

Sistema de corte para fruto de palma de aceite

Lina Paola Parra Ruiz

Jorge Leonardo Quintero Medina

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas

Escuela de Diseño Industrial

Bucaramanga

2017

Sistema de corte para fruto de palma de aceite

Lina Paola Parra Ruiz

Jorge Leonardo Quintero Medina

Trabajo de Grado para Optar el Título de Diseñador Industrial

Directora

Ph.D en Ingeniería Fernanda Maradei García

Codirector

Esp. en Salud Ocupacional German Enrique Vargas Linares

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas

Escuela de Diseño Industrial

Bucaramanga

2017

Tabla de Contenido

Introducción	18
1. Planteamiento del problema de diseño	20
1.1. Planteamiento del problema	20
2. Objetivos.....	22
2.1.1. Objetivo general.	22
2.1.2. Objetivos específicos.	22
3. Marco teórico.....	23
3.1. Cultivo de palma de aceita	23
3.2. Trastornos musculoesqueléticos en el cultivo de palma de aceite	26
3.3. Daño al fruto durante la cosecha	28
4. Metodología.....	29
4.1. Fase de recolección de datos	29
4.2. Fase de análisis	30
4.3. Fase de desarrollo	30
4.4. Fase de Evaluación	31
5. Visita técnica	31

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE	7
5.1. Generalidades del cultivo	31
5.2. Observación e indagación sobre las herramientas utilizadas por los trabajadores	32
5.3. Observación e indagación sobre terreno acerca de la actividad de cosecha	33
5.4. Conclusiones del estudio observacional	34
6. Revisión Tecnológica de lo Existente	35
6.1. Herramientas nacionales e importadas	35
6.1.1. Herramientas palmeras (Cali, Valle, Colombia).	35
6.1.3. Distribuidor Malayo.	36
6.1.1. Cantas – a tool for the efficient harvesting of oil palm fresh fruit bunches.	37
6.2. Patentes relacionadas con el cultivo de palma de aceite	38
6.3. Revisión tecnológica de herramientas de corte utilizadas en otros contextos	40
6.4. Análisis de las herramientas encontradas	42
7. Requerimientos de diseño.....	43
7.1. Atributos de diseño	43
7.1.1. Parámetros para determinar los requerimientos humanos.	44
7.1.2. Parámetros para determinar los requerimientos Técnico-Productivos	46
7.1.3. Parámetros para determinar requerimientos funcionales	48

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE	8
7.1.4. Parámetros para determinar los requerimientos Formal-Estético	49
7.1.5. Parámetros para determinar los requerimientos Expresivo-Formal	49
7.2. Requerimientos de diseño	49
8. Desarrollo y evaluación de alternativas de Diseño.....	57
8.1. Descripción de alternativas planteadas	58
8.1.1. Exoesqueleto y recogedor del fruto en la palma con amortiguador.	58
8.1.2. Cosechador de palma de aceite con recolector del fruto.	59
8.1.3. Trípode para la cosecha de Fruto de Palma.	60
8.2. Evaluación de alternativas	61
9. Diseño de Detalle	64
9.1. Necesidades latentes en la alternativa	64
9.1.1. Herramienta de corte de fruto de palma aceitera.	64
9.1.2. Necesidades del Reductor de impacto.	65
9.2. Mecanismos planteados	66
9.2.1. Herramienta de corte.	66
9.3. Reductor de impacto.	69
9.4. Dimensiones del sistema	70

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE	9
9.4.1. Herramienta de corte.	70
9.4.2. Reductor de impacto.	71
9.5. Materiales según la metodología ASHBY	71
9.5.1. Herramienta de corte	72
9.6. Cálculo estático del sistema	77
9.6.1. Herramienta de corte	77
9.6.2. Cálculo reductor de impacto.	100
9.7. Validación estática mediante SolidWorks	101
9.7.1. Barra telescópica.	101
9.7.2. Palanca de empuje.	102
9.7.2. Análisis pie de trípode.	103
10. Validación del Sistema	104
10.1. Análisis de postura de la herramienta actual con KINOVEA	104
10.2. Análisis biomecánico del operario durante el transporte basado en el modelo Chaffin	107
10.2.1. Cálculo de la fuerza de compresión.	107
10.2.2. Calculo del momento en la unidad vertebral L5/L4.	109

10.3.	Análisis Biomecánico por medio de simulación digital humana usando JACK-siemens	
	109	
10.3.1.	Corte de fruto de palma con el método Tradicional.	110
10.3.2.	Corte de fruto de palma con el sistema propuesto.	116
10.4.	Análisis postural mediante la herramienta de valoración OWAS	120
10.4.1.	Corte de fruto de palma con el método Tradicional.	120
10.4.2.	Corte de fruto de palma con el sistema propuesto.	122
10.5.	Conclusión de la validación del sistema	122
11.	Presentación final de la propuesta de diseño	123
12.	Conclusiones Finales	125
	Referencias	128
	Apéndices	134

Lista de Tablas

Tabla 1. Especificaciones del Cuchillo Malayo	36
Tabla 2. Características de herramientas Cantas.	37
Tabla 3. Atributos de diseño	44
Tabla 4. Pesos recomendados según la distancia de manipulación	45
Tabla 5. Consumo energético en la fabricación del Palín Malayo.	47
Tabla 6. Determinación de Requerimientos de Diseño a partir de los Atributos de Diseño	50
Tabla 7 Jerarquización de requerimientos	53
Tabla 8. Requerimientos de diseño de la herramienta	55
Tabla 9. Evaluación de alternativas	63
Tabla 10. Necesidades de la herramienta de corte de fruto	64
Tabla 11. Necesidades del reductor de impacto	65
Tabla 12. Evaluación de materiales para la barra telescópica	75
Tabla 13. Puntaje de los materiales para la carcasa del sistema	76
Tabla 14. Dimensiones finales del muelle medio.	96
Tabla 15. Dimensiones del resorte ubicado en el pie.	98
Tabla 16. Resultado del análisis de kinovea	106
Tabla 17. Fuerzas en las articulaciones durante el uso del Palín Malayo	113
Tabla 18. Fuerzas en las articulaciones durante el uso de la herramienta de corte propuesta.	116

Lista de Figuras

Figura 1. Consumo mundial de aceites y grasas en el año 2011.	23
Figura 2. Producción de aceite de palma en el 2013.	25
Figura 3. Implementos utilizados por los cosechadores en el cultivo de palma aceitera.	32
Figura 4. Agarre provisional para generar fricción.	32
Figura 5. Condiciones del terreno donde se realiza las labores de cosecha.	33
Figura 6. Ubicación de la cuchilla para el corte del fruto.	33
Figura 7. Extracción del fruto.	33
Figura 8. Lanzamiento del fruto.	34
Figura 9. Ubicación de la cuchilla en el corte de la hoja.	34
Figura 10. Transporte inicial.	34
Figura 11. Palín Malayo de herramientas palmeras.	35
Figura 12. Cuchillo malayo de herramientas palmeras.	35
Figura 13. Set de varas telescópicas de herramientas palmeras.	36
Figura 14. Cantas.	37
Figura 15. Motorized Cutting Tool.	38
Figura 16. Power Driven Cutter.	38
Figura 17. Rotary Impacting Apparatus.	39
Figura 18. Impact Generator.	39
Figura 19. The twister fruit picker	40
Figura 20. Advenced Remote-Controlled Coconut Harvesting Robot	40
Figura 21. Tijeras cosechadoras fijas para aguacate Terravocado	41
Figura 22. W. C.	41

Figura 23. Designing an Ergonomics harvesting tool for oil palm plantation workers	42
Figura 24. Development of an automatic cutting system for harvesting oil palm fresh fruit bunches.	42
Figura 25. Proceso de Selección de Alternativas	57
Figura 26. Exoesqueleto para corte de pala.	58
Figura 27. Amortiguador de fuerza de impacto.	58
Figura 28. Cosechador de palma de aceite con recolector de fruto.	59
Figura 29. Trípode para la cosecha de fruto de palma	60
Figura 30. Reductor de impacto	61
Figura 31. Palanca de primer grado para el levantamiento de la vara.	66
Figura 32. Propuesta planteada con mecanismos propuestos	66
Figura 33. Distribución del cultivo de palma.	67
Figura 34. Mecanismo de giro de 360°	67
Figura 35. Mecanismo de amortiguación del corte.	67
Figura 36. Partes del mecanismo de amortiguación del corte.	68
Figura 37. Amortiguador de terreno irregular	68
Figura 38. Reductor de impacto modular	69
Figura 39. Dimensiones del sistema según parámetros antropométricos	70
Figura 40. Pasos de la Metodología ASHBY	71
Figura 41. Densidad-Modulo de elasticidad.	72
Figura 42. Relación Esfuerzo – Densidad.	73
Figura 43. Relación entre el Esfuerzo y el Costo relativo por unidad de volumen.	74
Figura 44. Relación entre Módulo de elasticidad y Costo relativo por volumen.	74
Figura 45. Nombre de las partes de la barra telescópica	77

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de la barra distal unida a la cuchilla.	78
Figura 47. Calculo barra distal unida a la cuchilla por EES.	78
Figura 48. Deflexión de la barra distal unida a la cuchilla.	79
Figura 49. DCL barra media.	80
Figura 50. Calculo de la barra media por medio de EES.	81
Figura 51. Deflexión barra media.	81
Figura 52. DCL del cascaron.	82
Figura 53. Calculo del cascaron por medio de EES	83
Figura 54. Deflexión barra cascaron.	83
Figura 55. Posición inicial de uso de la herramienta	84
Figura 56. Síntesis de movimiento brazo Izquierdo	85
Figura 57. Posiciones iniciales (D, B) posiciones finales (D')	86
Figura 58. Posición B'	86
Figura 59. Mecanismo de elevación	87
Figura 60. Mecanismo de elevación	87
Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del agarre.	88
Figura 62. DCL del perno de soporte.	89
Figura 63. Fuerzas del perno en el punto B.	89
Figura 64. Palanca de entrada.	90
Figura 65. DCL de la palanca de salida.	90
Figura 66. DCL del eje del punto B.	91
Figura 67. Dimensiones del muelle medio.	93
Figura 68. Dimensiones del resorte según el tipo de extremo.	94
Figura 69. Perímetro de soporte del trípode.	97

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE	15
Figura 70. Esquema 3D del trípode.	98
Figura 71. Dimensiones del resorte amortiguador.	99
Figura 72. Cálculo de la fuerza de impacto del fruto sin pérdida de energía.	100
Figura 73. Cálculo de la fuerza de la fuerza de impacto con reductor.	100
Figura 74. Tensiones presentes a lo largo de la barra cascaron.	101
Figura 75. Tensiones presentes entre la unión de las barras.	102
Figura 76. Tensiones presentes en la palanca.	103
Figura 77. Análisis de tensiones en el pie del trípode.	104
Figura 78. Cosechador en la labor de corte.	105
Figura 79. Rangos articulares video 1. Poda y Cosecha de Palma Aceitera con equipos Stihl.	106
Figura 80. Diagrama de cuerpo libre del operario.	107
Figura 81. Momento en las vértebras L4/L5 durante el transporte del Palín Malayo.	109
Figura 82. Jack Corte de fruto con palin malayo	110
Figura 83. DCL del cuerpo del operario	111
Figura 84. DCL palín malayo	111
Figura 85. Palín Malayo a 0°.	112
Figura 86. Brazo en posición de carga	112
Figura 87. Puntuación escala de NIOSH con herramienta a 0°	114
Figura 88. Momentos generados durante el uso del Palín Malayo en posición 0°.	114
Figura 89. Tensión en los músculos del torso durante el uso de la herramienta Palín Malayo a 0°.	114
Figura 90. Momentos generados durante la posición a 70° de la herramienta.	115
Figura 91. Actividad muscular generada durante la posición a 70° de la herramienta	115
Figura 92. Momentos generados durante la posición 70° con fuerza de halado.	116

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE	16
Figura 93. Posición de la herramienta propuesta a 0°.	117
Figura 94. Momentos generados durante el uso de la herramienta en posición de 0°	118
Figura 95. Actividad muscular en el torso durante el uso de la herramienta propuesta en posición 0°.	118
Figura 96. Compresión intradiscal generada durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.	119
Figura 97. Momentos generados durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.	119
Figura 98. Actividad muscular generada durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.	119
Figura 99. Posición de carga del Palín Malayo.	120
Figura 100. Análisis OWAS para la herramienta a 70°	121
Figura 101. Análisis OWAS para la herramienta a 70° con fuerza de halado.	121
Figura 102. Análisis OWAS para la herramienta propuesta	122
Figura 103. Sistema de corte de fruto de palma de aceite	123
Figura 104. Reductor de impacto	124
Figura 105. Reductor de impacto expandido	125

Lista de Apéndices

Apéndice A. Conceptos preseleccionados

Apéndice B. Planos técnicos del sistema

Nota: Ver apéndices de la carpeta adjunta al CD

Introducción

La palma de aceite es uno de los principales productos cosechados y exportados en Colombia, es un árbol perenne que produce de tres a cuatro racimos por cosecha, cuyo peso oscila entre los 20-25 kg, los cuales se recogen tres veces al año durante los 25 años de vida de la planta. Sus aplicaciones van desde útiles de aseo para el hogar hasta grasas alimenticias de alto contenido energético, se considera que es la materia prima que consume menos energía y químicos durante su cultivo, y a su vez es la más productiva en términos de cantidad de aceite por hectárea plantada.

Dentro de las labores realizadas en los cultivos, la manutención y la cosecha de la palma involucran una serie de factores de riesgo que ponen en peligro la seguridad e integridad física del trabajador, en su mayoría estos riesgos los causa la anatomía propia de la planta, donde sobresalen características como su altura, la orientación de sus hojas, el peso del fruto y el difícil acceso al mismo, las cuales obligan al trabajador a adoptar posiciones forzadas y realizar movimientos repetitivos de las extremidades superiores e inferiores del cuerpo con el fin de cumplir su labor (Ng, y otros, 2015). Estos comportamientos posturales se traducen en dolores de espalda baja, cuello, extremidades superiores e inferiores.

En Colombia la remuneración de los trabajadores de este sector se mide en función de los racimos cosechados durante la jornada de trabajo, sin embargo también hay la posibilidad de que esta remuneración se vea afectada debido al daño que ha recibido el fruto durante el proceso de cosecha (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010), puesto que afecta la calidad del producto final, daño que se traduce en términos de cortes, golpes y magulladuras de la corteza del fruto.

Este hecho hace necesaria la intervención a través del diseño con el fin de mejorar las condiciones laborales del operario y disminuir los factores que afectan su remuneración.

1. Planteamiento del problema de diseño

1.1. Planteamiento del problema

La palma de aceite o palma aceitera es una materia prima fundamental para la producción de aceites vegetales necesarios para la elaboración de alimentos de consumo diario tanto animal como vegetal, a su vez es parte esencial de la elaboración de agro - combustibles y útiles de aseo para el hogar (Conferencia mundial del sector de palma africana, 2015), se estima que actualmente el aceite de palma se usa en uno de cada 10 productos de consumo humano. Las plantaciones de palma aceitera presentan muchas ventajas en comparación con las de otras materias primas, al ocupar menos del 1% de la tierra agrícola del mundo y en contraste producen 30% de los aceites vegetales (GREPALMA, 2014)

Colombia se encuentra entre los principales productores de aceite de palma al ocupar el primer puesto en Latinoamérica y el cuarto en el mundo, detrás de Malasia, Indonesia y Tailandia. Esta labor agrícola demanda una gran cantidad de mano de obra para cubrir grandes extensiones de tierra y evitar una maduración excesiva de los frutos, en 2008 el cultivo de palma de aceite genero 140.000 empleos directos e indirectos, que en comparación con años anteriores demuestran un incremento del 93%, de los cuales el 28% se destinan a labores de procesamiento y administrativas en las plantas de producción de aceite. Para el 72% de empleos restantes se destina como medios de vinculación laboral las cooperativas de trabajo Asociadas (CTA) y las Alianzas Productivas Estratégicas (APE), que debido a la estacionalidad del cultivo, no garantizan ingresos constantes y trasladan al asociado los costos de seguridad social, implementos y transporte (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010).

La anatomía de la palma aceitera restringe la labor de cosecha debido a la ubicación del fruto y el acceso limitado que se tiene a éste, el cual se ubica en la parte superior a una altura de 12 m con un peso que oscila entre los 20 – 25 Kg, se apoya sobre una corona formada por hojas de 3 m y que al igual que el anterior se encuentra rodeado de espinas (Ng, et al, 2015). Para la recolección del fruto la herramienta habitual se denomina Palín Malayo que consta de una cuchilla en el extremo distal y una barra cuya longitud excede los 3 m, con ésta las hojas son retiradas con el fin de permitir el acceso, de ahí se corta la rama que sostiene el racimo y cae hasta colisionar con el suelo, lo cual genera daños en el fruto como heridas y magulladuras (Yee Guan, Mohd Tamrin, Yusoff Irwan, Ippei, & Zailina, 2013), las tareas nombradas con anterioridad contribuye en la aparición de molestias físicas en los operarios debido a las posturas forzadas que deben adoptar para el corte de las hojas y racimos. Los operarios deben permanecer largos periodos con los brazos por encima del nivel de los hombros, lo que aumenta la carga en espalda baja y la fatiga en las extremidades superiores y por tanto la posibilidad de sufrir trastornos musculoesqueléticos (TME) (Ng, y otros, 2015).

El nivel de madurez del racimo se mide por el color y el número de frutos que se desprenden, por tanto cuando el operario carece de visibilidad utiliza la cuchilla para moverlo y generar dicho desprendimiento, al obtener un nivel de maduración óptimo caracterizado por un desprendimiento de entre 15 y 20 frutos sumado al color que estos adquieren, se procede con la cosecha que consiste en el corte del tallo que lo une a la palma, el racimo es recogido del suelo por un operario y llevado al transporte inicial. En dicho proceso el fruto se ve afectado por agentes externos como las cuchillas que generan incisiones en su corteza, o por la caída propia del racimo que produce un magullamiento. Adicionalmente, el transporte de los racimos no se da sino hasta que se ha cosechado toda la hectárea, por tanto se apilan unos sobre otros generando presión y heridas en los

que están próximos, debido al peso y las espinas que estos poseen (Franco, 1997). Los golpes, heridas y magulladuras en los frutos contribuyen a la producción de Ácidos Grasos Libres (AGL), estas sustancias indican la calidad del aceite. Cuando el fruto llega a un nivel de madurez óptimo para ser cosechado, sus niveles de AGL se encuentran en un 2%, si es inferior la cantidad de aceite que se puede obtener se reduce, por otra parte, si lo supera el aceite de palma crudo, no cumplirá con los estándares mínimos de calidad (Southowrth, 1979).

El proceso y la herramienta utilizada para el corte del fruto de la palma aceitera, disminuyen la calidad del fruto cosechado y por ende del aceite de palma crudo extraído. Asimismo la ausencia y penalizaciones que se generan por enfermedades del tipo laboral por los TME son una de las principales causas que generan pérdidas económicas para trabajadores, empresas y para el país, por esto se hace necesario un estudio a través del cual se dé respuesta a la pregunta de diseño ¿En qué medida se reduce la carga biomecánica en los cosechadores de palma aceitera y el daño al fruto con el diseño de un sistema para el corte del fruto?

2. Objetivos

2.1.1. Objetivo general.

Diseñar un sistema que mitigue la carga en espalda baja y reduzca el daño del fruto de palma de aceite durante el proceso de corte.

2.1.2. Objetivos específicos.

- Analizar la carga biomecánica en la espalda, hombro, cuello y extremidades inferiores causada por el uso de las herramientas actuales en el corte de fruto de la palma aceitera.

- Analizar las alternativas tecnológicas existentes en términos de carga musculoesquelética y protección del fruto frente a caídas y maltratos.
- Comparar diferentes alternativas que minimicen el maltrato a la planta en la recolección de la cosecha, que permita la accesibilidad al fruto de palma aceitera y mitigue los efectos causados en el fruto por su caída al suelo.
- Comparar diferentes alternativas para reducir la carga biomecánica durante la recolección de los racimos de palma aceitera.
- Evaluar el diseño propuesto en términos de reducción de carga biomecánica de la espalda del operario y mitigación del maltrato a la planta y fruto durante la tarea de recolección.

3. Marco teórico

3.1. Cultivo de palma de aceita

Las principales fuentes de abastecimiento de aceite vegetal se muestran en la Figura 1 siendo estos la colza, girasol, manteca, soya y la palma aceitera, donde esta última según el departamento

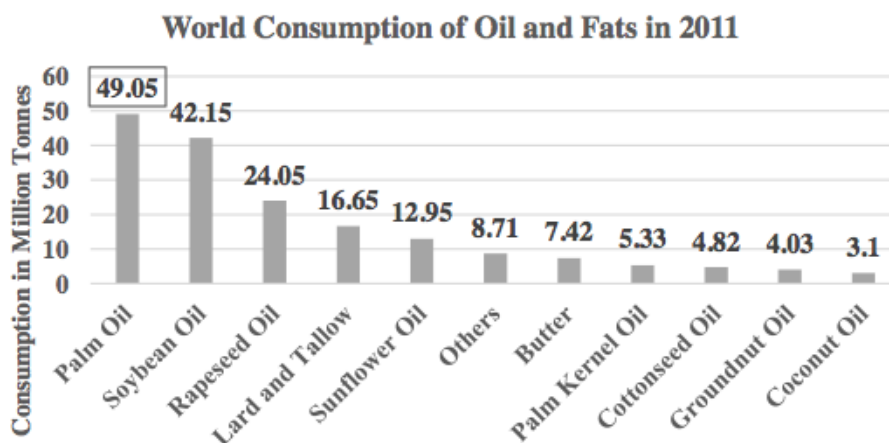


Figura 1. Consumo mundial de aceites y grasas en el año 2011. Copyright 2014 por Mohd Tamrin, S. B. (2014). Occupational safety and health in commodity agriculture: case studies from Malaysian agricultural perspective. (S. B. Mohd Tamrin, M. Arumugam, K. Karuppiyah, B. Deros, A. Sham Rambely, & S. Abu Bakar, Edits.) Malaysia.

mundial de aceite, para el 2011 produjo más de 50 millones de toneladas y fue consumido por cerca de un millón de personas en 150 países.

La palma de aceite es un árbol perenne que produce de tres a cuatro racimos por cosecha, cuyo peso individual oscila entre los 20-25 kg, los cuales se recogen tres veces al año durante los 25 años de vida de la planta. Sus aplicaciones van desde útiles de aseo para el hogar hasta grasas alimenticias de alto contenido energético, se considera que es la materia prima que consume menos energía y químicos durante su cultivo y a su vez es la más productiva en términos de cantidad de aceite por hectárea plantada.

Para la década del 60 Malasia contaba con 700.000 Ha plantadas, y se posicionaba entre los principales productores y exportadores del producto, con una producción de 3'600.000 t (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010). En la actualidad Malasia e Indonesia son los principales productores de aceite de palma a nivel mundial, para el 2013, Indonesia produjo 31'000.000 toneladas métricas mientras Malasia 19'400.000 Toneladas métricas (Shahmi Razak, Karuppiah, Bahri Mohd, & Athirah Diyana, 2014). Esto constituye el 90% de su producción y el 84% de la producción mundial (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010).

