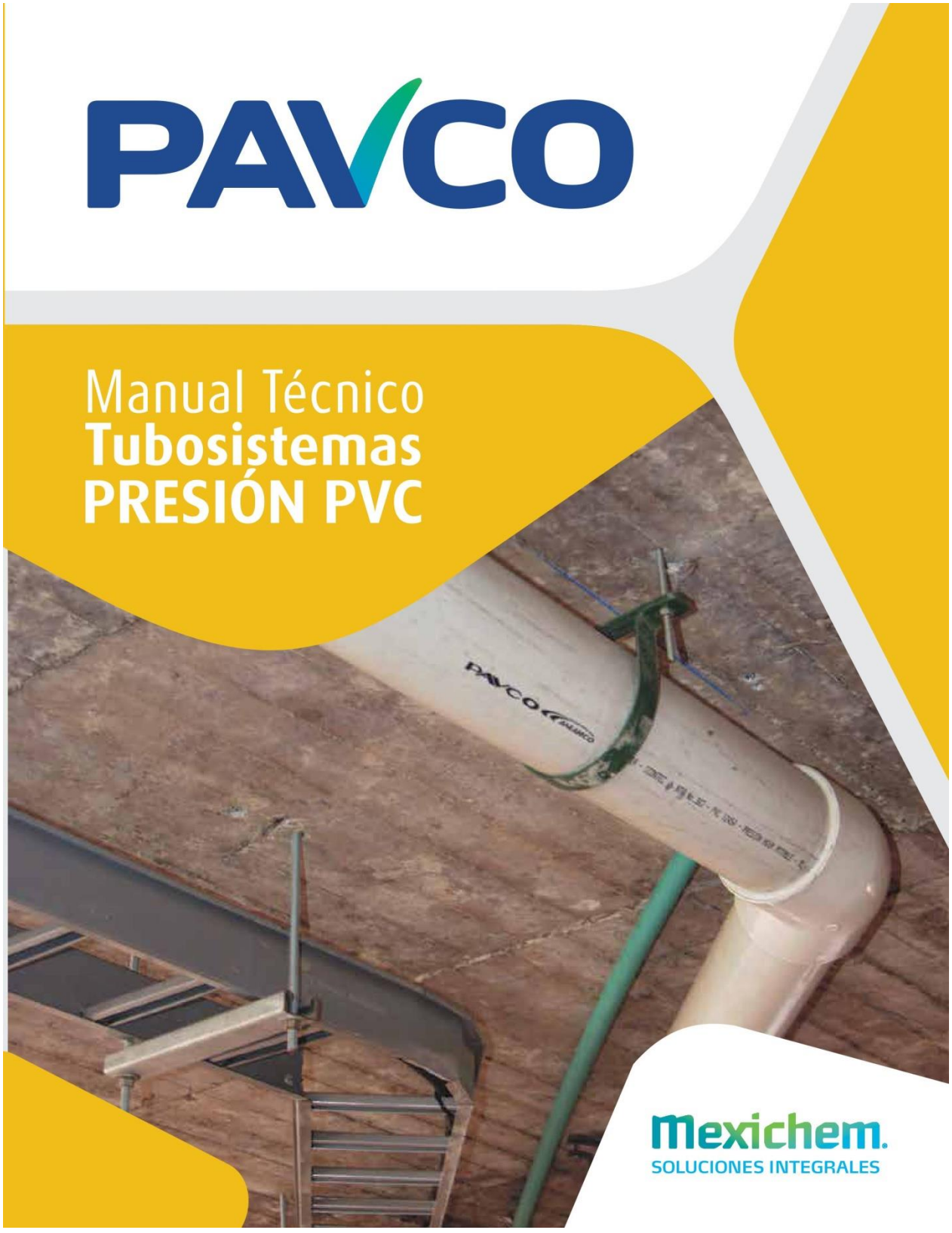
Bibliografía

- Callister, Jr., William D (2005), *Fundamentals of Materials Science and Engineering* (2ª

edición), United States of America: John Wiley & Sons, p. 199.