Como se puede apreciar en la Figura 2, Colombia dentro de los productores de aceite de palma, si bien es cierto su producción a 2013 no se compara con la de Malasia e Indonesia, es el cuarto productor de aceite de palma a nivel mundial y el primero en Latinoamérica. Esto ocurre principalmente porque la llegada de la palma de aceite a Colombia se dio hasta 1932 y solo se pudo comercializar hasta 1960, destinando 18.000 Ha para esta producción. Al 2006 Colombia producía 857.642 t participando del 1,8% de PIB agropecuario y alcanzando exportaciones de hasta 243.000 t, cuatro años más tarde Colombia contaba con 270.000 Ha en 73 municipios dentro de

los cuales se encuentra Meta, Cesar, Santander, Magdalena, Nariño, Casanare, Bolívar, Cundinamarca y Norte de Santander (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010).

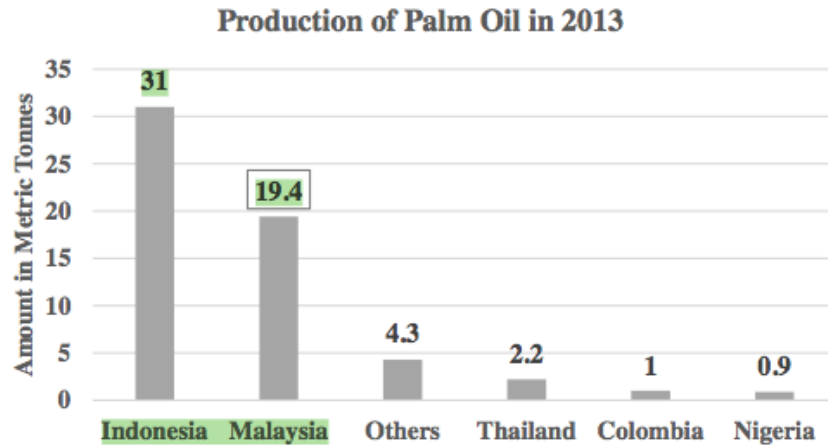


Figura 2. Producción de aceite de palma en el 2013. Copyright 2014 por Mohd Tamrin, S. B. (2014). Occupational safety and health in commodity agriculture: case studies from Malaysian agricultural perspective. (S. B. Mohd Tamrin, M. Arumugam, K. Karuppiah, B. Deros, A. Sham Rambely, & S. Abu Bakar, Edits.) Malaysia.

Se estima que la industria de la palma de aceite en Malasia genera más de 405.000 empleos al año, beneficiando a 200.000 familias, las labores son de alta exigencia y requiere una cantidad de 50 obreros por hectárea (M.M , B.M , & E.H, 2013). Por su parte en Colombia esta industria a 2008 genero más de 140.000 empleos directos e indirectos, dentro de los que se incluye personal no calificado, que compone el 71% a 77% de los empleados, esto para cultivos que superen las 200.000 Ha. Estos trabajadores se vinculan a las industrias a través de Cooperativas de trabajo asociado (CTA) y Alianzas Productivas Estratégicas (APE) (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010).

Dentro de los trabajadores vinculados a la industria a través de CTA se encontró en un estudio realizado por la Fundación Konrad Adenauer, que si bien es cierto hay posibilidad de negociar las compensaciones y condiciones de la actividad mientras se ofrecen puestos estables, se observa un aumento de horas laborales, excediendo las máximas legales e incluyendo festivos, a su vez los programas que ofrecen estas entidades se encaminan al aumento de la productividad lo que genera

que los ingresos dependan de la estacionalidad del cultivo y de las penalizaciones, las cuales se adquieren al momento de que se entreguen frutos en mal estado, mientras los cosecheros deben asumir su seguridad social, los implementos y herramientas. Por otra parte, las APE permiten vincularse a una unidad productiva y garantizan la comercialización del producto, sin embargo los riesgos son asumidos por el pequeño cultivador, al igual que el transporte e implementos tanto de trabajo como de seguridad (La Rotta Amaya & Tobón Quintero, 2010).

3.2. Trastornos musculoesqueléticos en el cultivo de palma de aceite

Se considera como trastorno musculoesquelético (TME) las diferentes lesiones que afectan tendones, nervios, músculos y estructuras de apoyo óseas que se desarrollan cuando las actividades laborales sobrecargan el cuerpo humano (Mohd Tamrin , 2014). Se pueden identificar tres etapas durante la aparición de los TME, la primera etapa se da durante las horas laborales, donde se presenta dolor y cansancio, los cuales desaparecen en la noche y fuera de la jornada laboral; en una segunda etapa los síntomas se presentan al inicio de las actividades laborales y persisten en la noche alterando el ciclo del sueño, finalmente en la tercera etapa los síntomas persisten durante el descanso dificultando las tareas elementales (Junta de Castilla y León). Los TME se asocian con diversos factores de riesgo tales como los movimientos repetitivos, levantamiento de cargas, posturas incómodas, largas jornadas laborales sin descanso y factores psicosociales (Mohd Tamrin , 2014).

Entre las actividades laborales con mayores riesgos de padecer TME se encuentra la agricultura, por los trabajos manuales intensos (Guan Ng, Shamsul Bahri, Irwan Syah, Mori, & Hashim, 2013), como levantamiento, manejo, posicionamiento, empuje, halado de cargas de forma repetitiva mientras se adoptan posiciones forzadas durante periodos de tiempo prolongados. Los trabajadores

agrícolas son más propensos a sufrir lesiones, dolores en la espalda, brazos y manos, donde una tercera parte de las lesiones que ocasionan ausentismo laboral están relacionadas con la espalda (Departamento de salud y servicios humanos, 2002). Un estudio realizado en Suecia encontró que del total de los casos donde se reportan problemas musculoesqueléticos, el 51% se dieron en personas que trabajan en el campo, por otra parte cerca del 60% de agricultores encuestados en el sur de Kansas reportaron haber experimentado síntomas de TME relacionados al trabajo en los últimos 12 meses, mientras un estudio realizado a una población irlandesa encontró que el 56% de los agricultores experimentó un TME en el año anterior, siendo los más comunes el dolor de espalda (37%), dolor de cuello y hombros (25%) (Osborne, y otros, 2010).

Por otra parte, el cultivo de palma aceitera ha aumentado en los últimos años debido a sus beneficios en productividad, esto se evidencia en un incremento de la producción, siendo esta en 1961 de 5 millones de toneladas anuales a 47,5 millones de toneladas en el 2012 (Conferencia mundial del sector de palma africana, 2015), en el cultivo de palma al igual que en las diferentes tareas agrícolas se está expuesto a diferentes factores de riesgo que generan TME, la anatomía de la palma aceitera contribuye a aumentar el riesgo en la labor, debido a su altura de hasta 12 m, ocasionando que el trabajador adopte posturas forzadas. Asimismo la disposición de las hojas que forman una corona en la parte superior de la palma, generan riesgo para los cosechadores al aumentar la probabilidad de sufrir accidentes debido a que deben ser retiradas para la recolección del fruto, estas poseen espinas y una longitud de hasta 3 m. También es necesario adicionar que el fruto tiene un peso que oscila entre los 20-25 kg y también posee espinas (Ng, y otros, 2015).

En un estudio realizado en Ecuador a la empresa Energy & Palma S.A. se encontró que la mayoría de atenciones médicas en la empresa, están relacionadas con lumbalgias, mialgias, dolor muscular, dolor lumbar y dolor articular; relacionadas a un 52% de los empleados que se

encuentran en los puestos de cosecha, recolección, mantenimiento y transporte. La tarea de corte de frutos según el análisis REBA arrojó un resultado de nivel de riesgo medio, es decir que se hace necesaria la intervención en la actividad (Peña Paz, 2014). En un análisis en la población de cosecheros en el Meta, Colombia en el sector de la palma aceitera, el 31,9% de los trabajadores presentó molestias y el 30,9% dolor en espalda baja o región lumbar, en la evaluación biomecánica aplicada con el método REBA se encontró niveles de riesgo alto en el 59,1% de la población total de cosecheros y riesgo medio en el 43,1%, lo cual atribuye una intervención necesaria a corto plazo (Garzon Castañeda, 2015).

Los cosecheros de palma de aceite están expuestos a diferentes factores de riesgo propios de la tarea de poda y corte del fruto, lo cual evidencia la relación directa entre las labores de cosecha y el desarrollo de trastornos musculoesqueléticos asociados a factores de riesgo propios de la labor, esto permite identificar las zonas del cuerpo de mayor compromiso sobre las cuales se pretende intervenir con el objetivo de reducir la carga biomecánica.

3.3. Daño al fruto durante la cosecha

La calidad del producto cosechado influye no solo en la producción del aceite sino también en la remuneración que reciben los trabajadores por su labor, esta calidad se puede medir a través del nivel de ácidos grasos libres (AGL) presentes en el aceite extraído, como tal los AGL se relacionan directamente con la maduración del fruto, los frutos suelen cosecharse cuando los racimos alcanzan una maduración del 20% de fruta suelta o lo que equivale a un 2% de AGL, por lo general el fruto que se utiliza para producir aceite posee de 2% a 2,5% de AGL, si pasa este umbral pierde calidad, mientras que si no lo alcanza se produce menos aceite (Southowrth, 1979). Diversos factores influyen en el incremento de AGL, entre los principales se encuentran las heridas ocasionadas durante el proceso de cosecha, donde la cuchilla genera incisiones en la corteza del fruto, o en

ocasiones se generan cuando este entra en contacto con las espinas de otros racimos, en segunda instancia se encuentran los golpes, generados por la caída libre del fruto desde la rama que lo sostiene y finalmente por magulladuras, que se generan por la presión que ejercen unos racimos sobre otros al momento de almacenarlos para su transporte.

Con lo anterior se entiende la importancia de que el fruto este en óptimas condiciones físicas, es decir sin cortes, golpes o magulladuras, lo cual genera un aumento de la calidad del aceite que trae beneficios para el cosechador y el productor, así se obtiene aceites que responden a los estándares de calidad mínimos de la demanda actual del producto.

4. Metodología

4.1. Fase de recolección de datos

- a. Realizar un estudio observacional acerca de la labor de los cosecheros de palma de aceite con el fin de determinar las tareas necesarias para el corte del fruto y entender la manera estas afectan diferentes zonas del cuerpo humano. Como factores de inclusión de la muestra a observar se tendrán en cuenta hombres entre 25 - 45 años de edad, que no presenten discapacidades físicas o motrices y que hayan presentado dolores en espalda o cuello en el último año. Se realizará una visita técnica donde se entrevistarán cosecheros para hacer preguntas respecto a la labor, la fatiga muscular que presentan al final de la jornada de trabajo y de qué forma tratan de mitigar estos efectos, así una vez diligenciada la encuesta se procederá a tomar el video del proceso de cosecha de palma de aceite.
- b. Realizar una revisión tecnológica sobre los dispositivos utilizados actualmente para la labor de cosecha del fruto de palma de aceite y los mecanismos adoptados para evitar dañar a este,

a su vez que reduzcan las vibraciones generadas por los motores ya sean eléctricos o de combustión.

4.2. Fase de análisis

- c. Analizar las alternativas encontradas anteriormente para caracterizarlas y determinar con qué ventajas y desventajas cuentan para el desarrollo de la labor para la que fueron diseñadas.
- d. Indagar sobre las herramientas y mecanismos utilizados para labores de cosecha en el sector agrícola. Se tendrán como filtro la cosecha del fruto, reducción del contacto y accesibilidad al mismo, no se especificará para qué clase fruto, ya que se pretende analizar de qué forma se pueden solucionar los factores mencionados anteriormente y así aplicarlos a un nuevo diseño.
- e. A partir de los videos realizados y el estado del arte de los avances en herramientas para la labor de cosecha, se realizará un análisis mecánico de éstas, teniendo en cuenta factores como peso, momento de rotación y carga sobre las articulaciones. Esto con el fin de entender qué factores ligados a la herramienta influyen en el desarrollo de TME y de qué forma se puede reducir la carga articular en espalda baja.
- f. Establecer los requerimientos de diseño para el producto.

4.3. Fase de desarrollo

- g. Generar alternativas de diseño o bocetos teniendo en cuenta los requerimientos deducidos anteriormente.
- h. Evaluar los conceptos de diseño de acuerdo a su conveniencia y el grado de respuesta a las necesidades del usuario con el fin de encontrar tres alternativas que pueden ser mejoradas o combinadas para generar nuevos conceptos.

4.4. Fase de Evaluación

- i. Evaluación comparativa entre el diseño propuesto y la herramienta utilizada comúnmente en el proceso de cosecha de palma aceitera, para lo cual se realizará una simulación 3D utilizando el software JACK, se determinarán puntos a favor y en contra, sobre los cuales se debe intervenir nuevamente.

5. Visita técnica

5.1. Generalidades del cultivo

El estudio fue realizado en la Meseta San Rafael, vía Bucaramanga – Barrancabermeja, el 18 de octubre de 2016, en una plantación de 30 hectáreas, la cual cuenta con un personal de 3 a 4 personas para desempeñar las tareas de cosecha.

Como objetivo principal de la visita, se busca comprender la forma en que se lleva a cabo las labores de cosecha del fruto de la palma de aceite. Se observaron las posturas, las tareas a realizar, los peligros, los accidentes comunes y las dinámicas de trabajo. A su vez el estudio posee un segundo enfoque que es identificar las necesidades latentes que debe cumplir el sistema a diseñar.

5.2. Observación e indagación sobre las herramientas utilizadas por los trabajadores



Figura 3. Implementos utilizados por los cosechadores en el cultivo de palma aceitera.

Se realizó una entrevista de tipo abierta con los trabajadores, quienes presentan los implementos que utilizan para el desempeño de sus labores. Entre éstos se resalta la herramienta convencional utilizada para las tareas de corte conocida como Palín Malayo con la cuchilla corta y Oz, las piedras para afilar, botas y overoles como se observa en la figura 3. Se realizaron preguntas con el fin de indagar en posibles problemas o dificultades para realizar las labores de cosecha, sin embargo los trabajadores especifican que al trabajar con palma joven los dolores no son muy comunes, no obstante manifiestan molestias en la espalda baja y cuello.

Con relación a la herramienta se observa que no cuenta con un agarre que impida su deslizamiento y la cuchilla no está soldada para poder ser removida, esto incurre en riesgos ya que el usuario está expuesto a deslizamientos de una herramienta que constantemente está afilada y cuya cuchilla no se encuentra ajustada a presión. Como respuesta a los inconvenientes presentados lo trabajadores optan por usar cinta aislante como medio para generar fricción y proveer un agarre seguro tal como se muestra en la figura 4.



Figura 4. Agarre provisional para generar fricción.

La presentación del Palín Malayo con cuchilla de Oz, cuenta con un mecanismo de barras telescópicas con una abrazadera para evitar el deslizamiento de un tubo sobre otro, la herramienta está ajustada a la cuchilla mediante tornillos de fijación y al mismo tiempo la cuchilla está cubierta por una pieza plástica. El uso de barras extensoras aumenta la distancia a la cual se ubica la cuchilla

respecto al trabajador, lo que aumenta su momento torsor por la carga en el extremo distal con relación al punto de apoyo.

5.3. Observación e indagación sobre terreno acerca de la actividad de cosecha



Figura 5. Condiciones del terreno donde se realiza las labores de cosecha.

El lugar donde se desarrolla la actividad de cosecha es afectado de manera constante por los cambios climáticos que perjudican las labores de cosecha al impedir llevar a cabo al operario sus actividades o por las condiciones extremas del terreno que allí se presentan.

El proceso de poda y el proceso de corte del fruto se realizan de la siguiente forma:



Figura 6. Ubicación de la cuchilla para el corte del fruto.

Paso 1: Debido a la altura de la palma el cosechador puede acceder al fruto sin retirar la hoja como se ve en la figura 6, para ello ubica la cuchilla en la parte inferior del racimo y realiza el corte del tallo. En las palmas donde no se tiene acceso al fruto es necesario retirar la hoja con el fin de no causar daños en la palma.



Figura 7. Extracción del fruto.

Paso 2: Una vez realizado el corte el cosechador levanta el fruto con el extremo distal del Palín Malayo para poder extraerlo de la palma como en la figura 7, en el caso de las palmas altas esta acción no se realiza ya que el fruto cae por acción de la gravedad

hasta colisionar con el suelo.



Paso 3: El operario lanza el fruto al suelo (Imagen 6), donde será recogido por el segundo operario y llevado al transporte inicial halado por un animal de carga como se muestra en la figura 8.

Figura 8. Lanzamiento del fruto.

Para el corte de la hoja, el operario ubica la cuchilla en la base de la hoja como se muestra en la figura 9, el corte debe ser limpio y evitar el daño en la palma. Cuando se realiza el corte de las hojas estas se ajilan, es decir se cortan en partes y se apilan alrededor de la palma lo cual facilita su degradación y disminuye el riesgo de heridas por las espinas que esta posee (Figura 10), no solo



Figura 10. Transporte inicial.



Figura 9. Ubicación de la cuchilla en el corte de la hoja.

para los operarios sino también para los animales de carga.

5.4. Conclusiones del estudio observacional

La actividad de cosecha en palma de baja altura presenta mayor exigencia de los brazos del operario mientras las palmas altas comprometen la espalda y el cuello, las herramientas utilizadas en esta actividad favorecen la adopción de posturas inadecuadas que sobrecargan al cuerpo. Asimismo los cambios críticos en el terreno donde se lleva a cabo esta actividad exigen un sistema estable que no comprometa la seguridad del operario mientras lo utiliza.

6. Revisión Tecnológica de lo Existente

6.1. Herramientas nacionales e importadas

Las herramientas convencionales y de bajo costo que se usan en la labor de cosecha se conocen como Palín y cuchillo malayo, el primero es un cincel y la segunda es una cuchilla en forma de oz las cuales se ubican en el extremo distal de una barra, para lo cual se utilizan maderas de la zona en donde se localiza el cultivo, tubos de hierro, aluminio y antenas telescópicas de aluminio para palmas mayores a los 25 años (Rey Picon, 1995).

Se realizó una revisión tecnológica de los productos y sus diferentes características técnicas, comercializados por las diferentes empresas en Colombia para realizar tareas en la cosecha de palma de aceite.

6.1.1. Herramientas palmeras (Cali, Valle, Colombia). El Cuchillo Malayo elaborado por



Figura 12. Cuchillo malayo de herramientas palmeras. Obtenido de <https://www.herramientaspalmeras.com/herramienta-importada>

medio de una aleación de hierro y acero japonés de alta calidad, con gran resistencia en labores de cosecha, excelente filo y duración (Figura 11). Posee un peso de 800 g y 76 cm de largo y como recomendación esta realizar el corte de arriba hacia abajo sin moverse de un lado a otro.



Figura 11. Palín Malayo de herramientas palmeras. Obtenido de <https://www.herramientaspalmeras.com/herramienta-importada>

Palín Malayo Importado (Figura 12): Especial para palma joven, elaborado con aleación de hierro y acero japonés, se encuentra disponible en 5 dimensiones diferentes y pesos que van desde 0.8 Kg a 1.6 Kg.



Set de varas telescópicas malayas: Importado de Malasia, fabricada en aluminio con una aleación que mejora las propiedades mecánicas en las labores de cosecha. Son dos cuerpos de 3m o 2m cada uno como se observa en la figura 13.

Figura 13. Set de varas telescópicas de herramientas palmeras. Obtenido de <https://www.herramientaspalmeras.com/herramienta-importada>

6.1.3. Distribuidor Malayo. Palín Malayo: Diseñado para el cultivo de palma joven (4-6 años), su peso varia de 0.75 a 1.35 Kg.

Cuchillo Malayo: Elaborado en hierro con aleación de acero que garantiza el afilado, de diferentes pesos y dimensiones que se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones del Cuchillo Malayo

Referencias							
	M 222 ^a	M 222B	M 222C	M 2222			Palm King
				M 2222	Con mango	Con mango inyectado	
Peso (Kg)	0.75	0.6	0.6	0.8	0.72	1.05	0.66
Dimensiones (cm)	38 x 34	32 x 28	34 x 38	36 x 40	36 x 38	38 x 36	33 x 40
Altura de la palma (m)	6-15	3-6	3-6			3-15	

Vara malaya: Para la cosecha de palma adulta (6m o más), elaborado con aluminio ultra delgado de alta resistencia (Distribuidor Malayo S.A.S., s.f.). Las varas están en presentaciones de 6-12 m, 6.5-13 m, 6-15 m y 8-15 m.

6.1.1. Cantas – a tool for the efficient harvesting of oil palm fresh fruit bunches.



Cantas es una herramienta motorizada como se observa en la Figura 14, especializada en cosecha de

Figura 14. Cantas. Obtenido de <http://etani.com.my/index.php/machines/cantas-2/>

frutos, alcanza longitudes variadas según su tipo al igual que su peso, sus estudios demuestran una

capacidad de cosecha de 560 a 750 racimos mientras que a mano está entre los 250 y 350 racimos, las características de sus herramientas se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Características de herramientas Cantas.

	Kuba-Kuba	Cantas 3 Advanced II (sikcle)	Cantas 5 Advanced II (sikcle)	Cantas 6 Advanced II (sikcle)
Peso (Kg)	6	6.5	7	9
Longitud (m)	1.2 - 2.4	1.2 – 3.3	2.4 – 4.6	3 - 6
Potencia (hp)	1.3	1.3	1.3	1.3
Material	Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio
Cuchilla	Palín	Palín Y Oz	Oz	Oz

6.2. Patentes relacionadas con el cultivo de palma de aceite

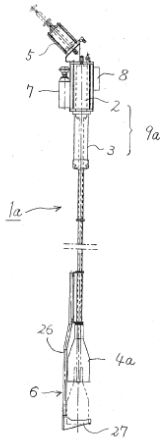


Figura 15. Motorized Cutting Tool. Copyright 2014 por Jelani, A. R., & Shuib, A. R. (22 de Mayo de 2014). *Malasia Patente n° WO 2014077672 A1*

Con el fin de mejorar la productividad y las condiciones laborales de los cosecheros se han patentado diferentes herramientas como es el caso de Motorized Cutting Tool (Figura 15), la cual consiste en una cuchilla motorizada de baja vibración diseñada para el corte de las hojas y frutos de palma aceitera, comprende una cuchilla cuyo movimiento lineal es el resultado de una transformación del movimiento giratorio de un motor a

través de un engranaje cónico (Malasia Patente n° WO 2014077672 A1,

2014), a su vez se encuentra Power Driven Cutter (Figura 16) que utiliza la

energía de combustión del gas LP para generar una explosión y convertir la

fuerza expansiva en energía cinética rectilínea y así generar que una

herramienta de corte montada en el vástago de salida sea despedida, mientras un medio de

compensación reduce la reacción generada (Japon Patente n° WO 2014024273 A1, 2014).

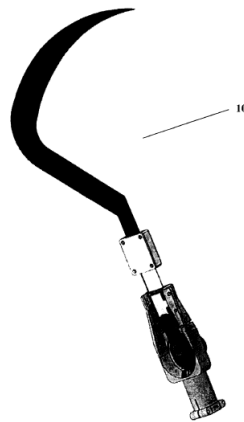
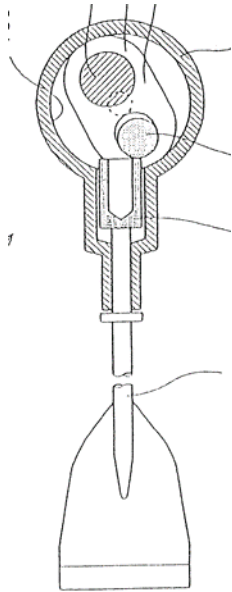


Figura 16. Power Driven Cutter. Copyright 2014 por Masahiko, K., Koji, K., Kozo, I., Tetsuji, T., & Katakura, M. (13 de Febrero de 2014). *Japon Patente n° WO 2014024273 A1.*



Diferentes mecanismos han sido adaptados con el fin de reducir la vibración tanto de motores a gasolina como los de gas, es el caso de la patente Rotary Impacting Apparatus (Figura 17), el cual hace uso de un rotor que cuenta con dos elementos, uno de ellos permanece fijo y otorga al mecanismo estabilidad contra el impacto, mientras el segundo elemento oscila en dirección al vástago de salida y amortigua el golpe que por la rotación del motor este genera (Patente n° US 5002134 A, 1991); la invención anterior fue aplicada por primera vez en la patente que lleva su mismo nombre y precede a Motorized Cutting Tool. Sin embargo los motores que reducen el impacto necesitan de una

Figura 17. Rotary Impacting Apparatus. Copyright 1991 por Yamada, S. (26 de marzo de 1991). Patente n° US 5002134 A.

lubricación permanente, punto que soluciona la patente Impact Generator (Figura 18) al hacer uso de la fuerza centrífuga que el motor genera permite mantener alejadas las superficies del contrapeso y un elemento giratorio, las cuales entran en contacto con el vástago para amortiguar la fuerza de reacción (Patente n° US 6484815 B1, 2002). Las patentes antes nombradas disminuyen el riesgo de padecer TME causados por la vibración de las herramientas mecánicas, sin embargo no mitigan los diferentes factores de riesgo por carga física que se derivan de la anatomía de la palma y que influyen en los operarios.

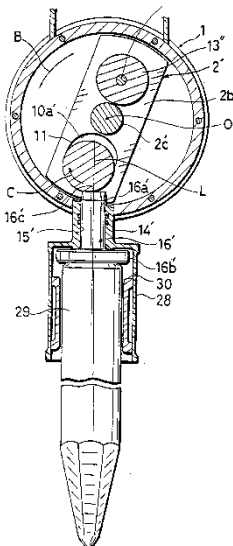


Figura 18. Impact Generator. Copyright 2002 por Yamane, Y., Takemoto, K., & Yashirodai, T. (26 de Noviembre de 2002). Patente n° US 6484815 B1.

6.3. Revisión tecnológica de herramientas de corte utilizadas en otros contextos



Figura 19. The twister fruit picker

Para la generación de conceptos y alternativas se hace necesario una revisión tecnológica sobre los dispositivos empleados en ambientes de trabajo similares al de cosecha de palma de aceite, es decir, cosechas de frutos de gran altura, con lo que se busca encontrar mecanismos que se adapten a la problemática planteada. Entre los dispositivos encontrados estas:

The twister fruit picker: Fabricado en Estados Unidos para la recolección de manzanas, papayas u otras frutas con piel suave o dura; para las frutas con piel delicada se puede hacer uso de fundas protectoras para evitar el daño (ver figura

19), cuenta con una vara extensible de 7 a 12 in y un peso de 8.7 onzas, consta de una clase de tenaza en el extremo distal de la herramienta el cual es cerrado al halar una cuerda (The twister fruit picker, s.f.).

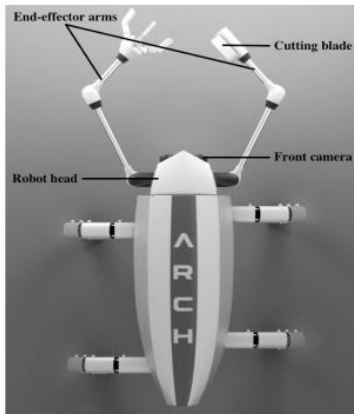


Figura 20. Advanced Remote-Controlled Coconut Harvesting Robot

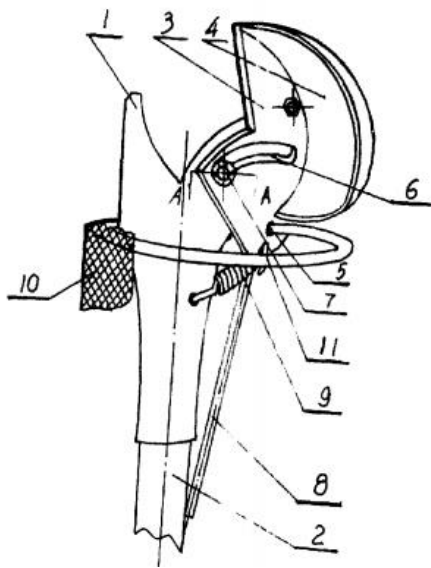
Advanced Remote – Controlled Coconut Harvesting Robot: Dado que en los cultivos de coco los trabajadores tienen la necesidad de escalar la palma para recogerlos, este robot abraza la palma y la sube (ver figura 20), con la pinza del lado izquierdo sujeta el coco y con la derecha corta la rama, en la cabeza posee una cámara para poder observar el área en la que se va a intervenir (Abraham, Girich, Vitala, & Praveen, 2014).



Tijeras cosechadoras fijas para aguacate Terravocado: Las tijeras son fabricadas en Medellín, Colombia, estas cortan el fruto el cual se mantiene adherido a la herramienta, evitando así que caiga al suelo (ver figura 21). Garantiza un corte plano y limpio lo cual evita el daño en los árboles

Figura 21. Tijeras cosechadoras fijas para aguacate Terravocado (Terravocado, s.f.) Llega a alturas de 1.7 m, 2 m y 2.6 m.

Simplified picker for fruits on tall trees CN 86202088 U: Está compuesto por un cuchillo fijo, uno móvil, un cucharón controlador, una bolsa recolectora, barra extensora, un resorte entre otros elementos (ver figura 22). El cucharón está unido al cuchillo móvil y se mueve a lo largo de un riel y permite que una vez realizado el corte el fruto es lanzado directamente a la bolsa recolectora (China Patente n° CN 86202088 U, 1986).



Herramienta para disminuir posturas inadecuadas: Esta herramienta se desarrolla mediante un proceso de diseño centrado en el usuario cuyo principal objetivo es enfocar y evaluar su actividad en torno a la reducción de posiciones inadecuadas durante la tarea de corte del fruto de palma de aceite (ver figura 23). La herramienta cuenta con una longitud de 173,2 cm y un diámetro de agarre de 4,2 cm. (Mohd Tamrin , 2014)

Figura 22. W. C. (3 de diciembre de 1986). China Patente n° CN 86202088 U.



Figura 23. Designing an Ergonomics harvesting tool for oil palm plantation workers (Mohd Tamrin , 2014)

Sistema automático para corte de fruto de palma de aceite: Este diseño cuenta con una máquina de carga la cual puede moverse alrededor del tronco de la palma, un sistema de corte, un sistema mecanizado de motor para mover la máquina de corte adelante y atrás, la función de la máquina

es cortar tanto hojas como frutos (ver figura 24). El proceso de corte es llevado a cabo por movimientos recíprocos rápidos y continuos de una sierra rectangular. (Shokripour, Wan Ismail, Shokripour , & Zahra, 2012).

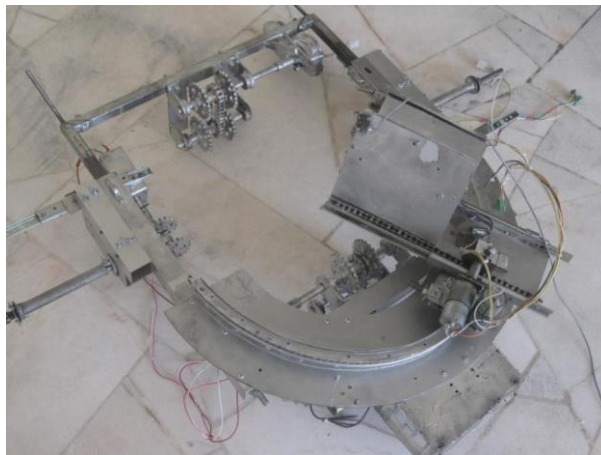


Figura 24. Development of an automatic cutting system for harvesting oil palm fresh fruit bunches.

6.4. Análisis de las herramientas encontradas

Las herramientas encontradas en la revisión tecnológica se clasifican en dos grupos, el primero está conformado por las herramientas mecánicas actuales que traen como consecuencia el desarrollo de TME y disminución en la calidad de los frutos cosechados por el impacto en la caída, las innovaciones en esta área están enfocadas en la eficiencia del corte y solo una patente está orientada a mejorar la postura del cosechador.

Segundo, las herramientas motorizadas disminuyen el esfuerzo que debe realizar la persona para llevar a cabo la tarea de cosecha, sin embargo se adiciona el peso del motor y del combustible que debe ser cargado sobre la espalda durante toda la jornada laboral, asimismo no solucionan el problema existente de acceso a los frutos altos y continúan con el sistema convencional de una barra larga para llegar a ellos, sumado el hecho que poseen visibilidad cero durante la realización de la labor, es así como los operarios continúan adoptando posturas inadecuadas.

Las alternativas planteadas que sustituyen en su totalidad la labor del cosechador son costosas comparadas con las herramientas en el mercado. En conclusión el foco de innovación en las herramientas para el corte de fruto de palma aceitera se encuentra en la productividad y no en el bienestar del cosechador, la ventaja mecánica de los dispositivos está dirigida a la efectividad del corte y el aumento del número de frutos recolectados con lo cual se continua el desarrollo de TME relacionados con levantamiento, manejo, posicionamiento, empuje y halado de cargas de forma repetitiva.

7. Requerimientos de diseño

7.1. Atributos de diseño

Los atributos determinados (ver tabla 3) para el sistema de corte de palma de aceite se obtienen de la fase de observación, donde la voz del usuario permite identificar de necesidades latentes. Estos atributos se clasifican en deseables, que son los ideales del producto a diseñar, los atributos obligatorios que debe cumplir y los estándares que no pueden ser variados.

Tabla 3. Atributos de diseño

Deseables	Obligatorios	Estándar
Es transportable.	Disminuye la carga en espalda baja.	Baja el fruto.
Evita el impacto del fruto.	Es segura.	Disminuye la carga muscular.
Es versátil, es decir, poda y corta el fruto en palma baja o alta.	Evita el daño del fruto.	Resistente a la intemperie.
Mantenimiento nulo.	Cuenta con ventaja mecánica.	Resistente a caídas e impactos.
Control del fruto en caída libre.		Resistente a las fuerzas de tensión y tracción.
Es modular.		Desprendimiento limpio.
Permite el control visual en el momento de realizar el corte.		Agarre seguro.
Pocos pasos para su armado y desarmado.		Lenguaje de uso claro.
Ciclo de vida amigable con el medio ambiente.		

Los requerimientos de diseño son establecidos con base en los atributos del producto, estos son clasificados en humanos, técnico-productivos, funcionales, formal-estéticos y expresivo-formal. Se define primero los parámetros para determinar los requerimientos finales de diseño.

7.1.1. Parámetros para determinar los requerimientos humanos.

7.1.1.1. Peso. En Colombia, la protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de las operaciones que implican la manipulación manual de cargas viene principalmente regulada en el Capítulo I del título X de la Resolución n° 2004, del 22 de mayo de 1979, en el artículo 390 donde se establece como carga máxima sobre los hombros 50 Kg para hombres y 20 Kg en mujeres.

Sin embargo, en la tabla 4 se establecen los pesos teóricos recomendados según la altura y distancia a la que es manipulada (Universidad Politécnica de Valencia, 2015). Asimismo, según la universidad Politécnica de Valencia una carga inferior a 3 Kg no es considerada como riesgo

Tabla 4. Pesos recomendados según la distancia de manipulación

Altura	Cerca del cuerpo	Lejos del cuerpo
Altura a la vista	13 kg	7 kg
Encima del codo	19 kg	11 kg
Debajo del codo	25 kg	13 kg

Con base en lo anterior y teniendo en cuenta el peso teórico recomendado, se establece como peso máximo del sistema 3 Kg.

7.1.1.2. Dimensiones de la carga portable. Una carga demasiado ancha ocasionaría posturas forzadas en los brazos y no permitirá un adecuado agarre, ni levantarla desde el suelo en una postura segura con la espalda derecha, la carga profunda aumentará la distancia horizontal e incrementará las fuerzas comprensivas en la columna vertebral y una carga demasiado alta no permitirá una adecuada visibilidad. También el ancho de la carga no debe superar la distancia entre los hombros, 60 cm aproximadamente, la profundidad máxima es de 50 cm aunque se recomienda una medida inferior a los 35 cm (Universidad de Malaga, 2007). La manipulación de la carga está definida tanto en límite de peso como en las dimensiones y facilidad de agarre de la misma.

7.1.1.3. Carga articular. Para mantener una posición de bipedestación, en la columna se combina la rigidez de las vértebras y la elasticidad de los discos, el cuerpo vertebral resiste muy

bien las cargas de compresión a lo largo de su eje vertical gracias a la disposición de sus trabéculas¹, de esta manera es capaz de soportar presiones significativas y tener movilidad. Los límites aceptables de fuerza de compresión intradiscal señalado por NIOSH para adultos de ambos sexos es 3.4 KN a nivel de las vértebras L5 y S1 (Waters et al., 1993) citado por (Gutiérrez Henríquez, Flores Rivera, & Monzó Eyzaguirre , 2010).

7.1.1.4. Vibración del producto. El Parlamento Europeo y El Consejo sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud de los trabajadores (2002) establece valores límite sobre la exposición a vibraciones en el manejo de herramientas (Chunga, 2013). El valor límite de exposición diaria para un periodo de 8 horas es $5 m/s^2$, para ese mismo periodo pero que da lugar a una acción es de $2.5 m/s^2$. Una exposición continua o repetitiva a $1 m/s^2$ no tiene efectos negativos en la salud ni seguridad de los trabajadores.

7.1.2. Parámetros para determinar los requerimientos Técnico-Productivos

7.1.2.1. Frecuencia de Mantenimiento. El mantenimiento se define como el conjunto de actividades que deben realizarse tanto a instalaciones como equipos con el fin de corregir o prevenir fallas dentro del proceso productivo y garantizar que se cumpla a cabalidad y se mantenga la capacidad productiva en el nivel deseado. Actualmente la herramienta utilizada para llevar a cabo la tarea de cosechar el fruto de palma de aceite recibe un mantenimiento periódico determinado por la experiencia del usuario con la herramienta, este mantenimiento busca afilar la cuchilla para disminuir el número de acciones a realizar para cortar el tallo del fruto. En este caso la herramienta suele ser afilada una vez a la semana y se toma este como valor de referencia para mantener una similitud entre las características mínimas viables de la herramienta.

¹ Prolongaciones óseas entrecruzadas que forman una malla.

7.1.2.2. Peso a resistir. Se determina el peso mínimo de la herramienta con base en la realización de tareas que se plantean, es así como se establece su capacidad de resistencia a partir de los 25 Kg que equivale al peso del fruto.

7.1.2.3. Es reciclable. El Palín Malayo actual está elaborado en acero al carbón lo que permite ser reciclado en un 100% para obtener nuevamente materia prima, se propone que el sistema diseñado será reciclable en un 60% como mínimo ya que es necesario el uso de otros materiales con el fin de reducir el peso del sistema y mejorar características de seguridad durante el uso de la herramienta. (Fernandez Muerza, 2013).

7.1.2.4. Consumo Energético. Hoy en día la fabricación de un palín malayo requiere como mínimo el uso de 14 KW en cada proceso que se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Consumo energético en la fabricación del Palín Malayo.

Proceso	Maquina	Consumo Energético (W)
Corte de los tubos	Cortadora de tubos MC-400AV	2,4 KW
Pulir los tubos	TRIS	3,0 KW
Lijar los bordes generados durante el corte	LPC 90	0,55 KW
Desbordar la sección del corte con el fin de generar un bisel que no lastime al usuario	DUO	4,0 KW
Soldar el tubo a la cuchilla	Soldadora Infra Industrial Th 250	3,2 KW

El consumo energético que se toma como referencia es el de la herramienta CANTAS que hasta el momento es líder en la mejora de productividad de los cosecheros de palma de aceite. Esta

herramienta cuenta con un motor de dos velocidades de 1.3 Hp que se traduce en 969,14 W (1 HP = 745.7 W).

7.1.2.5. Emisión de gases. Teniendo en cuenta las especificaciones del motor de la herramienta CANTAS, la cual posee un tanque de 440 cm^3 de gasolina, cuya densidad es de 0,68 g/cm^3 , esto resulta en una masa de 0,299 kg de gasolina. A partir de este valor se utiliza un índice de conversión propuesto en la guía práctica para el cálculo de emisiones de efecto invernadero de la oficina Catalana del Canvi Climatic (Ofinica Catalana del Canvi Climàtic, 2011) donde se establece que para el trabajo con gasolina, 1 kg de gasolina genera 3,05 kgCO₂, por ende al multiplicar 0,299 x 3,05 obtenemos la cantidad de CO₂ generado, 0,911 kgCO₂.

7.1.2.6. Impermeabilidad. Si bien es cierto el acero es impermeable, es decir no deja penetrar líquidos a través de él, tiende a corroerse al estar en contacto con un ambiente húmedo, la herramienta debe garantizar una impermeabilidad y resistencia a la corrosión para mejorar la durabilidad del producto.

7.1.2.7. Resistencia. La resistencia del material está determinada con base en las necesidades mecánicas que se requiera, con un mínimo factor de seguridad igual a 2.

7.1.3. Parámetros para determinar requerimientos funcionales

7.1.3.1. Fuerza de impacto del fruto. Reducir la fuerza de impacto del fruto (se propone un valor mínimo de 20%) con respecto al estado actual para prevenir la aparición de magulladuras y así mantener la calidad tanto del fruto como del aceite crudo extraído.

7.1.3.2. Tareas que permite realizar la herramienta. Las tareas mínimas a realizar con la herramienta para la cosecha son la poda de las hojas de palma y el corte del fruto.

7.1.3.3. *Visibilidad durante la tarea.* La herramienta permite al operario la visibilidad del fruto durante el corte para prevenir la aparición de heridas en la planta.

7.1.4. Parámetros para determinar los requerimientos Formal-Estético

7.1.4.1. *Formación del sistema.* El sistema no posee puntas ni aristas que puedan poner en riesgo la seguridad del operario, para ello se establece el ángulo entre aristas superior a 100° y un radio de curvatura mayor a 2 mm.

7.1.5. *Parámetros para determinar los requerimientos Expresivo-Formal.* El lenguaje de uso del sistema es claro, para ello se hará uso de los signos universales e indicativos de color. Se manejará los conceptos de visibilidad, topología y retroalimentación en el uso de los controles que requiera el sistema.

7.2. Requerimientos de diseño

En la tabla 6, se observan los requerimientos de diseño que se obtienen a partir de los Atributos establecidos previamente en la visita técnica, cada atributo es base para el establecimiento de los requerimientos de diseño por ende un requerimiento puede aparecer más de 1 vez en diferentes atributos. Basados en la metodología de Diseño y Desarrollo de productos (Ulrich & Eppinger , 2013), se le otorga una puntuación a cada tipo de atributo, siendo 1 punto los atributos Deseables, 2 puntos los atributos estándares y 3 puntos los atributos obligatorios. Posteriormente se categorizan estos requerimientos en Requerimientos humanos (RH) , técnico-productivos (RTP) , funcionales (RF), formal-estéticos (RFE) y expresivo-formal (REF) , Con base en la puntuación de cada requerimiento mientras estos aun eran atributos se logra un calificación total y de esta se estima el porcentaje de importancia como se puede observar en la tabla 7.

Tabla 6. Determinación de Requerimientos de Diseño a partir de los Atributos de Diseño

	Atributos	Puntos	Requerimientos	Tipo
DESEABLE S (+1)	Es transportable	1	Sistema de corte pesa menos de 3 kg	RH
	Evita impacto del fruto	1	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.	RF
	Poda y corta fruto alto y bajo	1	Permite podar y cortar el fruto.	RF
			El agarre del sistema genera una desviación de 80° respecto al eje de la herramienta	RH
	Mantenimiento Nulo	1	Frecuencia de mantenimiento 1 vez por semana.	RTP
	Control del fruto en caída	1	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.	RF
	Modular	1	Modular	RFE
	Control visual para cortar	1	Permite ver la rama a cortar.	RF
	pocos pasos de montaje y desmontaje	1	Lenguaje del sistema de uso por medio de signos universales e indicativos de color.	REF
	Ciclo de vida amigable	1	Es reciclable en un 60%.	RTP
Requiere menos de 989.41 W para su funcionamiento.			RTP	
Debe generar menos de 0.911 kg CO2 mientras es utilizada.			RTP	
Debe consumir 14 KW de energía en su fabricación			RTP	
Obligatorios (+3)	Disminuye la Carga en espalda Baja	3	Carga intradiscal inferior a 3400 N	RH
	Es segura	3	Nivel de vibración máximo 2 m/s ²	RH

		Carga intradiscal inferior a 3400 N	RH	
		El agarre cuenta con una longitud de 12.5 cm.	RH	
		Debe generar menos de 0.911 kg CO2 mientras es utilizada.	RTP	
		El sistema provee un agarre de 4 cm de diámetro.	RH	
		El agarre del sistema posee un coeficiente de fricción entre 0.5 y 1	RH	
		Las dimensiones máximas del sistema son 60x60x50 cm si el usuario la carga.	RF	
		Ángulo de aristas mayor a 100° y radio de curvatura mínimo de 2mm.	REF	
		Sistema de corte pesa menos de 3 kg	RH	
	evita el daño del fruto	3	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.	RF
	Cuenta con ventaja Mecánica	3	El agarre del sistema genera una desviación de 80° respecto al eje de la herramienta	RH
Estándares (+2)	Baja el fruto	2	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.	RF
			Sistema de corte pesa menos de 3 kg	RH
	Disminuye la carga muscular	2	Ángulo de aristas mayor a 100° y radio de curvatura mínimo de 2mm.	REF
			Nivel de vibración máximo 2 m/s ²	RH
	resistencia a la intemperie	2	Los materiales establecidos tienen un factor de seguridad mínimo de 1.	RTP
	resistencia a impactos y caídas	2	Los materiales establecidos tienen un factor de seguridad mínimo de 1.	RTP

resistencia a tensión y tracción	2	Los materiales establecidos tienen un factor de seguridad mínimo de 1.	RTP
		La herramienta resiste un peso mínimo de 25kg.	RTP
Desprendimiento limpio	2	Desprendimiento limpio	RF
		El sistema provee un agarre de 4 cm de diámetro.	RH
Agarre seguro	2	El agarre del sistema posee un coeficiente de fricción entre 0.5 y 1.	RH
		El agarre cuenta con una longitud de 12.5 cm.	RH

Nota: RH= Requerimientos Humanos; RF=Requerimientos Funcionales; RTP=Requerimientos técnicos productivos; REF=Requerimiento estético formal

Tabla 7 Jerarquización de requerimientos

		Frecuencia	Puntos Parciales	Total	% del Total
Requerimientos Humanos	Sistema de corte pesa menos de 3 kg	3	6		
	El agarre del sistema genera una desviación de 80° respecto al eje de la herramienta	2	4		
	Carga intradiscal inferior a 3400 N	2	6		
	Nivel de vibracion maximo 2 m/s ²	2	5	36	49,32
	El agarre cuenta con una longitud de 12,5 cm.	2	5		
	El sistema provee un agarre de 4 cm de diámetro.	2	5		
	El agarre del sistema posee un coeficiente de fricción entre 0,5 y 1	2	5		
Requerimientos técnicos productivos	Frecuencia de mantenimiento 1 vez por semana.	1	1		
	Es reciclable en un 60%.	1	1		
	Los materiales establecidos tienen un factor de seguridad mínimo de 1.	3	6		
	Requiere menos de 989.41 W para su funcionamiento.	1	1	16	21,92
	Debe generar menos de 0,911 kg CO2 mientras es utilizada.	2	4		
	Debe consumir 14 KW de energía en su fabricación	1	1		
	La herramienta resiste un peso mínimo de 25kg.	1	2		
Requerimientos Funcionales	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.	4	7		
	Permite podar y cortar el fruto.	1	1	14	19,18
	Permite ver la rama a cortar.	1	1		

SISTEMA DE CORTE PARA FRUTO DE PALMA DE ACEITE

54

Las dimensiones máximas del sistema son 60x60x50 cm si el usuario la carga.