- - J. F. Schackelford, *Introducción a la ciencia de los materiales para ingenieros*, 6ª ed., 2008.
- - Beer, F.P.; Johnston, E. R, Dewolf, J. T. Mecánica de Materiales. McGraw-Hill Interamericana, 2007.

Anexo 4. Manual técnico PVC pavco características.



Descripción

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son fabricados de PVC (Policloruro de Vinilo).

Los Tubosistemas PVC Presión PAVCO están diseñados para transportar agua para consumo humano a presión.

Este material garantiza la conservación de la calidad del agua ya que ha sido verificado de acuerdo a la ANSI/NSF 61:02 sin exceder los valores máximos de aluminio, antimonio, cobre, arsénico, bario, cadmio, cromo, plomo, mercurio, níquel, selenio y plata que establece el decreto 1575 de 2007 y la resolución 1575 de 2007. Además la resina de PVC con que se fabrica ha sido certificada de tal forma que el cloruro de vinilo monómero residual es menor a 3,2mg/kg.

Los Tubosistemas PVC presión de PAVCO son fabricados para ser unidos con cemento solvente. Los tubos vienen de extremo liso y los accesorios con campana.

Normas

Los Tubosistemas PVC Presión PAVCO son fabricados bajo las normas NTC 382, Tubos de Policloruro de Vinilo (PVC) clasificados según la Presión (serie RDE), NTC 1339 Accesorios de (Poli Cloruro de Vinilo) (PVC) Schedule 40 y NTC 576 para la soldadura.

Vida Útil:

La vida útil estimada es de 50 años.
Esta información no es garantía de producto dado que PAVCO no ejerce control sobre todos los aspectos que se presentan en la instalación y que afectan directamente el desempeño y la vida útil del producto.

Ventajas

Además de las ventajas de los Tubosistemas PAVCO, en la línea presión PVC PAVCO se encuentran las siguientes ventajas:

Menores pérdidas de presión

La superficie interior de los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO es lisa, reduciendo considerablemente las pérdidas de presión por fricción. (Véase la Tabla de Pérdida de Presión).

Facilidad de Instalación

El sistema de unión de los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO consiste en conexiones soldadas. Este sistema de unión por medio de soldadura líquida, forma un conjunto homogéneo que desarrolla máxima resistencia en un mínimo de tiempo.

Como consecuencia la instalación es muy sencilla, rápida y segura. El equipo necesario es mínimo, no se necesitan tarrajas y basta una segueta o un serrucho para hacer los cortes.

Propiedades Químicas

Resistencia a la Corrosión Interna

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO resisten al ataque químico de la mayoría de los ácidos, álcalis, sales y compuestos orgánicos como alcoholes e hidrocarburos alifáticos dentro de los límites de temperatura y presión especificados en este manual por lo tanto elimina las desventajas de las tuberías metálicas que requieren revestimiento interno de vidrio o cerámica.

Resistencia a la Corrosión Externa

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO no son atacados por gases industriales, humedad, agua salada, condiciones climatéricas o condiciones del subsuelo.

Inmune a la acción electrolítica

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inmunes a los efectos galvánicos o electrolíticos y por lo tanto pueden usarse enterrados o sumergidos, en presencia de metales o conectados a ellos.

Libre de Olor, Sabor o Toxicidad

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inodoros, sin sabor y no tóxicos; estas propiedades los hace ideales para ser usados en la conducción de drogas y alimentos líquidos.

Químicamente Inerte

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inertes a la mayoría de los reactivos químicos, eliminando así la posibilidad de contaminación o modificación de las propiedades de los líquidos transportados. Para la conducción de líquidos especiales consulte directamente el Departamento Técnico de PAVCO.

Resistencia a la presión

Los tubos y los accesorios no fallarán las pruebas de presión sostenida y de presión de rotura.