1

3

Desprendimiento limpio

1

2

Requerimientos formales estéticos

Ángulo de aristas mayor a 100° y radio de curvatura mínimo de 2mm.

2

5

5

6,85

Requerimientos expresivo formal

Lenguaje del sistema de uso por medio de signos universales e indicativos de color.

1

1

2

2,74

Es Modular

1

1

TOTAL

37

73

73

100,00

Tabla 8. Requerimientos de diseño de la herramienta

Humanos	Técnico-Productivos	Funcionales	Formal-Estéticos	Expresivo-Formal
El sistema de corte pesa menos de 3 Kg.	Frecuencia de mantenimiento 1 vez por semana.	Las dimensiones máximas del sistema son 60x60x50 cm si el usuario la carga.	Ángulo de aristas mayor a 100° y radio de curvatura mínimo de 2mm.	Lenguaje del sistema de uso por medio de signos universales e indicativos de color.
Nivel de vibración máximo al accionar el sistema de 2 m/s² .	La herramienta resiste un peso mínimo de 25kg.	Reduce fuerza de impacto del fruto en un 20%.		
La carga intradiscal durante la realización de la tarea no supera los 3400 N.	Es reciclable en un 60%.	Permite podar y cortar el fruto.		
El agarre cuenta con una longitud máxima de 12,5 cm.	Debe consumir 14 KW de energía en su fabricación	Permite ver la rama a cortar.		
El sistema provee un agarre de 4 cm de diámetro.	Requiere menos de 989.41 W para su funcionamiento.			
El agarre del sistema genera una desviación de 80° respecto al eje de la herramienta	Debe generar menos de 0,911 kg CO2 mientras es utilizada.			

El agarre del sistema posee un coeficiente de fricción entre 0,5 y 1

Los materiales establecidos tienen un factor de seguridad mínimo de 2.

8. Desarrollo y evaluación de alternativas de Diseño

En primera instancia se realizó un proceso de generación de conceptos cuya base fueron los requerimientos de Diseño, este proceso dio como resultado un total de 42 conceptos a los cuales se les aplicó una preselección para llegar a 18 alternativas (Apéndice A) que fueron evaluadas y posteriormente descartados de forma iterativa siguiendo el proceso descrito en la figura 25 hasta obtener tres sistemas que son presentados a continuación.

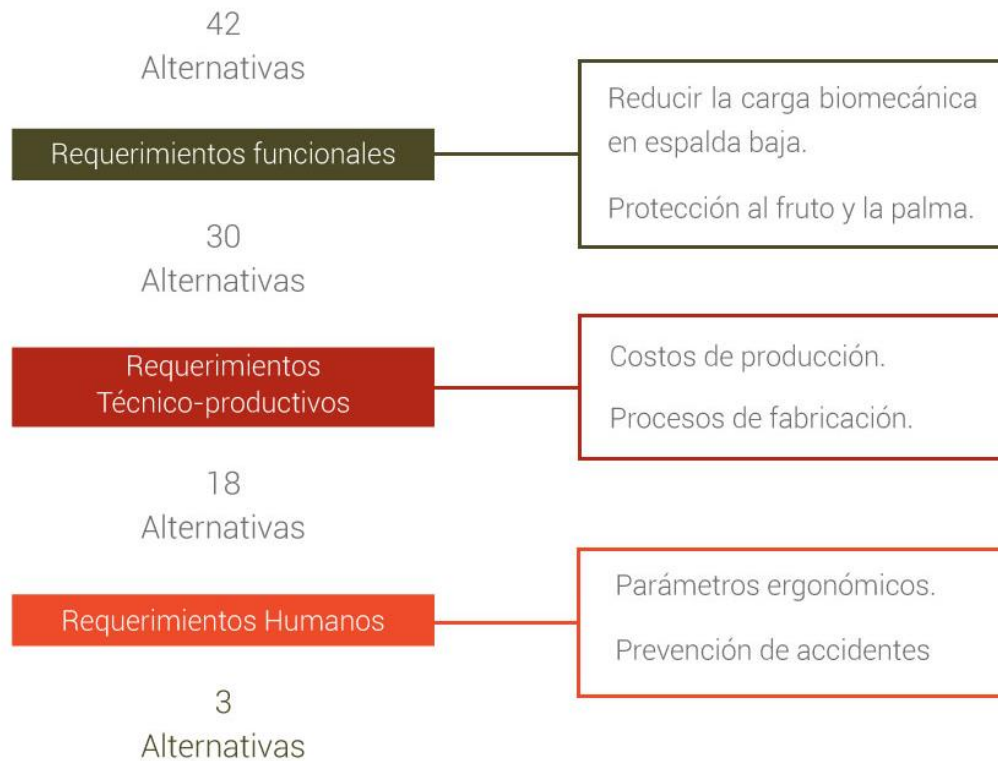
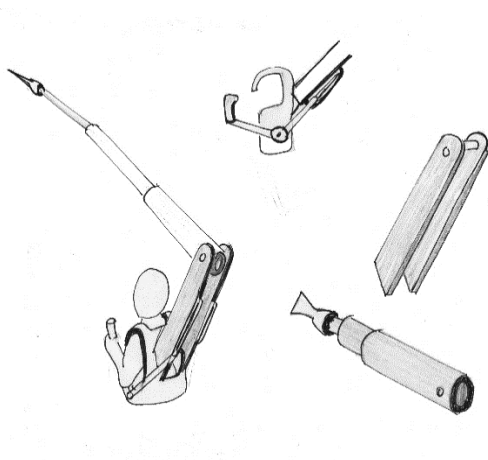


Figura 25. Proceso de Selección de Alternativas

8.1. Descripción de alternativas planteadas

8.1.1. Exoesqueleto y recogedor del fruto en la palma con amortiguador.



En esta alternativa de diseño se plantea un exoesqueleto como se muestra en la figura 26, el cual se apoya en la espalda del operario mientras una vara telescópica es proyectada desde la parte posterior de la misma, los brazos del dispositivo le permiten girar la vara y la cuchilla durante su posicionamiento.

Figura 26. Exoesqueleto para corte de pala.

Como alternativa para disminuir la fuerza de impacto del fruto (Figura 27) se propone una base que se sujeta alrededor del tronco de la palma con una lona que se extiende, cuenta con amortiguadores en los extremos de las guías de la lona para permitir una deformación y disminuir la fuerza de impacto al absorber la energía.

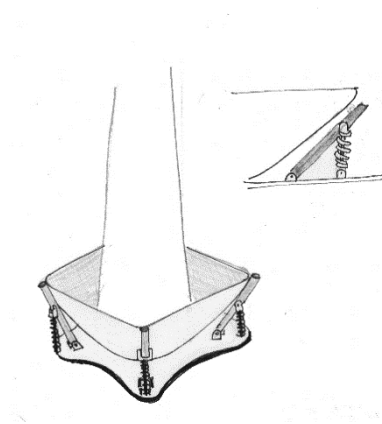


Figura 27. Amortiguador de fuerza de impacto.

8.1.2. Cosechador de palma de aceite con recolector del fruto. Este dispositivo se ajusta alrededor de la palma como en la figura 28, con el fin de limitar el contacto con el usuario, en la base se encuentra sujeta una malla que recolectará el fruto para evitar su caída. El punto de apoyo de la vara que sujeta la cuchilla se encuentra en el anillo que rodea la palma, donde el usuario acciona la herramienta a través de una manivela que genera el movimiento de un mecanismo de cuatro barras. El fruto es recibido mediante una malla que rodea la palma, esta transmite la energía de impacto a una serie de muelles cuya deformación garantizan la reducción de energía cinética y por tanto la fuerza de impacto se ve reducida también.

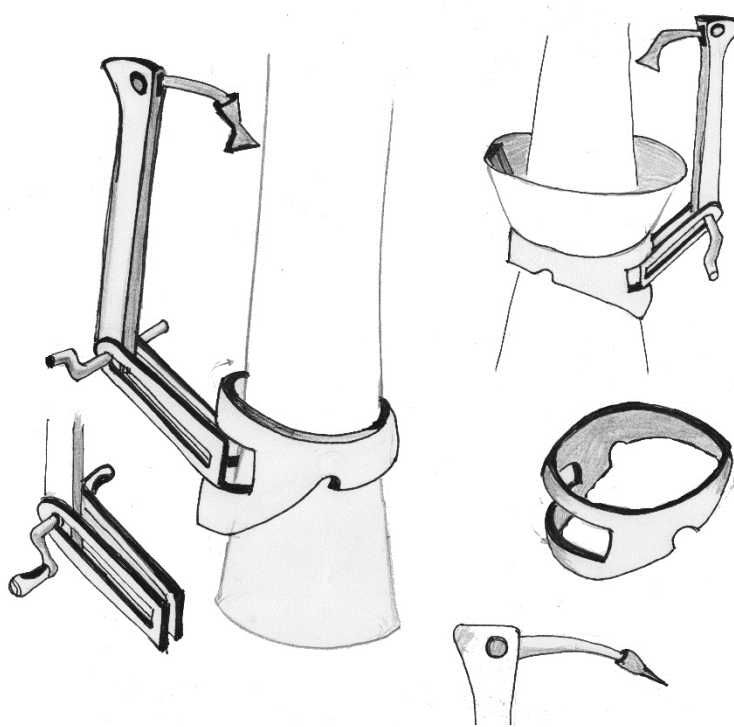


Figura 28. Cosechador de palma de aceite con recolector de fruto.

8.1.3. Trípode para la cosecha de Fruto de Palma. Este dispositivo (Figura 29) parte de la hipótesis del usuario como punto de apoyo del sistema tradicional de corte de palma, por ende se busca ubicar este punto de apoyo fuera del organismo del usuario y de esta forma reducir la carga que se genera en la espalda, posee un apoyo para el antebrazo con el cual se da dirección a la herramienta y una palanca lateral para ejecutar el corte, este mecanismo de corte se ubica sobre una estructura de tres puntos de apoyo.

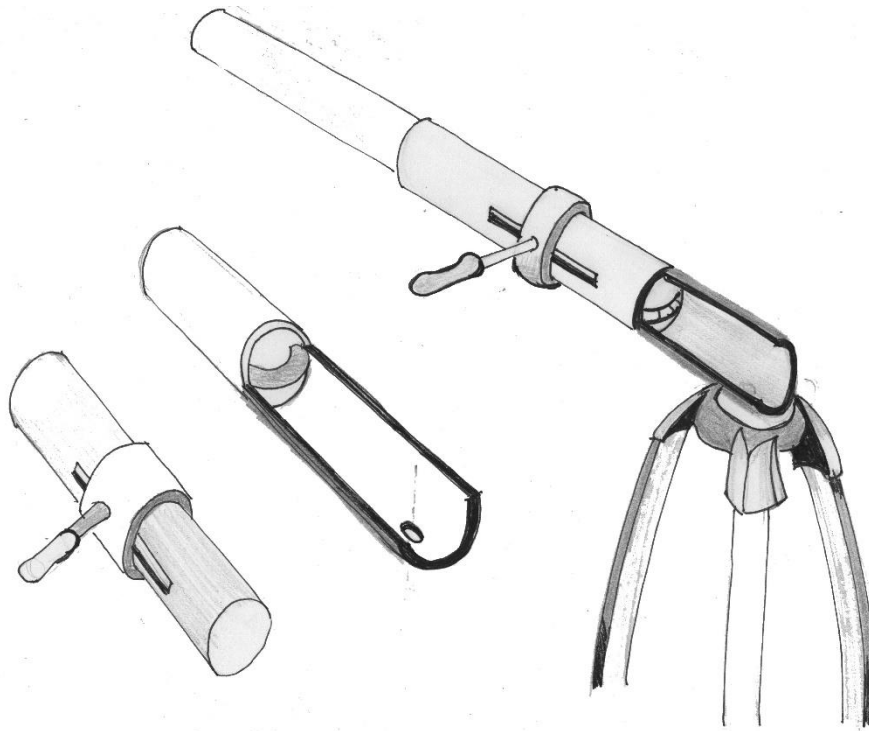


Figura 29. Trípode para la cosecha de fruto de palma

El reductor de impacto (Figura 30) consiste en una superficie plegable, que mediante una serie de paneles acolchados aumenta el tiempo de desaceleración del fruto en caída libre, de esta forma se reduce la energía cinética con la que este cae y por ende la fuerza con la que impacta, este dispositivo tiene como objetivo reducir el daño que el fruto recibe luego de chocar en el suelo.

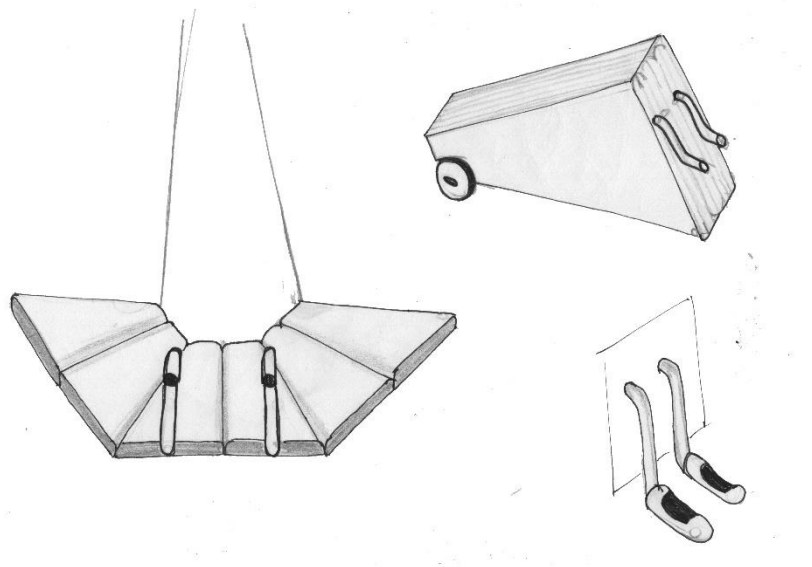


Figura 30. Reductor de impacto

8.2. Evaluación de alternativas

La evaluación de alternativas se presenta en la tabla 9, en donde a cada criterio de evaluación se le asignó un puntaje para sumar un 100%, la calificación otorgada a la alternativa en cada uno de los criterios va de cero a uno, este valor es multiplicado por el porcentaje asignado anteriormente y dividido en 100, de esta manera se obtiene una cantidad que sumadas muestra el nivel de cumplimiento de los criterios.

La prueba anterior le otorga un porcentaje de cumplimiento de la totalidad de los criterios al exoesqueleto y recogedor con amortiguador de un 57%, este porcentaje se ve influenciado por la baja calificación con relación a un peso menor de 3 Kg, dimensiones del sistema y la posible complejidad de las piezas en la fabricación, lo que aumentaría el costo de producción.

El cosechador de palma de aceite con recolector de fruto integrado tiene un 13% adicional en la calificación con respecto al anterior, las dimensiones del sistema obtienen una puntuación baja

puesto que la distancia mínima recomendada para realizar el corte es de 3m, al estar el punto de apoyo del sistema sujeto de la palma se tendría un brazo de esa longitud para permitir al operario manipularlo.

El sistema de trípode y recolector de impacto presenta una puntuación baja en la visibilidad que el operario tiene de la rama, sin embargo el peso no adquiere una baja calificación ya que en la alternativa propuesta la necesidad de cargar la herramienta se anula. En conclusión esta última es escogida como alternativa viable al cumplir con un 80% de la totalidad de los criterios.

Tabla 9. Evaluación de alternativas

Crterios	Puntaje (%)	Exoesqueleto y recogedor del fruto en la palma con amortiguador	Trípode para la cosecha de Fruto de Palma y reductor de impacto	Cosechador de palma de aceite con recolector del fruto			
El sistema de corte pesa menos de 3 Kg si es cargado.	20	0,20	4%	0,5	10%	0,8	16%
El agarre cuenta con una longitud de 12,5 cm.	5	1	5%	1	5%	1	5%
Requiere menos de 989.41 W para su funcionamiento.	15	1	15%	1	15%	1	15%
Las dimensiones máximas del sistema son 60x60x50 cm si el usuario la carga.	5	0	0%	0,5	3%	0,5	3%
Permite podar y cortar el fruto.	15	1	15%	1	15%	1	15%
Permite ver la rama a cortar.	5	0,2	1%	0,2	1%	0,2	1%
El corte se realiza en palma alta y baja.	15	1	15%	1	15%	1	15%
Piezas no complejas en la fabricación.	20	0,1	2%	0,3	6%	0,5	10%
Total	100		57%		70%		80%

9. Diseño de Detalle

9.1. Necesidades latentes en la alternativa

9.1.1. Herramienta de corte de fruto de palma aceitera. Con base en la alternativa seleccionada se plantean las necesidades que posee el sistema, las cuales se muestran en la Tabla 10 con su respectiva solución.

Tabla 10. Necesidades de la herramienta de corte de fruto

Necesidad	Solución
Ubicar la cuchilla hasta el fruto.	Mecanismo de elevación de la vara desde 0° hasta 70°
Direccionar la herramienta.	Mecanismo de giro
Amortiguar la fuerza de reacción en el corte del fruto.	Muelle de compresión para absorber la fuerza
Transporte de la herramienta.	Llantas en los tres puntos de apoyo.
Amortiguar vibraciones por terreno irregular.	Resorte de compresión que actúa como amortiguador.
Realizar el corte.	Riel en la guía de la vara para desplazar la cuchilla en dirección longitudinal.

9.1.2. Necesidades del Reductor de impacto. Para el reductor de impacto se hace la identificación de necesidades latentes con base en la tarea a desarrollar por parte del pepero, quien es el encargado de recoger los frutos y las pepas desprendidas del mismo una vez finalizado el corte. En la tabla 11 se muestran las necesidades con su respectiva solución.

Tabla 11. Necesidades del reductor de impacto

Necesidad	Solución
Reducir la fuerza de impacto del fruto	Material con coeficiente de perdida medio. Sistema modular que permite ser recogido cuando no está en uso.
Transporte del dispositivo	Ruedas que permitirán halar el dispositivo, de esta manera se evita el levantamiento de carga

9.2. Mecanismos planteados

9.2.1. Herramienta de corte. Con base en las necesidades identificadas de la alternativa planteada se presenta la propuesta final con los mecanismos necesarios, la cual se muestra en la Figura 31.

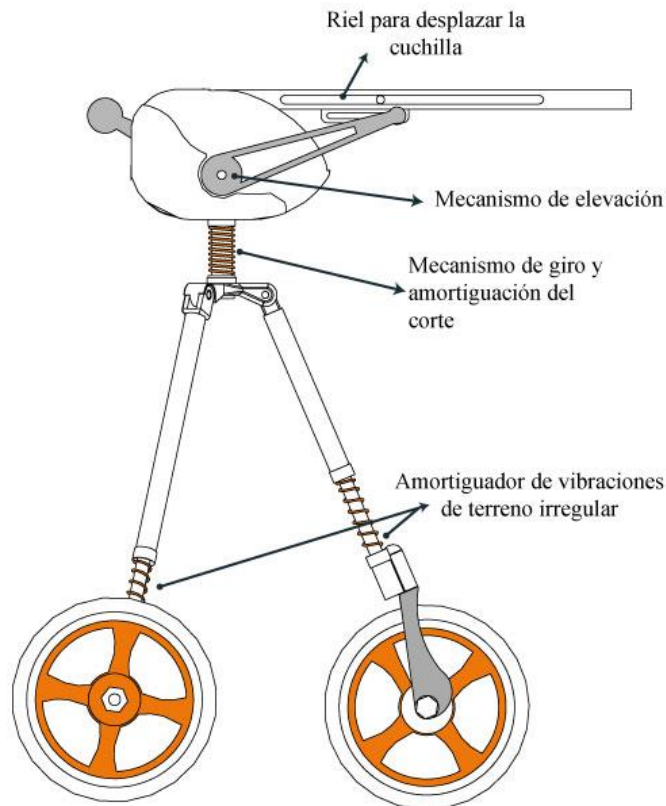


Figura 32. Propuesta planteada con mecanismos propuestos

9.2.1.1. Mecanismo de elevación. Para la necesidad de un mecanismo que eleve la punta de

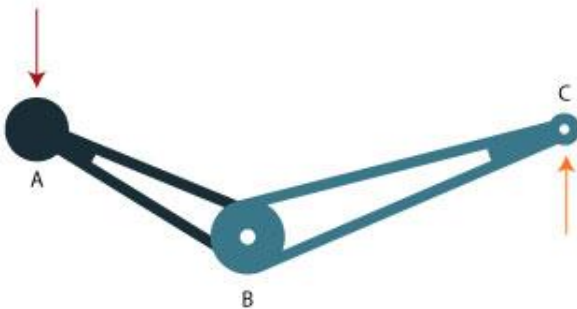


Figura 31. Palanca de primer grado para el levantamiento de la vara.

la vara desde una posición de 0° a 70°, se plantea una palanca de primer grado con fulcro en el punto B como lo muestra la Figura 32. En el punto A se ubica el agarre en donde el operario debe realizar una fuerza en dirección

al suelo lo que ocasiona una reacción opuesta en el punto C en el que se encuentra soldado un eje que se mueve a través del riel de la vara.

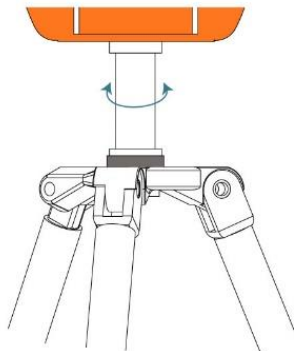
9.2.1.2. Mecanismo de giro. La palma aceitera se encuentra ubicada en los cultivos a 3m de



distancia entre ellas como se observa en la Figura 33, al ubicar la herramienta a 3m de distancia de la palma para realizar el corte, distancia mínima recomendable, se tendría acceso a las palmas que se encuentran dentro del perímetro. En la Ilustración se muestra el punto A que equivale a la ubicación de la herramienta y su respectivo alcance.

Figura 33. Distribución del cultivo de palma.

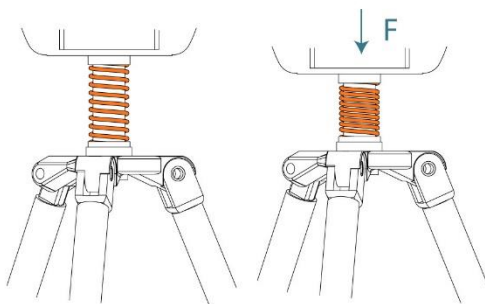
Con relación a lo anterior se establece un giro de 360° en la



herramienta que a su vez facilitará ubicar la cuchilla, este mecanismo se muestra en la Figura 34, donde en la parte color naranja se encuentra ubicada la palanca para elevar la vara, en su parte inferior se dispone un eje el cual rota respecto a la base que une los puntos de apoyo del trípode.

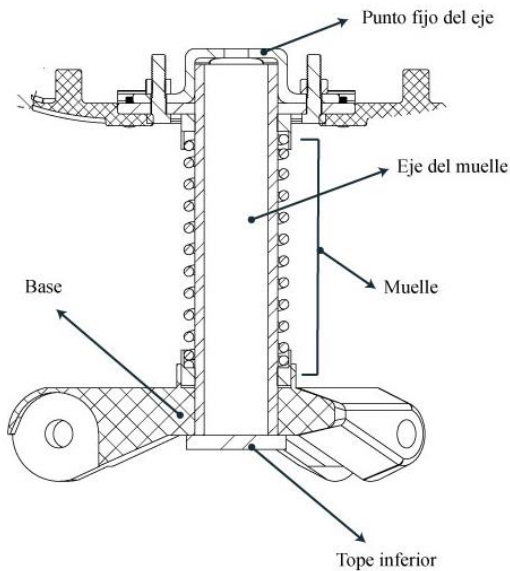
Figura 34. Mecanismo de giro de 360°

9.2.1.3. Amortiguación del corte. El eje de rotación del giro de 360° contiene un muelle



como se observa en la Figura 35, el cual se comprime para amortiguar la fuerza resultante durante la tarea del corte de fruto de palma.

Figura 35. Mecanismo de amortiguación del corte.



El eje se encuentra fijo en la parte superior (Figura 36), cuando el muelle se comprime este se desliza por la base que sostiene los apoyos y vuelve a su lugar gracias a un tope en la parte inferior.

Figura 36. Partes del mecanismo de amortiguación del corte.

9.2.1.4. *Transporte de la herramienta y amortiguación en el terreno.* Con el fin de

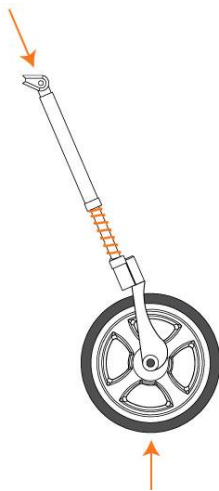


Figura 37. Amortiguador de terreno irregular

disminuir la carga en los operarios se plantea un trípode con ruedas que permite llevar el sistema de un punto a otro al aplicar una fuerza mínima. Sin embargo las irregularidades del terreno podrían desestabilizar la base y producir un volcamiento, es así como se tiene la necesidad de amortiguar las vibraciones provocadas durante el transporte.

Para amortiguar se propone un resorte en la parte inferior del tubo del apoyo como se muestra en la Figura 37, cuando el resorte se comprime el eje medio se desliza por el interior del tubo del soporte, de esta

manera se permite la deformación y se reducen las oscilaciones.

9.3. Reductor de impacto.

Con el fin de reducir la fuerza de impacto en el fruto, se plantea utilizar un material con un coeficiente de pérdida medio, puesto que si es alto se provocarían deformaciones plásticas que influyen en las propiedades del producto.

Los módulos del dispositivo permiten que este sea recogido como se muestra en la Figura 38, para facilitar el transporte y a su vez el tronco de la palma puede ser ubicado en medio de ellos de forma tal que el fruto caerá sobre ellos.

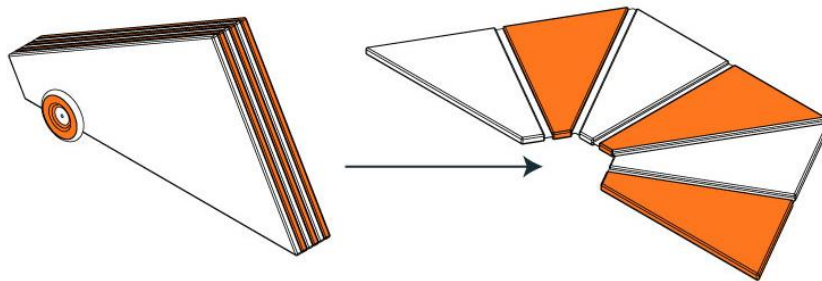


Figura 38. Reductor de impacto modular

9.4. Dimensiones del sistema

9.4.1. Herramienta de corte. Las dimensiones del sistema se establecen con base en los parámetros antropométricos del usuario, para ello se toma una población masculina de edades entre los 30 y 39 años. Como se observa en la Figura 39, la altura A (107 cm) de la manija para realizar el levantamiento de la vara está determinada por la altura radial y el ancho C entre las manijas (39.8 cm) corresponde a la anchura biacromial, estos valores fueron basados en el percentil 50 de la población escogida con el fin de evitar postura en aducción y abducción del hombro.

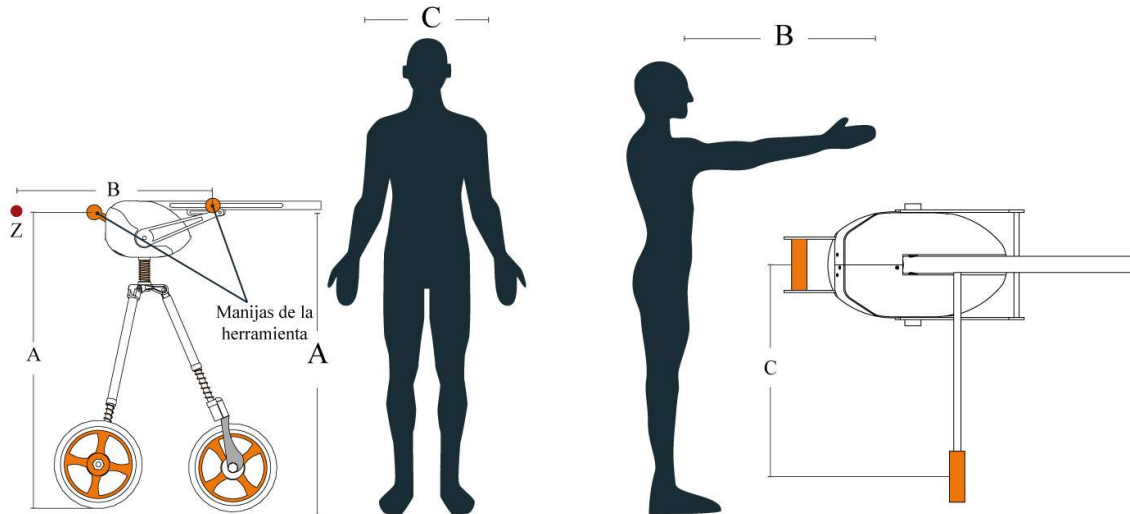


Figura 39. Dimensiones del sistema según parámetros antropométricos

En el punto Z se encuentra ubicado el usuario y la manija de halado se encuentra en el punto B a una distancia de 72.1 cm correspondiente al largo del brazo del percentil 5, esto con el objetivo de prevenir la flexión del tronco.

Las dimensiones establecidas en este punto fueron basadas en el capítulo Dimensiones Antropométricas de la población laboral colombiana del libro Dimensiones Antropométricas

Población Latinoamericana (Ávila Chaurand , Prado León, & González Muñoz) (Maradei, Espinel , & Peña, 2009).

9.4.2. Reductor de impacto. En el caso del reductor de impacto, la altura de la manija para empujar el sistema se encuentra determinada de igual forma a la herramienta de corte. Altura radial para el percentil 50 de la población.

9.5. Materiales según la metodología ASHBY

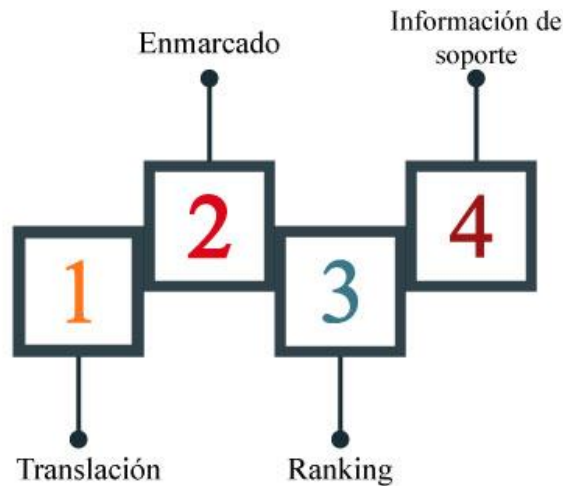


Figura 40. Pasos de la Metodología ASHBY

La metodología ASHBY está compuesto por cuatro fases como se aprecia en la Figura 40, se inicia con la fase de translación que consiste en expresar funciones, límites y objetivos que el material debe cumplir, esta información es base para el segundo paso, en el cual busca eliminar los materiales que no cumplen con los requerimientos establecidos en la fase anterior, de esta manera se organizan los materiales en orden descendente donde el primer puesto lo ocupa el que presente mejores propiedades. Para finalizar se realiza una búsqueda de información de soporte que tiene como objetivo determinar las propiedades físico-mecánicas y físico-químicas adicionales que presenta el material (Ashby, 2005).

9.5.1. Herramienta de corte

9.5.1.1. Barra telescópica. La función principal de la barra telescópica es generar el mínimo de deflexiones y ser lo suficientemente liviana para disminuir el esfuerzo que el usuario realiza en el levantamiento. Por tal motivo se tomó como base el gráfico de densidad (ρ)-módulo de elasticidad (E) (Figura 41) cuya relación $E^{1/2}/\rho$ permite seleccionar materiales para un mínimo de peso y una deflexión limitada.

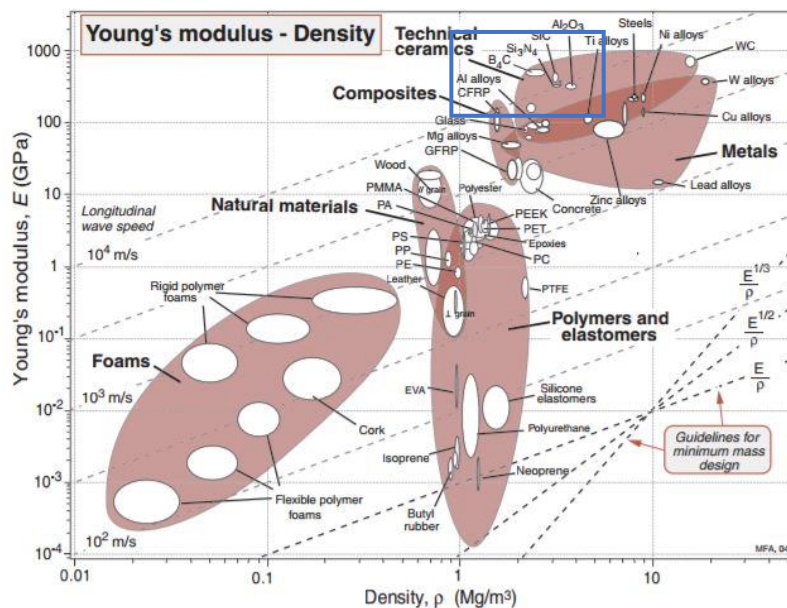


Figura 41. Densidad-Modulo de elasticidad. Copyright 2005 por Ashby, M. (2005). *Materials Selection in Mechanical Design* (Third edition ed.). ELSEVIER.

Para la fase de enmarcado se eliminan los materiales con un módulo elástico menor a 10 GPa y a su vez los cerámicos técnicos debido a su fragilidad, es así como se seleccionó entre composites y metales. De acuerdo a la relación $E^{1/2}/\rho$ los materiales que cumplen con esta característica dentro del grupo de los metales son las aleaciones de titanio, las aleaciones de aluminio y la fibra de carbono. Para la selección final se analizó la relación de Esfuerzo (σ)-Densidad (ρ) en la Figura

24, Modulo de elasticidad-Costo (C_{VR}) (Figura 25) y Esfuerzo-Costo (Figura 26), donde sus índices son $\sigma^{1/2}/\rho$, E/C_{VR} y σ/C_{VR} respectivamente.

En la Figura 42 se puede apreciar el gráfico de esfuerzo-densidad, este esfuerzo corresponde al límite elástico del material el cual es tomado en cuenta con el fin de evitar deformaciones plásticas, dentro de este se observa como las aleaciones de titanio presentan una mayor resistencia frente a las aleaciones de aluminio y la fibra de carbono, no obstante esta última se presenta una densidad menor.

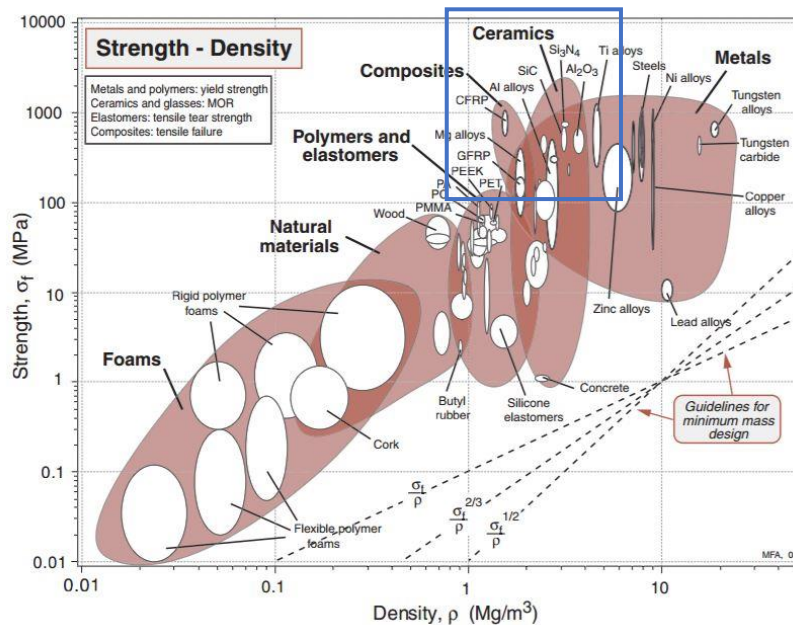


Figura 42. Relación Esfuerzo – Densidad. Copyright 2005 por Ashby, M. (2005). *Materials Selection in Mechanical Design* (Third edition ed.). ELSEVIER.

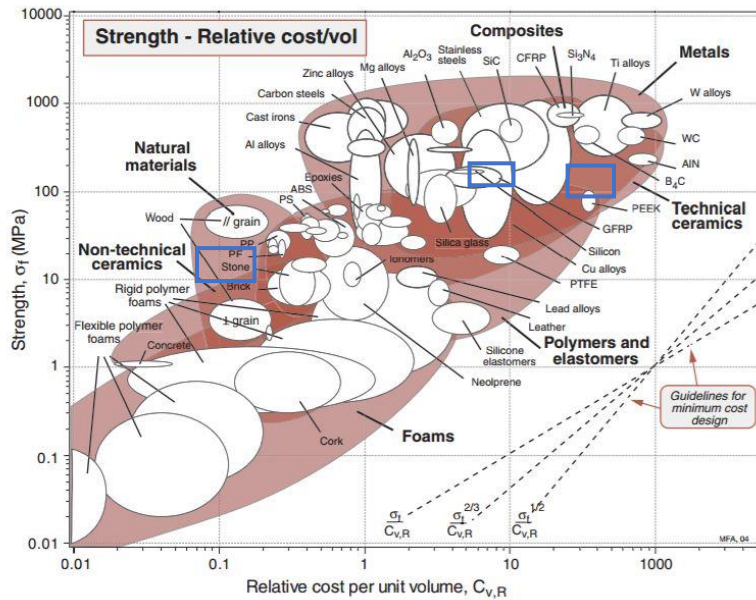


Figura 43. Relación entre el Esfuerzo y el Costo relativo por unidad de volumen. Copyright 2005 por Ashby, M. (2005). *Materials Selection in Mechanical Design* (Third edition ed.). ELSEVIER.

Otro factor contemplado fue el costo por unida de volumen que tendría cada material, es así como se utilizan las figuras 43 y 44 en las cuales se relaciona con el esfuerzo y el módulo elástico, se puede observar que tanto las aleaciones de titanio y la fibra de carbono son más costosas frente a las aleaciones de aluminio aunque los límites elásticos presenten poca variación, caso similar que

ocurre con el módulo elástico.

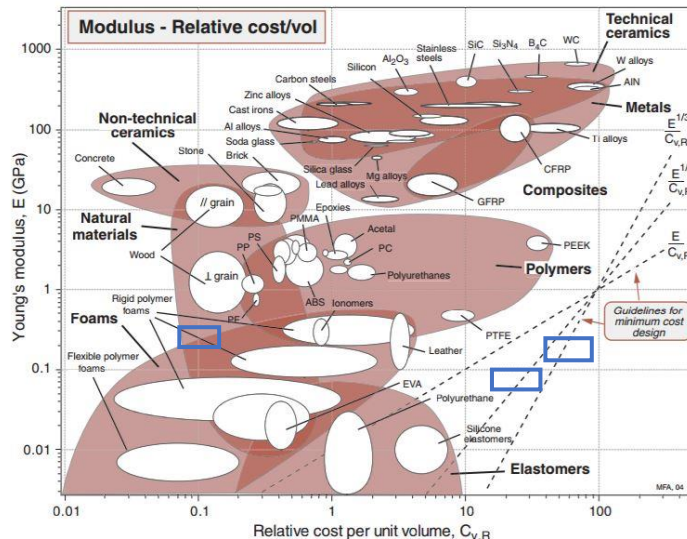


Figura 44. Relación entre Módulo de elasticidad y Costo relativo por volumen. Copyright 2005 por Ashby, M. (2005). *Materials Selection in Mechanical Design* (Third edition ed.). ELSEVIER.

Los materiales se evaluaron bajo una escala de cero a cinco, siendo 0 bajo cumplimiento y 5 alto cumplimiento, donde las aleaciones de aluminio superan los puntajes del titanio y fibras de carbono como se muestra en la tabla 12, de esta forma se consideran las aleaciones de aluminio como los materiales óptimos para la elaboración de la barra telescópica.

Tabla 12. Evaluación de materiales para la barra telescópica

Material	Puntuación				Total
	Elasticidad - Densidad	Esfuerzo - Densidad	Elasticidad- Costo	Esfuerzo - Costo	
Fibra de Carbono	5	2.5	2.5	2.5	12.5
Aleaciones de aluminio	2.5	5	5	5	17.5
Aleaciones de Titanio	0	0	0	0	12.5

Entre las aleaciones de aluminio se escogió la serie 5000 aleado con manganeso el cual le aporta al material dureza, soldabilidad, resistencia a la corrosión y como característica principal menos peso. Dentro de esta serie se seleccionó la aleación 5083 con un proceso de endurecimiento H16 que presenta un límite de cedencia y rupturas mayores a los demás tipos de endurecimiento.

Este material es comercializado por varias empresas a nivel nacional como Tuvacol S.A. aunque la disponibilidad de los diámetros de acuerdo al proveedor varia.

9.5.1.2. Base del mecanismo y palancas. Los requerimientos del material establecido para la base del mecanismo de palanca y giro 360° está determinado por una densidad superior al aluminio AISI 5083 H16, esto con el fin de equilibrar el centro de masa del sistema al tener un material más pesado en el punto de apoyo.

Con base en la figura 41 y la relación entre elasticidad y densidad se tiene como materiales factibles las aleaciones de tungsteno y los aceros según la relación E/ρ , sin embargo el costo relativo por volumen descarta las aleaciones de tungsteno. Según lo encontrado en el mercado, los usos empleados para los aceros estructurales se relacionan con la función que estas piezas cumplen en el sistema, la comercialización del acero al carbón ASTM A36, su disponibilidad en láminas y sus propiedades de soldabilidad lo hacen el material óptimo.

9.5.1.3. Carcasa del sistema. Debido a la geometría de la carcasa del sistema se tienen requerimientos técnico productivos que limitan los materiales que pueden ser usados, de esta manera se establecen los polímeros como materiales adecuados según las especificaciones. En la elección del tipo de polímero a usar se empleó la relación Módulo de Elasticidad-Densidad, Dureza-Módulo de Elasticidad, Coeficiente de Perdida-Módulo de Elasticidad y Módulo de Elasticidad-Costo Relativo. Los puntajes obtenidos por cada uno de los materiales se presentan en la tabla 13.

Tabla 13. Puntaje de los materiales para la carcasa del sistema

Material	Puntaje				Total
	Elasticidad-Densidad	Dureza-Elasticidad	Coeficiente de perdida-Elasticidad	Elasticidad-Costo Relativo	
Polipropileno (PP)	5	5	5	5	20
Polieteretercetona (PEEK)	3	0	0	1	4
Policarbonato (PC)	4	4	4	4	16
Fibra de Vidrio (GFRT)	2	3	3	3	11

Fibra de Carbono (CFRT)	1	2	2	2	7
-------------------------	---	---	---	---	---

El material escogido según la puntuación obtenida fue el Polipropileno, entre las variedades que este presenta se establece como ideal el uso de polipropileno Block Copolimero que se caracteriza por su resistencia a impacto (Dukkipati, 2014).

9.5.1.4. Resortes de compresión. Para la elección del material para estas piezas se tuvo en cuenta la aplicación de materiales en la fabricación de resortes, de esta forma las necesidades mecánicas como resistencia a cargas de impacto y esfuerzos elevados estables acero al Cromo-Silicio como la aleación indicada y según la disponibilidad en el mercado al acero ASTM 401.