Material	Presión Sostenida 1000 horas		Presión Mínima de Rotura 90 segundos	
	Mpa	psi	Mpa	psi
Tubería PVC RDE 9	7.25	1050	11.03	1600
Tubería PVC RDE 11	5.80	840	8.82	1250
Tubería PVC RDE 13.5	4.62	670	6.89	1000
Tubería PVC RDE 21	2.90	420	4.34	630
Tubería PVC RDE 26	2.34	340	3.45	500
Tubería PVC RDE 32.5	1.86	270	2.76	400
Tubería PVC RDE 41	1.95	210	2.17	315

Tiempo de Fraguado	Esfuerzo Cortante		Presión Hidrostática	
	Mpa	psi	Mpa	psi
2 Horas	1.7	250	2.8	400
16 Horas	3.4	500		
72 Horas	6.2	900		

Accesorios PVC SCH 40	Presión Mínima de Rotura 90 segundos	
	Mpa	psi
1/2	13.17	1910
3/4	10.62	1540
1	9.93	1440
1.1/4	8.14	1180
1.1/2	7.31	1060
2	6.14	890
2.1/2	6.69	870
3	5.79	840
4	4.90	710
6	3.86	560

¿Que es RDE?

Cuando se empezaron a producir las primeras tuberías de PVC en el mundo las únicas normas que se conocían para tubos eran las de tuberías metálicas, que las clasificaban por calibres. V. gr.calibre 40 o calibre 80, etc., y lógicamente las tuberías de PVC que salieron al mercado venían clasificadas en la misma forma y con los mismos espesores de pared.

Posteriormente, los productores reconocieron que el sistema de calibres -para los diámetros pequeños- está basado en la profundidad de la rosca. Además, en ese sistema la presión de trabajo permitida disminuye a medida que aumenta el diámetro de la tubería. Estos dos factores impulsaron a los productores, junto con los institutos de normalización, a crear una base de diseño más racional para las tuberías de PVC.

Como resultado, se obtuvo una norma basada en la relación del diámetro del tubo y el espesor de la pared, conocida con el nombre de la RDE. En esta norma, la presión de trabajo permitida para la tubería de un RDE dado es constante independientemente del diámetro de la misma. La norma está basada en la fórmula ISO (International Standards Organization) en la cual:

Fórmula:

$$\frac{2S}{P} = R - 1 \quad \text{ó} \quad \frac{25}{P} = \frac{D}{t} - 1$$

Portafolio de Producto

Donde:

- S: La tensión de trabajo del material
- P: La presión hidrostática permitida
- D: El diámetro exterior
- t: El espesor de la pared del tubo
- R: RDE, relación diámetro espesor

Basados en esta fórmula, PAVCO S.A. produce tuberías de PVC RDE 9 , RDE 11, RDE 13.5, RDE 21, RDE 26, RDE 32.5 y RDE 41 para presiones de trabajo de 35.15, 28.12, 22.14, 14.06, 11.25, 8.79 y 7.03 kg/cm^2 respectivamente, y accesorios de PVC RDE 21 para 14.06 kg/cm^2 a 22ºC.