9.6. Cálculo estático del sistema

9.6.1. Herramienta de corte

9.6.1.1. Barra telescópica. En la Figura 45 se muestra el nombre de las 3 partes que conforman la barra telescópica, la cual es calcula a continuación:

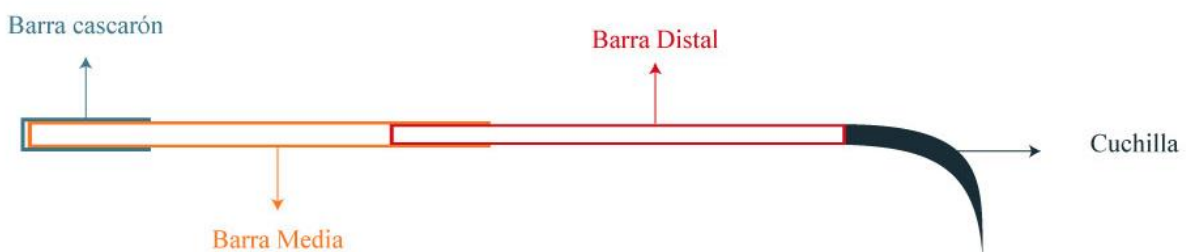
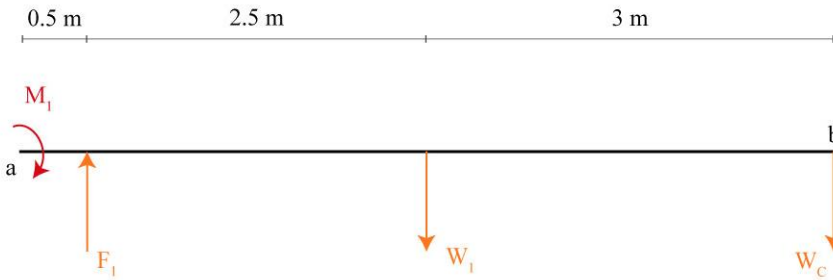


Figura 45. Nombre de las partes de la barra telescópica

9.6.1.2. Barra distal unida a la cuchilla. En la Figura 46 se presenta el diagrama de cuerpo



libre (DCL) de la barra con una longitud de 6 m, M_1 corresponde al momento que generan las fuerzas distales del acople, F_1 es la fuerza en dirección

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de la barra distal unida a la cuchilla. fuerza en dirección ascendente que eleva el sistema, el peso de la barra está representado por W_1 y el de la cuchilla por W_c que corresponde a 10.3005 N.

Con base en el DCL se presentan las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = F_1 - W_1 - W_c = 0$$

$$\sum M_a = F_1(0,5 m) - W_1(3 m) - W_c(6 m) - M_1 = 0$$

$$\sum M_b = 3W_1 - 5.5 F_1 - M_1 = 0$$

Para el despeje de las ecuaciones anteriores se hizo uso del software EES como se muestra en la Figura 47 y se obtiene como resultado final los siguientes valores:

"Calculo barra distal unida a la cuchilla"
 $(F_1) - W_1 - W_C = 0$
 $(0.5 * F_1) - (3 * W_1) - (6 * W_C) - M_1 = 0$
 $(3 * W_1) - (5.5 * F_1) - M_1 = 0$
 $W_C = 10.3005$

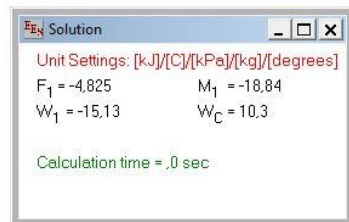


Figura 47. Calculo barra distal unida a la cuchilla por EES.

$$F_1 = -4.825 N$$

$$M_1 = -18.84 N$$

$$W_1 = 15.13 N$$

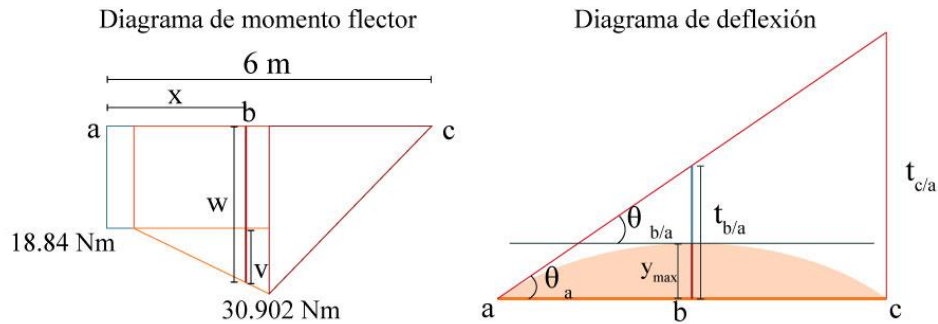


Figura 48. Deflexión de la barra distal unida a la cuchilla.

La Figura 48 muestra el diagrama de momentos flectores y la deformación correspondiente a la barra, con lo cual se pretende hallar la deflexión máxima por medio de una relación de triángulos. La máxima deflexión (y_{max}) está ubicada en el punto b y se tiene $y_{max} = t_{b/a}$.

$t_{c/a}$ Es la sumatoria de momentos desde c hasta a, multiplicada por el centroide y dividido en el límite elástico del material y la inercia que se representa en esta formula $t_{c/a} = \frac{AM \bar{x}b}{EI}$, realizada la sumatoria basada en el diagrama de momentos flectores se tiene $t_{c/a} = \frac{358.486 Nm^2}{EI}$.

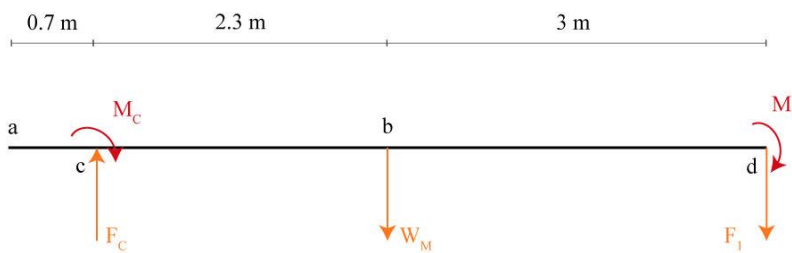
Si $\theta_a = \frac{t_{c/a}}{L}$ y L la longitud de la barra (6 m) se tiene $EI \theta_a = 59.747 Nm^2$.

En el diagrama de momento flector (Ilustración 12) se tiene a $W = 18.84 + v$, por relación de triángulos se obtiene $v = 4.825 x$, de esta manera se despeja $\theta_{b/a}$ en términos de x y $\theta_{b/a} = \theta_a - \theta_b$ en donde θ_b es cero, puesto que al ser el punto de deflexión máximo la línea tangente forma un ángulo de 0° . Al realizar la igualdad $\theta_{b/a} = \theta_a$ se obtiene $18.84 x + 2.4125 x^2 = 59.747$ y al despejar $x = 2.42 m$.

El material propuesto para los tubos ASTM 5083 H16 tiene un límite elástico $E = 71 * 10^9 Pa$ y la inercia es determinada de acuerdo a las dimensiones de los tubos presentes en el mercado, lo cual deja un diámetro de 2.54 cm y un espesor de 0.2 cm para $I = 1.0136 * 10^{-8} m^4$. Con los valores hallados se obtiene $E I t_{b/a} = 69.814$ que es igual a y_{max} de 97mm.

El Momento flector máximo ($M_{f\ max}$) equivalente a 30.9025 Nm por la distancia a la fibra más alejada no supera el esfuerzo admisible del material (AISI 5083 H 16) de la barra siendo este 350 MPa.

9.6.1.3. Barra Media. En la figura 49 se muestra el DCL de la barra media con una longitud



de 6 m, F_c es la fuerza de empuje que se realiza para elevar la barra, M_c el momento flector generado por las fuerzas distales, W_M corresponde al peso de la

Figura 49. DCL barra media.

barra, F_1 y M_1 son la fuerza de reacción y el momento generado respectivamente por la barra que sostiene la cuchilla. Los de las fuerzas conocidas se muestran a continuación:

$$M_1 = 18,84 N$$

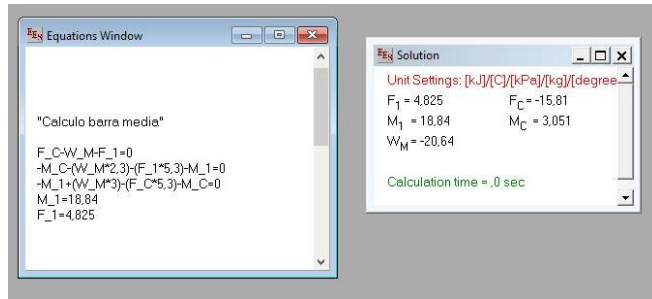
$$F_1 = 4.825 N$$

Con base en el DCL (Ilustración 13) se establecen las siguientes ecuaciones.

$$\sum F_y = F_c - W_m - F_1 = 0$$

$$\sum M_c = - M_c - W_m(2.3 m) - F_1(5.3 m) - M_1 = 0$$

$$\sum M_d = -M_1 + W_m (3 m) - F_c (5.3 m) - M_c = 0$$



Por medio del software EES (Figura 50) se determinan los valores para las fuerzas siendo estos:

$$W_M = -20.64 N$$

$$F_C = -15.81 N$$

Figura 50. Calculo de la barra media por medio de EES.

$$M_c = 3.051 Nm$$

El diagrama de momentos flectores y flexión de la barra (Figura 51) permiten localizar el punto de deflexión máxima (e), la ubicación de este punto se ve determinada por la presencia de los mayores momentos flectores.

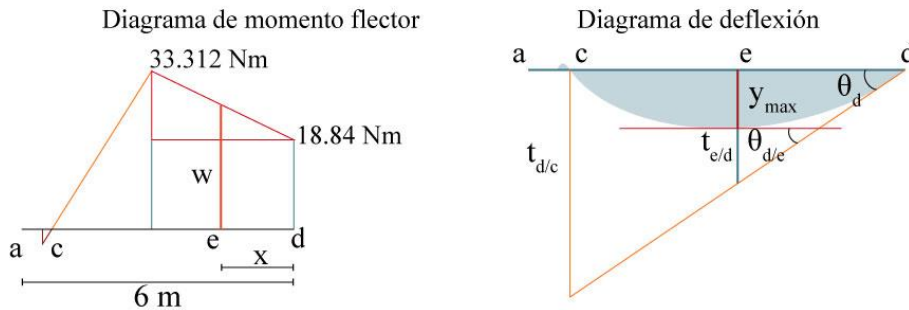


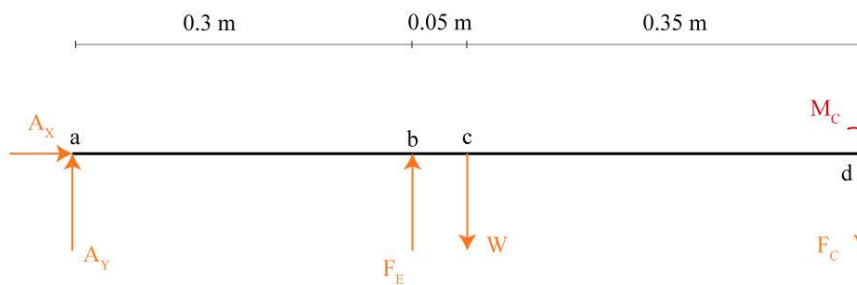
Figura 51. Deflexión barra media.

$E I t_{d/c} = 258.124 Nm^3$ Fue determinada por medio de la sumatoria de área de momento por el centroide, el límite elástico (E) del material es $71 * 10^9 Pa$, mientras la inercia (I) se basó en las dimensiones del tubo donde el diámetro menor corresponde al diámetro mayor de la barra distal unida a la cuchilla (2.54 cm), el espesor de 0.2 cm deja un diámetro mayor de 2.94 cm; de esta manera se obtiene $t_{d/c} = 0.223 m$.

Mediante una relación de triángulos en el diagrama de momento flector (Ilustración 14) en el punto e se establece el valor de $W = 4.824 x$, es así como se obtiene $\theta_{e/d}$ en términos de x .

$EI \theta d = \frac{EI t_{d/c}}{5.1071}$ Donde 5.1071 m es la distancia desde el punto c hasta d, es así como $EI \theta d = 50.542$ y si $\theta_{e/d} = \theta d - \theta e$ en donde θe es igual a cero al estar ubicada en el punto de deflexión máxima, se igualan las ecuaciones y se despeja x con un valor de 2.111 m. Obtenido x se halla $t_{e/d} = y_{max} = 4.94 \text{ cm}$

9.6.1.4. Barra Cascaron. El DCL de la barra cascaron (Figura 52) muestra las fuerzas A_x y A_y que son las reacciones del perno ubicado en ese punto, F_e corresponde a la fuerza ascendente ejercida por el sistema de palanca, W es el peso de la pieza, F_c la fuerza de reacción producida por la barra del medio y M_c el momento generado por las barras. Los valores de las fuerzas conocidas son:



A_y que son las reacciones del perno ubicado en ese punto, F_e corresponde a la fuerza ascendente ejercida por el sistema de palanca, W es el peso de la pieza, F_c la fuerza de reacción producida por la barra del medio y M_c el momento generado por las barras. Los valores de las fuerzas conocidas son:

Figura 52. DCL del cascaron.

$$F_c = 15.81 \text{ N}$$

$$M_c = 3.051 \text{ Nm}$$

Con base en el DCL se establecen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = A_y - W + F_e + F_c = 0$$

$$\sum M_a = -W (0.35 \text{ m}) + F_e (0.3 \text{ m}) + F_c (0.7 \text{ m}) = 0$$

$$\sum M_d = -F_e (0.4 m) + W (0.35 m) - A_y (0.7 m) = 0$$

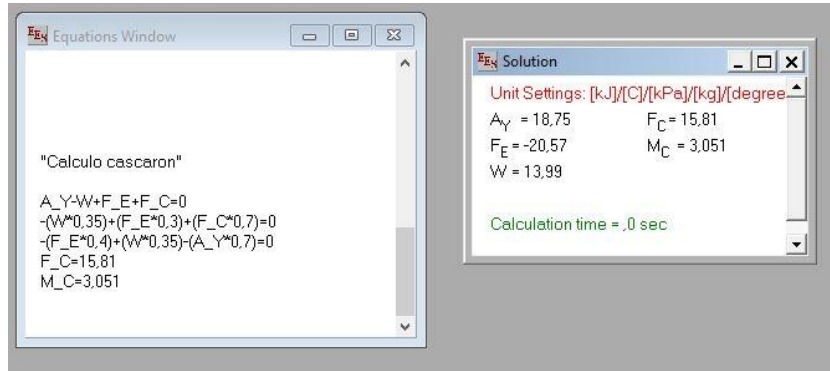


Figura 53. Calculo del cascaron por medio de EES

Como se muestra en la Figura 53 las ecuaciones fueron despejadas por medio de EES obteniendo los siguientes valores:

$$A_y = 18.75 N$$

$$F_e = -20.57 N$$

$$W = 13.99 N$$

Con relación al diagrama de momento flector y deflexión de la barra (Figura 53) se pretende establecer el punto máximo de deflexión, es así como se tiene $EI t_{b/a} = AM ba \bar{x}$ que es la sumatoria de área de momentos de b hasta a multiplicada por el centroide, de acuerdo a esto $EI t_{b/a} = 0.7521 Nm^3$.

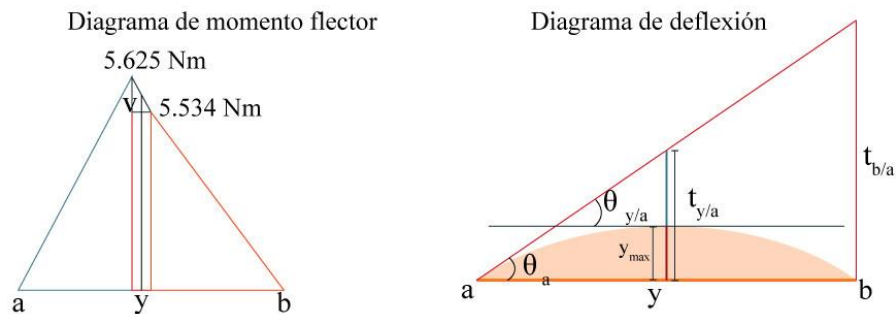


Figura 54. Deflexión barra cascaron.

Por medio de una relación de triángulos en el diagrama de momento flector en el punto y se establece $v = 1.82 x$, esto permite establecer $EI \theta_{y/a}$ en términos de x. Si $\theta_{y/a} = \theta a - \theta y$ y θb

es el ángulo que forma la línea tangente en el punto máximo queda $\theta_{y/a} = \theta a$, de esta manera se logra despejar $x = 0.04m$.

$t_{y/a} = \frac{AM y a \bar{x}}{EI}$ Donde E es el límite elástico del material ya establecido ($71 * 10^9 Pa$), el diámetro menor del cascaron fue basado en el diámetro mayor de la barra media (2.94 cm) con un espesor de 0.2 cm para obtener un diámetro mayor de 3.34 cm y una inercia de $2.44 * 10^{-8} m^4$. Lo anterior permite establecer $t_{y/a} = 0.246 mm$ que corresponde a la deflexión máxima de la barra.

9.6.1.5. Mecanismo elevador

9.6.1.5.1. *Síntesis de movimiento.* La síntesis de movimiento del mecanismo depende en gran medida de las consideraciones ergonómicas en cuanto a postura del brazo. En la Figura 55 se presenta las medidas antropométricas para el percentil 50 de las personas colombianas entre 30 a 39 años de edad (Ávila Chaurand , Prado León, & González Muñoz) (Maradei, Espinel , & Peña, 2009). Se propone una posición estática de la articulación del hombro y una flexión del codo de 90° en sentido anti horario, a su vez se plantea un ángulo de posición final de 122° .

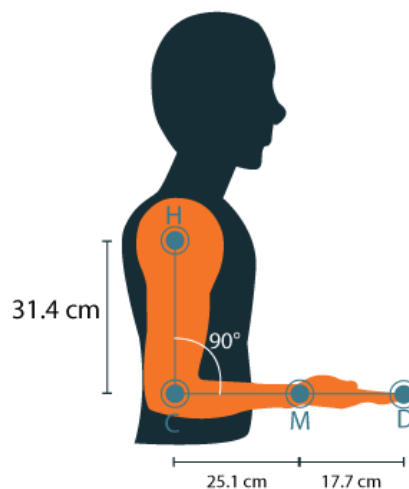


Figura 55. Posición inicial de uso de la herramienta

En la figura 56 se presentan los esquemas correspondientes a la posición inicial (a) y final (b) del movimiento que el usuario debe realizar con su brazo izquierdo, donde H corresponde al hombro, C al codo y D a la ubicación de la muñeca, como se observa en *b* no existe ningún tipo de flexión en la muñeca, esto se consigue al hacer que el agarre gire sobre su propio eje. No obstante en la figura *a* se observa que la trayectoria del brazo genera un Δ_p que no permite a D seguir su trayectoria a D'. Este diferencial de posición (Δ_p) se calcula mediante relaciones de triángulos y cuerda de la circunferencia generada por el codo (C), donde se obtiene un valor de 6.30, el cual se cumple a través de un giro de la articulación del hombro igual a θ° .

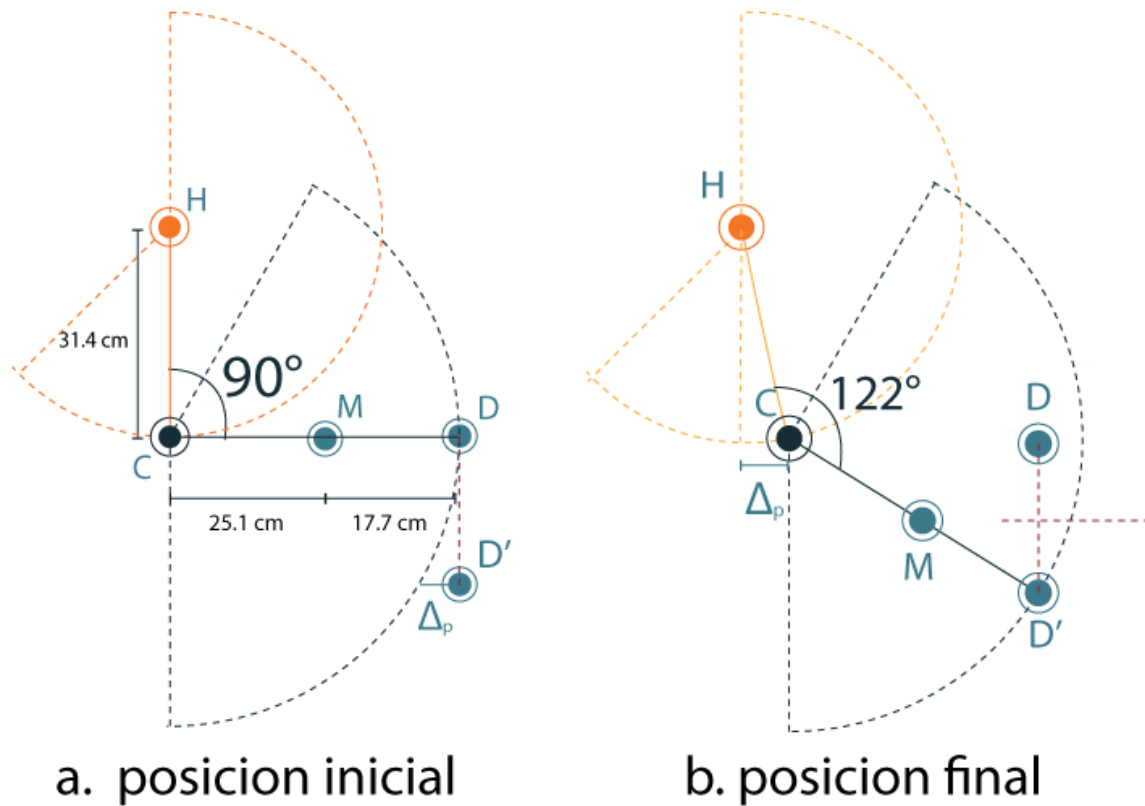


Figura 56. Síntesis de movimiento brazo Izquierdo

$$\tan^{-1} \frac{6.30}{31.4} = \theta$$

$$\theta = 11.34^\circ$$

Con estos datos se inicia la síntesis de movimiento del mecanismo de elevación, para ello en la figura 57 se presenta las posiciones iniciales (D-B) del mecanismo. Como primer paso se establece un fulcro, para ello se unen con una línea D – D' y se traza una perpendicular a este, a su vez desde el fulcro del cascaron cilíndrico se traza otra línea en sentido vertical, su intersección con la perpendicular a D – D' es el fulcro del miembro que se diseña.

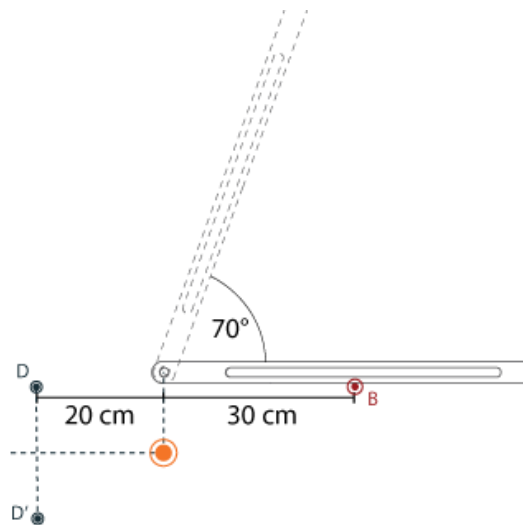


Figura 57. Posiciones iniciales (D, B) posiciones finales (D')

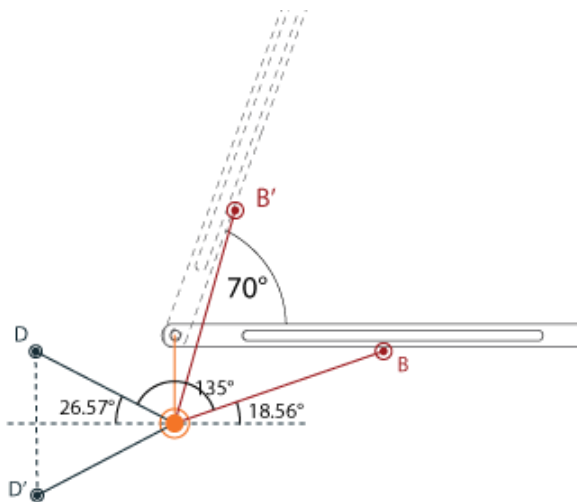


Figura 58. Posición B'

Desde el fulcro se trazan líneas a cada punto de posición como se observa en la figura 58, de esta forma determina la orientación de cada miembro del mecanismo, por último se calcula la distancia del riel, que depende de la posición inicial B y final B' a lo largo del cascaron. En la figura 59 se presenta el diseño formal de los miembros para iniciar su análisis estático.

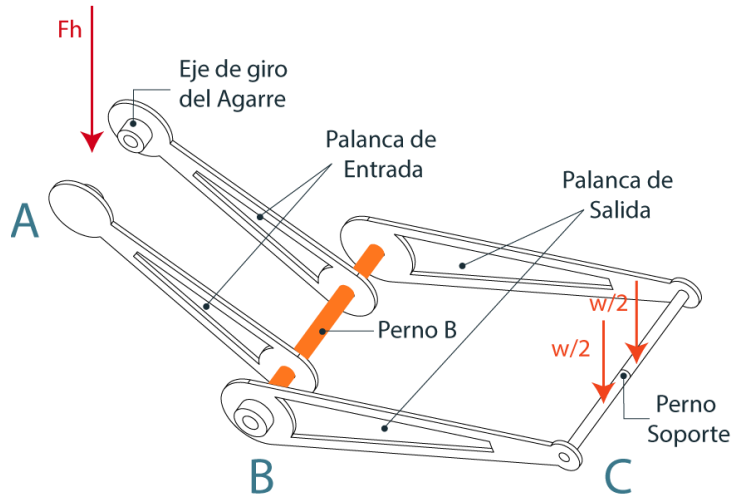


Figura 60. Mecanismo de elevación

9.6.1.5.2. *Análisis estático.* El mecanismo de Elevación (Figura 60) consiste en dos miembros, AB y BC, de 22.36 y 31.62 centímetros respectivamente, en el punto C se apoya la barra mientras en el punto A, el usuario genera una fuerza F_h igual a 30,795 N, magnitud que corresponde a la fuerza que puede realizar sin que exista riesgo en una jornada de trabajo donde pueden existir hasta 150 repeticiones según la norma AFNOR NF X 35-106.

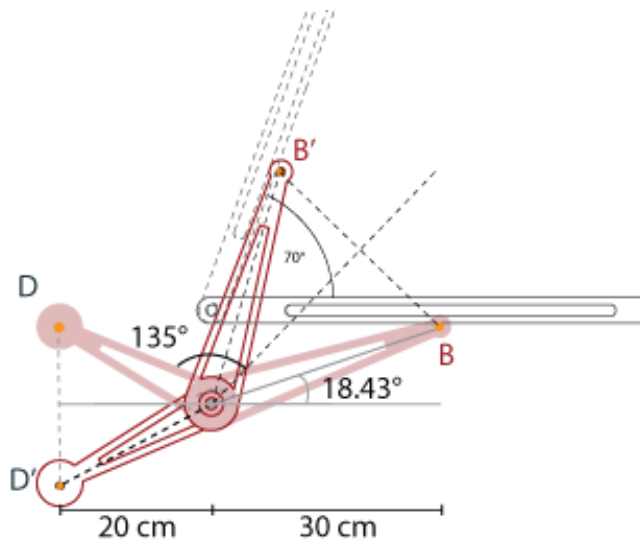


Figura 59. Mecanismo de elevación

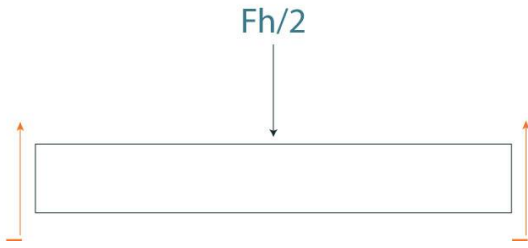


Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del agarre.

9.6.1.5.2.1. *Análisis estático del agarre.* En el punto A se dispone un agarre de espuma de polietileno, su objetivo es recibir la fuerza generada por el usuario y transmitirla al mecanismo elevador, la espuma de polietileno se

encarga de reducir las vibraciones generadas por las irregularidades del terreno gracias a su elevado coeficiente de pérdida, en la figura 61 se presenta el DCL del agarre, el cual se encuentra apoyado en dos puntos.

$$F_h = 30.795 \text{ N}$$

$$\sum F_y = (2 * F_{Ay}) - F_h = 0$$

$$F_{Ay} = \frac{F_h}{2} = 15.285 \text{ N}$$

F_h Corresponde a la fuerza que realiza el usuario durante el uso de la herramienta y F_y a la fuerza resultante en los apoyos del agarre.

9.6.1.5.3. *Análisis estático del perno de soporte.* El Perno del soporte se ubica en el punto C del mecanismo elevador (Ilustración 23), este es el encargado de recibir la reacción que se genera en la barra cascaron debido a los pesos y demás reacciones de la barra telescópica (Figura 45) en la figura 62 se presenta el DCL de este perno, el cual recibe dos fuerzas de magnitud $W/2$ generado por los dos contactos del riel.

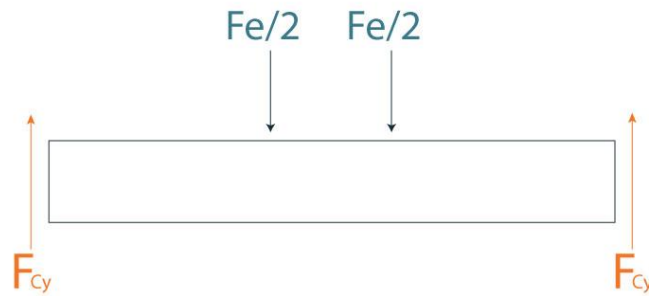


Figura 62. DCL del perno de soporte.

$$F_e = 20.57 \text{ N}$$

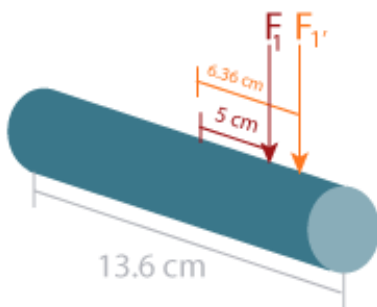
Riel = 2 Contactos

$$\sum F_y = \frac{2 * (-W_{Barra})}{2} + (2 * F_{Cy}) = 0$$

$$F_{Cy} = \frac{W_{Barra}}{2} = 10.285$$

F_{Cy} Corresponde a la fuerza resultante en los apoyos de C

9.6.1.5.4. Cálculo del diámetro mínimo del apoyo en C. Este apoyo (Figura 63) es de vital



importancia ya que garantiza el funcionamiento del sistema de corte, para ello se define como material de fabricación Acero AISI 1020 debido a su alto limite de cendencia el cual garantiza que la pieza soporte altos niveles de esfuerzo sin deformarse plasticamente.

Material AISI 1020; $\sigma_y = 380 \text{ Mpa} = 380 \times 10^6 \text{ Pa}$

Figura 63. Fuerzas del perno en el punto B.

$$\sigma_y = \frac{F}{A}$$

$$380 * 10^6 \text{ Pa} = \frac{N}{\pi * r^2}$$

$$r = 9,280 * 10^{-5} m = 0.09280 mm$$

$$\phi = 2 * r = 0.1856 mm$$

No obstante un perno de 0.1856 mm no se encuentra dentro de los catálogos de fabricación, por tanto se decide trabajar con la dimensión mínima de radio que estos ofrecen, para el caso Colombiano corresponde a un valor de 1.5 cm con el fin de evitar gastos en la fabricación de piezas a medida.

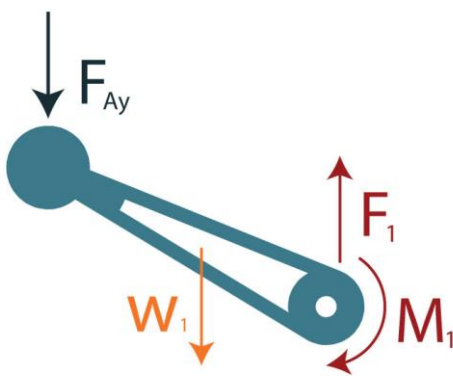


Figura 64. Palanca de entrada.

Obtenidas las fuerzas en los apoyos A y C es posible calcular las fuerzas y momentos que actúan en el pasador B (Figura 61), cabe aclarar que los momentos generados en este pasador se deben a que tanto el miembro AB como el miembro BC están soldados al pasador en B, para su cálculo se analizó cada miembro por separado. El pasador posee una longitud de 13.6cm, y las fuerzas F_1 y $F_{1'}$ corresponden a las reacciones generadas por AB Y BC respectivamente en el pasador (Figura 64)

9.6.1.5.5. *Cálculo Palanca de entrada.* En la figura 65 se observa el DCL de la palanca de

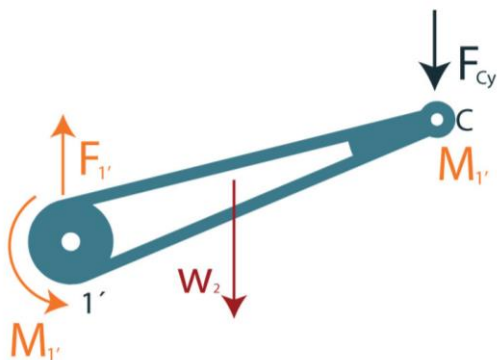


Figura 65. DCL de la palanca de salida.

entrada con un $W_1 = 2.656 N$ que se determina a partir de la densidad del material ASTM A36 y el volumen de la pieza y las reacciones (F_1 y M_1) en el punto donde la pieza hace contacto con el perno B.

$$\text{Peso del miembro} = W_1 = 2,656 N$$

$$\text{Logitud} = L_1 = 22.36 \text{ cm} = 0.2236 \text{ m}$$

$$\theta \text{ de Inclinación del Miembro} = 26.57^\circ$$

$$F_{Ay} = \frac{F_h}{2} = 15,285 \text{ N}$$

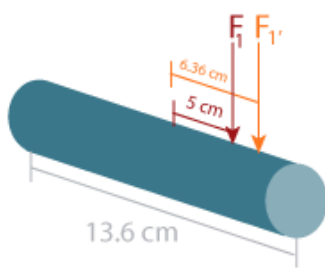
$$\sum F_y = F_1 - W_1 - \frac{F_h}{2} = 0$$

$$F_1 = 17.941 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = (0.129 * W_1) + \left(0.2 * \frac{F_h}{2}\right) = 0$$

$$M_1 = 3.3997 \text{ Nm}$$

9.6.1.5.6. *Cálculo palanca de salida.* Para el cálculo de las reacciones en el punto 1' (Figura



66) generadas por el miembro BC (Figura 36) se tiene como fuerza de reacción $F_{Cy} = 10,285$ y, un peso W_2 de 4.345 N, su longitud obtenida a partir de la síntesis de movimiento es igual a 31.62 cm con un ángulo $\theta(18.43^\circ)$ de inclinación.

Figura 66. DCL del eje del punto B.

$$\text{Peso del miembro} = W_2 = 4.345 \text{ N}$$

$$\text{Logitud} = L_2 = 31.62 \text{ cm} = 0.3162 \text{ m}$$

$$\theta \text{ de Inclinación del Miembro} = 18.43^\circ$$

$$F_{Cy} = \frac{F_e}{2} = 10.285 \text{ N}$$

$$\sum F_y = F_{1'} - W_2 - 10.285 = 0$$

$$F_{1'} = 14.63 \text{ N}$$

$$\sum M_{1'} = M_{1'} - (W_2 * 0.1129) - (10.285 * 0.3) = 0$$

$$M_{1'} = 3.5760 \text{ Nm}$$

9.6.1.5.7. *Cálculo del eje B del mecanismo de elevación (Figura 61).* Para este cálculo es necesario contemplar los esfuerzos cortantes generados por las fuerzas F_1 , $F_{1'}$ y el torsor generado por los momentos M_1 y $M_{1'}$ (Figura 65), de esta forma se calcula el τ total generado por cada miembro del mecanismo donde se tiene en cuenta la inercia I y el momento Polar J con el fin de generar una función en terminos de R (radio) para que mediante un proceso iterativo se determine 0.75 cm como el radio que mejor soporta dichos esfuerzos.

$$\tau_V = \frac{V*Q}{I*B} \quad \tau_T = \frac{T*c}{J}$$

$$\tau_{total} = \tau_V + \tau_T$$

$$I = \frac{\pi*r^4}{4} \quad ; \quad J = \frac{\pi*r^4}{2}$$

Se toman las fuerzas y momentos flectores obtenidos de las barras del mecanismo

Palanca de entrada= 1

$$F_1 = 17.941 \text{ N}$$

$$M_1 = 3.997 \text{ N} * m$$

Palanca de salida = 1'

$$F_1 = 14.63 \text{ N}$$

$$M_1 = 3.5760 \text{ N} * m$$

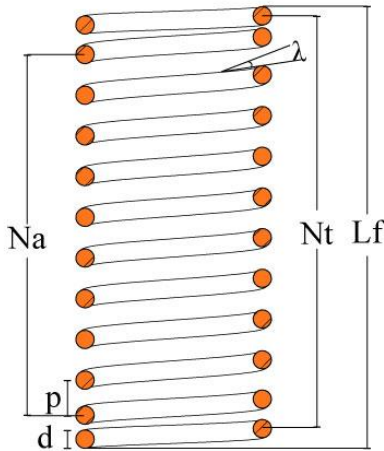
Proceso Iterativo

Con radio igual a= 0.75 cm

$$\tau_1 = 6.406 * 10^6$$

$$\tau_{1'} = 6.437 * 10^6$$

9.6.1.6. Cálculo del muelle medio. Para el cálculo del resorte se deben contemplar las



dimensiones que se presentan en la Figura 67, donde:

Na : Número de espiras libres

Nt : Número de espiras Totales

Lf : Longitud total

p : paso

d: Diámetro del hilo

D: Diámetro del resorte

Figura 67. Dimensiones del muelle medio.

Características Iniciales

$$\lambda = 12^\circ$$

Enrique Lopez en su tesis cálculo de resortes recomienda un ángulo lambda máximo de 12° ya que un ángulo mayor puede generar esfuerzos longitudinales no deseados que comprometan la falla del resorte. (Lopez, 2013).

9.6.1.6.1. Tipo de extremo. Se selecciona extremos a escuadra y rectificado, esto permite al resorte posicionarse totalmente perpendicular a sus superficies de apoyo, es necesario aclarar que se dispone un eje al interior del resorte que funcione como guía, con el fin de evitar pandeos o deformaciones no uniformes del mismo. En figura 68 se muestran las diferentes formulas para

calcular las dimensiones básicas del resorte basandose en un d , L_f , N_a , y el tipo de extremo previamente establecidos.

	Simple	Simple y rectificado	A escuadra o cerrado	A escuadra y rectificado
Espiras en extremos	0	1	2	2
Espiras totales	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_f	$d + pN_a$	$p(N_a + 1)$	$3d + pN_a$	$2d + pN_a$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_f - d) / N_a$	$L_f / (N_a + 1)$	$(L_f - 3d) / N_a$	$(L_f - 2d) / N_a$

Figura 68. Dimensiones del resorte según el tipo de extremo. Copyright por Lopez, E. M. (2013). *Calculo de resortes Helicoidales de Compresión*. Cartagena.

Se procede a calcular el diámetro que debe tener el hilo para soportar el peso que hasta este momento la herramienta posee sin deformarse, para ello se debe calcular la fuerza de cierre o F_S que corresponde a la magnitud con la que el resorte se comprime en su totalidad (hasta su longitud sólida) y a la cual se debe evitar llegar durante el trabajo del resorte (Lopez, 2013).

- Fuerza actual debida al peso de la heramienta = 91,65 N
- Fuerza de cierre= F_S

$$F_S = (1 + \xi) * 91,65 N = 104.755 N$$

A su vez se debe calcular el esfuerzo permisible con que se diseña el resorte para ello se elige como material de fabricación Acero ASTM A 401, que como se mencionó en la Metodología ashby (Sección Materiales segun la metodología ASHBY) soporta altos valores de fuerza y es resistente a la fatiga, sus valores de cedencia (S_{sy}) y esfuerzo último (S_{ulti}) se muestran a continuación.

Esfuerzo de Cedencia y Esfuerzo Ultimo para ASTM A401 (Matweb, 2017):

- $\sigma_y = 1760 \text{ MPa}$
- $\sigma_U = 1920 \text{ Mpa}$

$$S_{sy} = 0.4 * S_{ult}$$

$$S_{sy} = 0.4 * 1920 = 768 \text{ Mpa}$$

Enrique Lopez (Lopez, 2013) propone que un resorte debe tener una razón de proporción igual a 0.4 entre el esfuerzo de último S_{ult} y su esfuerzo permisible S_{sy} por tanto de la ecuación anterior se obtiene que el esfuerzo permisible es de 768 Mpa, con estos datos es posible calcular el diámetro del hilo del resorte con la siguiente fórmula:

$$\frac{S_{sy}}{0.4} = K_s * \left(\frac{8 * F * D}{\pi * d^3} \right)$$

Donde,

$$S_{sy} = 768 \text{ Mpa}$$

$$K_s = 0.75 \text{ (Constante de preesforzado propio del material A401 (Lopez, 2013))}$$

$$F = 104.755 \text{ N}$$

$D = 0,04 \text{ m}$ (definida por los autores basados en las dimensiones disponibles para el eje dentro de la herramienta).

Se obtiene como diámetro de hilo $d = 2.9643 \text{ mm}$, posteriormente a este análisis se realiza un cálculo de deformación del resorte determinado por la fórmula $K = F/\delta$, Donde K es la constante de este, F la fuerza que tiende a comprimir el resorte y δ la deformación del mismo.

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * N_a}$$

Donde

$G =$ Módulo de corte (80 GPa)

$d = 0.0029643$ m

$D = 0.04$ m

$N_a = 20$

$F = 104.755$

De esta formula se obtiene que δ es igual a 0.1567 m (15.67 cm) valor que exede la longitud final del resorte por lo que se descarta este valor de diámetro, se recalcula la formula anterior esta vez para una $\delta = 0,04$ m y 10 espiras libres (N_a), es asi como se obtienen un $d = 0.00413828$ m (4.13 mm), en la tabla 14 se muestran las características finales del resorte

Tabla 14. Dimensiones finales del muelle medio.

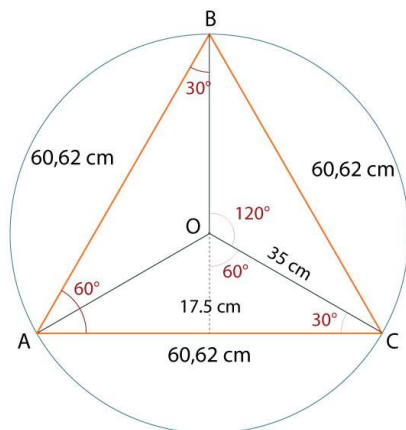
Espiras en extremos	2	2
Espiras totales (N_t)	$N_a + 2$	12
Longitud libre (L_f)	$2d + pN_a$	10 cm
Longitud solida (L_s)	dN_t	4,965 cm
Diametro del resorte	D	4 cm
Diametro de hilo	d	0,413 cm
Paso (p)	$(L_f - 2d) / N_a$	0.91773 cm

Es necesario tener en cuenta que el diámetro D mostrado en la Tabla 12 corresponde al diámetro medio del resorte, por ende para calcular el diámetro externo (contemplando el diámetro del hilo) D_e se resuelve la siguiente ecuación

$$D_e = \sqrt{D^2 + \frac{D^2 - d}{\pi^2}} = 4.41446 \text{ cm}$$

En consecuencia el diámetro interno D_i sería igual a 3,5868 cm, este valor sirve como base para calcular el eje que pasa por el interior de este resorte con el fin de evitar deformaciones laterales, el cual debe tener al menos una décima de diferencia con el diámetro interno del resorte (Lopez, 2013), por tanto el diámetro de este tubo es de 3.4868 cm.

9.6.1.7. **Cálculo de apertura del trípode.** Como se observa en la figura 69, se inscribe un



triángulo dentro de una circunferencia de 35 cm de radio, donde A, B y C corresponden a los puntos de apoyo de la herramienta, por tanto la circunferencia se divide en tres partes iguales de 120° cada uno y se procede a realizar los cálculos pertinentes para determinar las dimensiones de las líneas internas del triángulo base.

Figura 69. Perímetro de soporte del trípode.

Por teorema del Seno se tiene que $\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta}$,

lo que es igual a $\frac{52.5}{\sin 60} = \frac{b}{\sin 90}$ donde se obtiene un lado $b = 60.6217$ cm y con esto se infiere que es un triángulo equilátero.

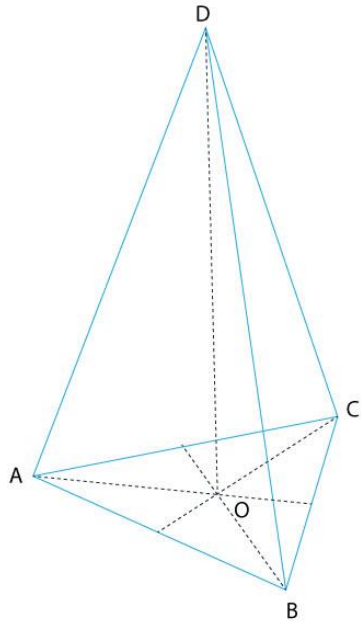


Figura 70. Esquema 3D del trípode.

En el tetraedro ABCD (Figura 70) se busca calcular la longitud de cada pie del trípode al tener una altura de 62 cm y una distancia h desconocida. Se parte de la cara BCD para calcular sus lados, del cual se conoce BC de 60.6217 cm, se especifican ángulos de 70° con lo que es posible calcular los lados del triángulo a través del teorema del seno donde se supone que es isóceles.

Con la arista BD del tetraedro se puede componer otro triángulo con el punto O, donde el lado DO es la altura total de la pirámide que equivale a 81.4187 cm; por medio de una

relación de triángulos se establece el radio (R) de 8.34 cm que corresponde al área que debe ocupar la base de unión del trípode.