Tuberías Presión PAVCO

NTC 382

	Diámetro Nominal		Referencia	Peso	Diámetro Exterior Promedio		Espesor de Pared Mínimo		Diámetro Interior Promedio
	mm	pulg.		g/m	mm	pulg.	mm	pulg.	mm
RDE 9 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 500 PSI	21	1/2	2900266	218	21.34	0.84	2.37	0.09	16.60
RDE 11 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 400 PSI	26	3/4	2900210	304	26.67	1.05	2.43	0.09	21.81
RDE 13.5 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 315 PSI	21	1/2	2902449	157	21.34	0.84	1.58	0.06	18.18
	33	1	2900213	364	33.40	1.31	2.46	0.09	28.48
RDE 21 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 200 PSI	26	3/4	2900237	189	26.7	1.05	1.52	0.06	23.63
	33	1	2900220	252	33.4	1.31	1.60	0.06	30.20
	42	1.1/4	2900225	395	42.2	1.66	2.01	0.08	38.14
	48	1.1/2	2902450	514	48.3	1.90	2.29	0.09	43.68
	60	2	2902453	811	60.3	2.37	2.87	0.11	54.58
	73	2.1/2	2900230	1185	73.0	2.87	3.48	0.14	66.07
	88	3	2900233	1761	88.9	3.50	4.24	0.17	80.42
	114	4	2900240	2904	114.3	4.50	5.44	0.21	103.42
	168	6	2904616	5835	168.3	6.62	8.03	0.32	152.22
RDE 26 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 160 PSI	60	2	2900246	655	60.3	2.37	2.31	0.09	55.70
	73	2.1/2	2900248	964	73.0	2.87	2.79	0.11	67.45
	88	3	2900251	1438	88.9	3.50	3.43	0.13	82.04
	114	4	2900254	2376	114.3	4.50	4.39	0.17	105.52
	168	6	2904617	4759	168.3	6.62	6.48	0.25	155.32
RDE 32.5 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 125 PSI	88	3	2900256	1157	88.9	3.50	2.74	0.11	83.42
	114	4	2900258	1904	114.3	4.50	3.51	0.14	107.28
RDE 41 PVC Presión de Trabajo a 23ºC: 100 PSI	114	4	2900261	1535	114.3	4.50	2.79	0.11	108.72

Para Tuberías de 8", 10", 12", 14", 16", 18" y 20" de diámetro véase nuestro Manual Técnico Unión Platino. La longitud normal de los tramos es de 6mt. La Tubería no debe roscarse.

Accesorios Presión PAVCO

NTC 1339

Shedule 40 PVC Tipo 1, Grado 1

Presión Nominal de Trabajo a 23ºC			
pulg.	PSI	pulg.	PSI
1/2	600	2	280
3/4	480	2.1/2	300
1	450	3	260
1.1/4	370	4	220
1.1/2	330	6	180

Anexo 5. Medición de inclinaciones en rampas comunes.

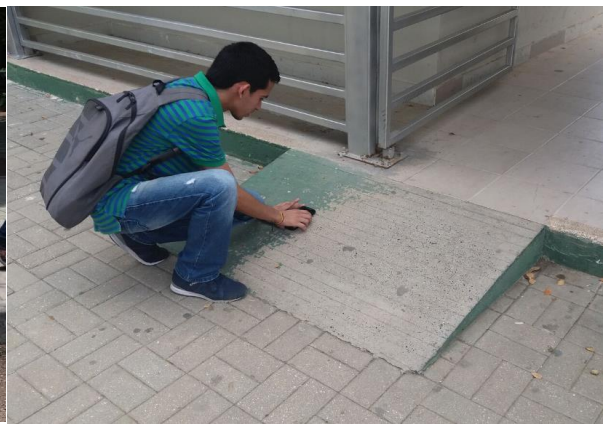
Instrumentos:

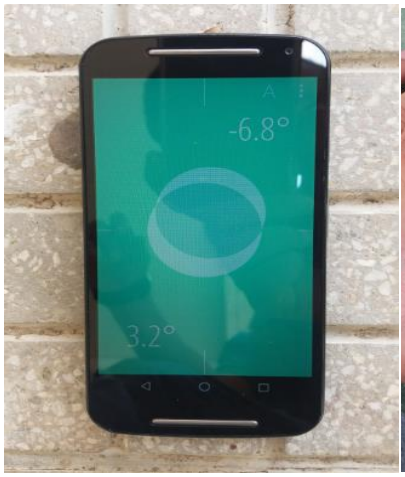
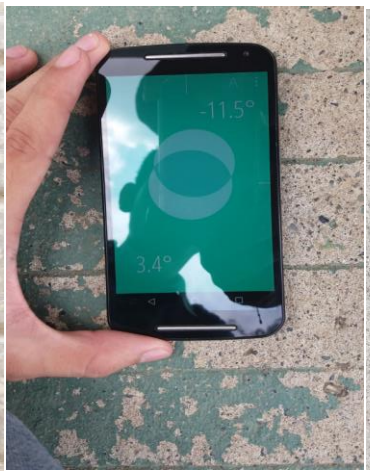
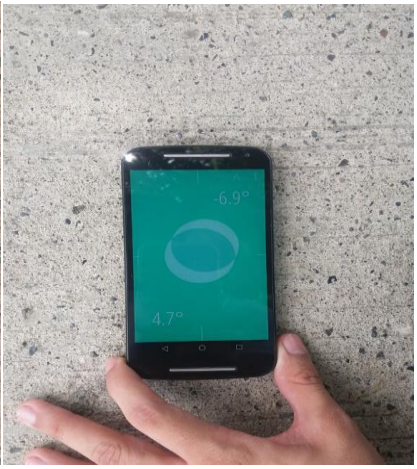
Multiclinómetro digital, app physic software 2016.

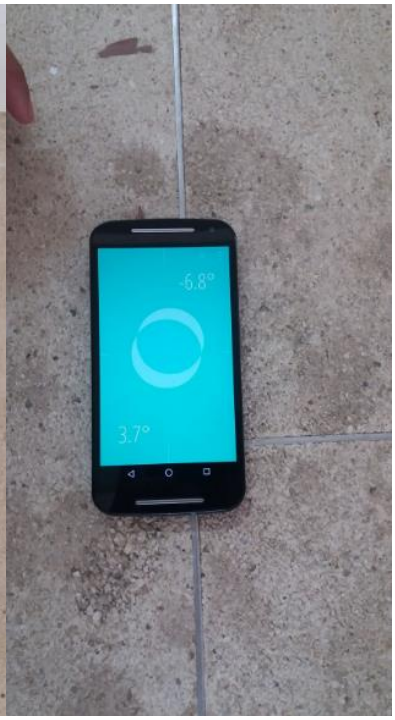
Procedimiento:

- Seleccionando rampas al azar dentro y fuera del claustro universitario, se procedió a medir el grado de inclinación con la ayuda de la aplicación gratuita para móvil Multi Clinometer®; para ello se recuesta el móvil sobre la superficie plana de la pendiente y registra la medición.

Estas mediciones se tomaron simplemente para evidenciar la presencia de rampas con inclinaciones mayores a la establecida de 7°.




-6.8°
3.2°

-11.5°
3.4°

-6.9°
4.7°


-6.8°
3.7°

BRIMO

-15.8°
3.3°

Anexo 6. Resultados obtenidos de pruebas de velocidad para diferentes masas

Instrumentos: Flexómetro y cronómetro.

Procedimiento: las pruebas de velocidad consistieron en calcular la rapidez con que se mueve el prototipo en pistas rectas y planas de 10 m de longitud en superficie de pavimento y baldosa, mientras se registra el tiempo que tarda en recorrer esta distancia.

El procedimiento se repitió cinco veces por cada usuario que desarrolló la prueba. De igual forma se registró la masa de los cuatro usuarios que la desarrollaron. Los resultados obtenidos se promedian y muestran a continuación.

Masa (kg)	**Distancia (m)**	**Tiempo (s)**	**Vel Promedio (m/s)**	**Aceleración (m/s^2)**	**Fuerza (N)**
55	10	6,32	1,59	0,23	14,20
70	10	6,08	1,64	0,27	18,82
75	10	5,43	1,84	0,34	25,39
82	10	5,68	1,76	0,31	25,40

Anexo 7. Evaluación en pacientes con discapacidad en extremidades inferiores

El prototipo también es puesto a prueba por usuarios con discapacidad que examinó su desempeño en cuanto a velocidad y maniobrabilidad compete.