9.6.1.8. **Cálculo del resorte ubicado en el pie.** Con base en el peso establecido hasta este punto de la parte superior del sistema (90.41 N) se determina que la fuerza en cada pie del trípode es igual a 32.08 N, con este valor se calcula la fuerza de cierre (Fs), como en el cálculo del muelle medio, con un valor de 36.66 N.

Tabla 15. Dimensiones del resorte ubicado en el pie.

Ángulo de inclinación del hilo	λ	12°
Espiras en extremo	Escuadra o cerrado	2
Longitud libre	$2d + pN_a$	15
Longitud solida	dN_t	3.087 mm
Paso	$(L_f - 2d) / N_a$	2.044 cm
Espiras totales	$N_a + 2$	9

En la tabla 15 se presentan las dimensiones bases para realizar los cálculos de deformación del resorte del tripode (Figura 71) que se presentan a continuación:

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * N_a}$$

De la formula anterior se especifica una deformación (δ) deseada de 11 cm, en donde $G=80$ Gpa, F es la fuerza de cierre, D es el diámetro del resorte (determinado por las dimensiones máximas del tubo del tripode) y se obtiene $d=1.55$ mm.

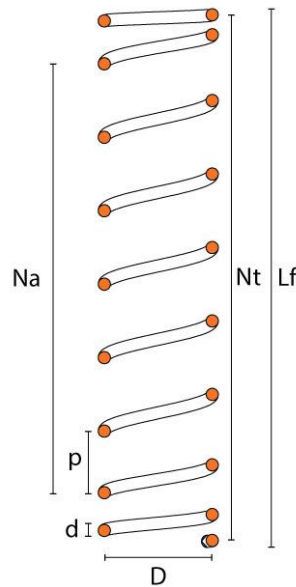


Figura 71. Dimensiones del resorte amortiguador.

9.6.2. Cálculo reductor de impacto. Para este cálculo se utilizó una calculadora online

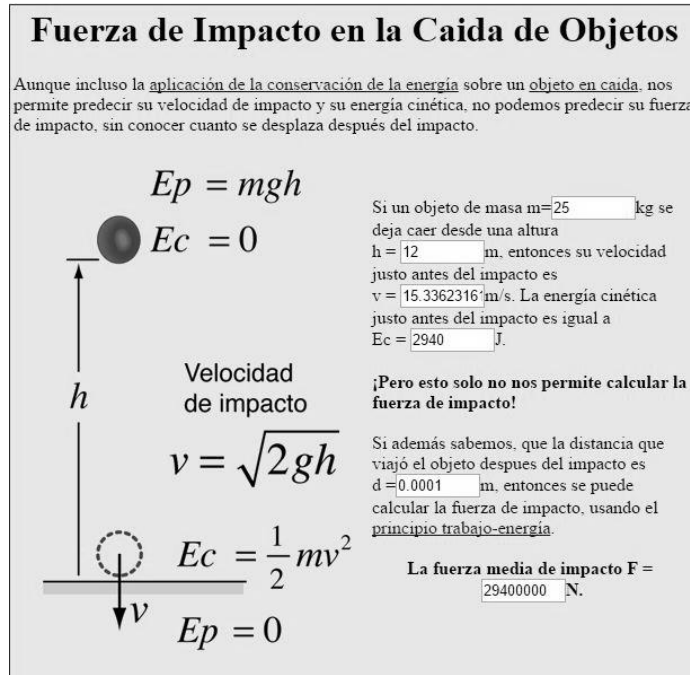


Figura 72. Cálculo de la fuerza de impacto del fruto sin pérdida de energía.

J, al no haber algun medio que permita una desaceleración del fruto este golpea el suelo con aproximadamente 29.400.000 N de fuerza (Figura 72).

([http://hyperphysics.phy-](http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html)

[astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html](http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html)) que permite determinar la fuerza con que un objeto de masa m impacta en el suelo después de una caída h metros, para ello se especifica el peso del fruto (25 kg) la altura (12 m), con estos valores se obtiene la velocidad de caída igual a 15.3362 m/s, y su energía cinética en el momento inmediatamente anterior al impacto 2940

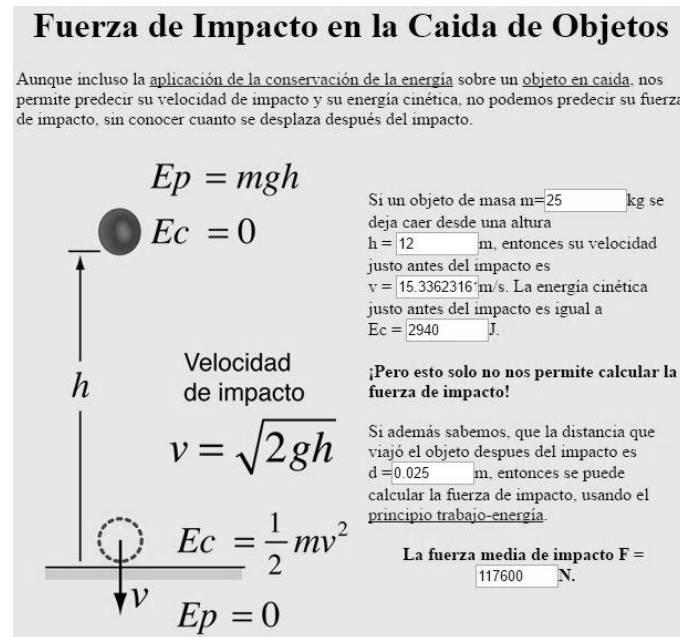


Figura 73. Cálculo de la fuerza de la fuerza de impacto con reductor.

No obstante si se provee una superficie que permita una deformación con alto coeficiente de pérdida como lo es la espuma de polietileno, esta fuerza se ve reducida ya que se tendrá una altura de caída de 11.75 m, y una distancia de desaceleración de 0.025 m; se obtiene una reducción en la fuerza de impacto a 117.600 N (Figura 73).

9.7. Validación estática mediante SolidWorks

9.7.1. Barra telescópica. Por medio del software de simulación SolidWorks para CAE, se hace el análisis de tensiones presentes a lo largo de la barra telescópica y el riel donde va el eje que lo eleva, como punto crítico a analizar se tiene la barra cascaron, debido a que sobre ella recaen todas las fuerzas. En la figura 74 se observa un mapa de calor sobre la pieza a analizar, para este caso la tonalidad azul indica un riesgo bajo a las tensiones a las que el sistema se encuentra sometido.

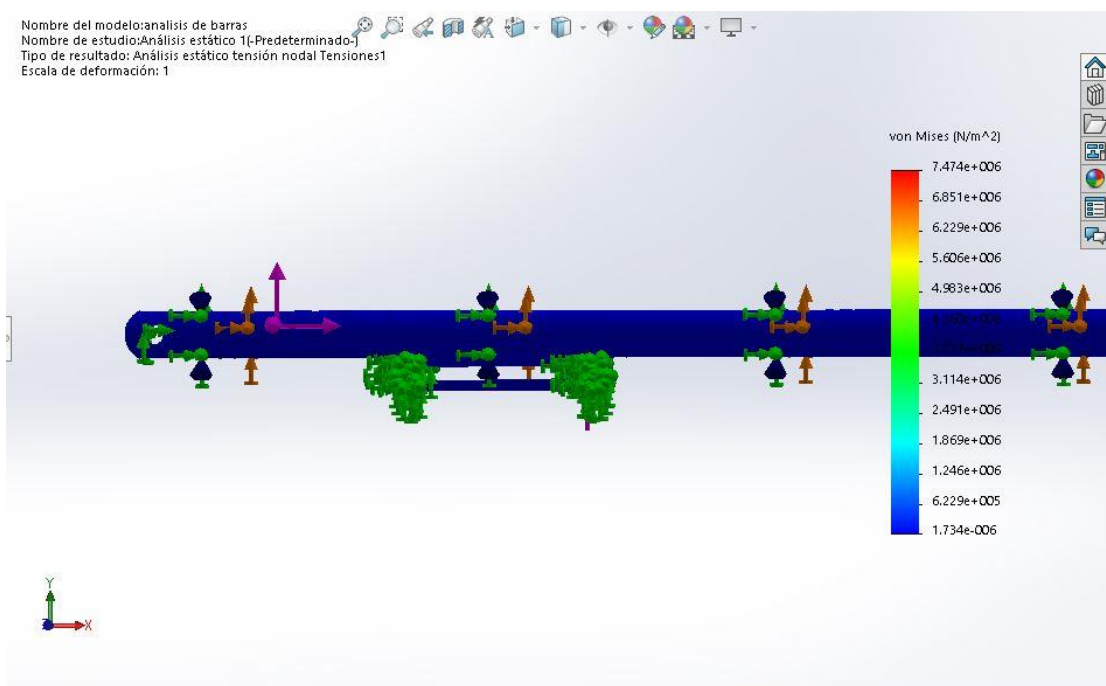


Figura 74. Tensiones presentes a lo largo de la barra cascaron.

Otro punto crítico a tener en cuenta son las uniones entre las barras debido a las fuerzas resultantes generadas por el momento que se crea al tener peso en el extremo distal. La figura 75 muestra las tensiones presentes en la unión de la barra con una tonalidad verde lo que indica un nivel medio que no genera deformaciones plásticas ni rupturas.

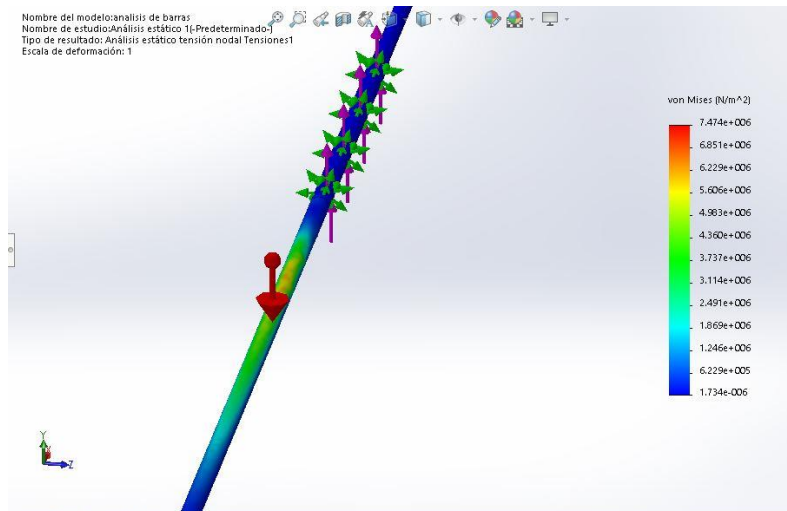


Figura 75. Tensiones presentes entre la unión de las barras.

9.7.2. Palanca de empuje. El análisis estático de la palanca de empuje arroja un desplazamiento máximo de $3.99 \cdot 10^{-9}m$ ubicado en la manija del sistema, este valor es considerado aceptable para las funciones que este mecanismo debe cumplir. En cuanto a las tensiones que se presentan se encuentra un punto crítico en la manija del sistema (Figura 76), esto debido a que no está fija con el fin de permitir el giro y evitar posiciones forzadas de la muñeca, por lo contrario se encuentra soportada por dos piezas soldadas a la cara de la palanca, lo que deja un punto libre en donde recae toda la fuerza. Para disminuir las tensiones presentes en el punto se propone colocar un solo eje soldado en ambos extremos en el cual girará la manija.

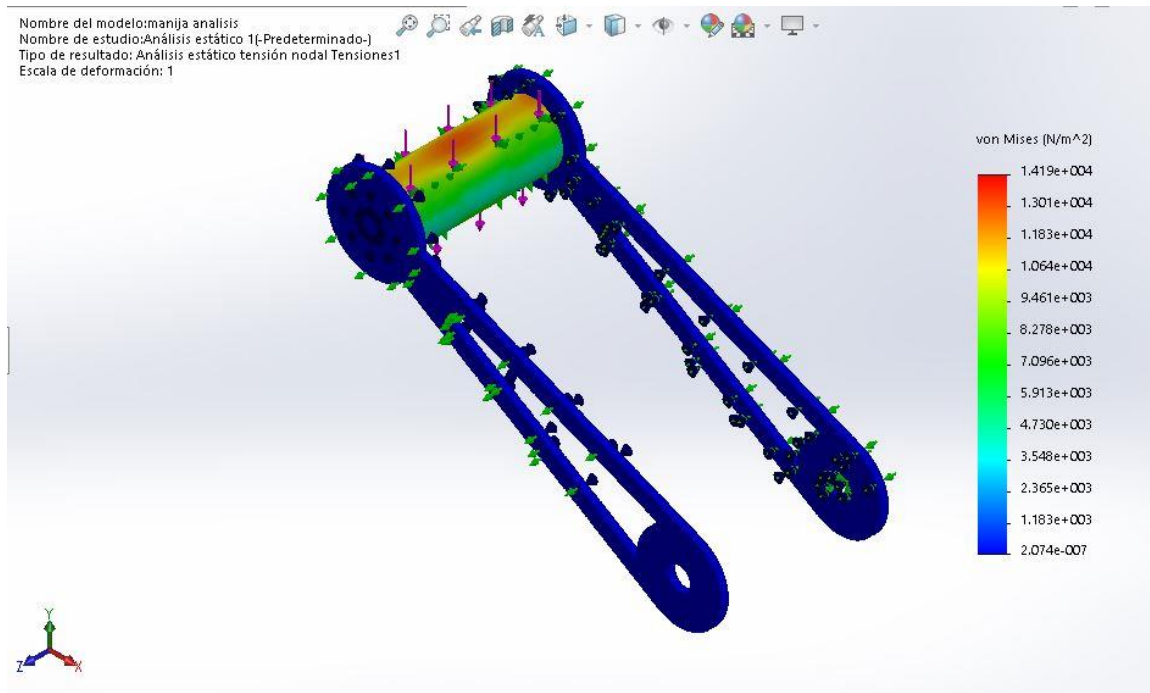


Figura 76. Tensiones presentes en la palanca.

9.7.2. Análisis pie de trípode. El análisis estático generado para el pie del trípode arroja un desplazamiento máximo de $4.52 \times 10^{-0.5}$ m que se debe a las ruedas en el extremo inferior, las tensiones en tonalidad azul (Figura 77) indican la ausencia de riesgos a nivel estructural a lo largo del eje. La articulación que une el pie con la base posee tonalidades verdes que no indican deformaciones plásticas ni ruptura.

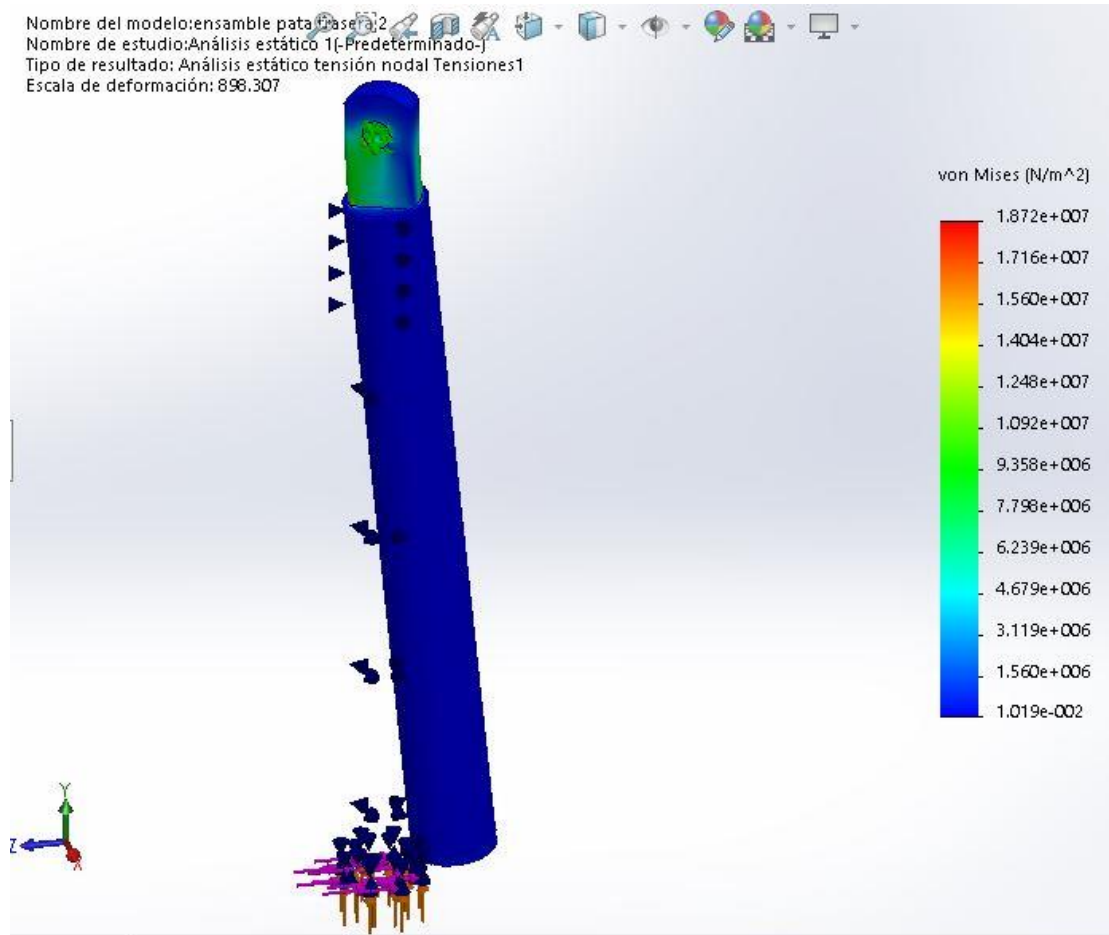


Figura 77. Análisis de tensiones en el pie del trípode.

10. Validación del Sistema

10.1. Análisis de postura de la herramienta actual con KINOVEA

Para analizar las diferencias en términos de carga biomecánica en espalda baja se hace necesario determinar la postura que un cosechador de palma de aceite adopta durante la jornada laboral, para ello se realizaron tomas en formato video donde se puede observar los rangos articulares adoptados por el cosechero mientras realiza la tarea de poda o de corte de fruto, en la figura 78, se puede observar a un cosechador de palma mientras ubica la herramienta de corte.



Figura 78. Cosechador en la labor de corte. Copyright <https://www.youtube.com/watch?v=J3MCRo9gBk0>

Estos videos fueron tomados de internet, por ende su posterior análisis en el software Kinovea depende de una revisión previa de cada uno y determinar los rangos de tiempo de los que se puede extraer información, es decir aquellas partes de la filmación donde el usuario está realizando la tarea estudiada y posee un plano anatómico paralelo al eje de la toma, de esta forma se obtienen videos más cortos que proceden a analizarse cuadro a cuadro (cada segundo).

Cada video analizado posee una duración de entre 10 y 20 segundos, tiempo que se puede transformar a un formato de cuadros por segundo en el software Kinovea (Figura 79). Con el formato cuadros por segundo es posible realizar en promedio 70 mediciones por video de los rangos articulares y promediar los valores para así determinar un dato representativo del ciclo de uso de la herramienta para cada articulación.



Figura 79. Rangos articulares video 1. Poda y Cosecha de Palma Aceitera con equipos Stihl.

Estos datos se exportan en formato Excel donde se procede a realizar su nomenclatura y síntesis de resultados. En la tabla 16, BE representa la articulación del brazo Extendido y BR la articulación del Brazo recogido, ya que se observó que no siempre los trabajadores toman la herramienta de la misma forma.

Tabla 16. Resultado del análisis de kinovea

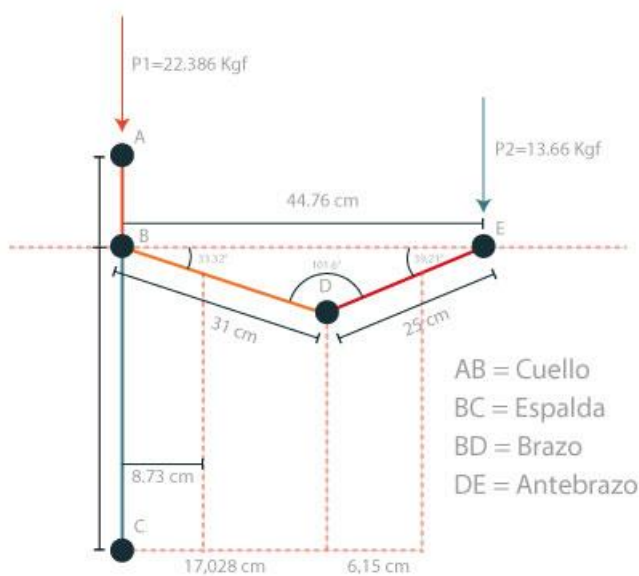
Actividad de Corte					
	Operario 1	Operario 2	Operario 3	Operario 4	Promedio
Cuello	30°	54°	25°	24°	33.25°
Espalda	9°	12°	12°	30°	15.75
Codo (BE)	119°	151°	151°	119°	135°
Hombro (BE)	108°	110°	70°	70°	89.5°
Hombro (BR)	20°	17°	30°	16°	20.75°
Codo (BR)	100°	102°	110°	95°	101.75°

Estos valores se toman como referencia para generar el modelo humano en el software de simulación JACK.

10.2. Análisis biomecánico del operario durante el transporte basado en el modelo Chaffin

10.2.1. Cálculo de la fuerza de compresión. El análisis biomecánico basado en el modelo Chaffin (Llaneza Álvarez , 2009) fue realizado para la posición que adopta el operario durante el transporte de la herramienta como se observa en la figura 80, para ello se tuvo en cuenta una persona con un peso de 70 Kg y 169 cm de altura.

El peso corporal de cada segmento del cuerpo se basa en una porción del peso total del individuo, los valores obtenidos se muestran a continuación:



$$W_{Tronco} = 35 \text{ Kg}$$

$$W_{Cabeza} = 4.34 \text{ Kg}$$

$$W_{Cuello} = 1.54 \text{ Kg}$$

$$W_{Brazo} = 1.96 \text{ Kg}$$

$$W_{Antebrazo} = 1.61 \text{ Kg}$$

En modelo Chaffin establece la siguiente ecuación de sumatoria de momentos para hallar la fuerza que deben realizar los músculos lumbares para mantener la posición.

$$\sum T = (W * L_W) + (P * L_P) - (M * L_M) = 0$$

Figura 80. Diagrama de cuerpo libre del operario.

mantener la posición.

W = Peso del tronco, cabeza, cuello y brazos

L_W = Distancia del centro de gravedad del conjunto del tronco, cabeza, cuello y brazos a la unidad vertebral L5/S1

P = Peso de la carga

L_P =Distancia del centro de gravedad de la carga a la unidad vertebral L5/S1

M = Fuerza que debe realizar los músculos lumbares para mantener la posición

L_M =Distancia del punto de inserción de los músculos lumbares a la unidad vertebral L5/S1

El peso total del tronco, cabeza, cuello y brazos tiene un total de 48.02 Kg, mientras L_W se calcula según la postura adoptada al multiplicar el peso del segmento corporal por la distancia de su centro de gravedad a la unidad vertebral L5/S1 sobre el peso total del conjunto, es así como se expresa de la siguiente manera.

$$L_W = \frac{(35Kg * 0) + ((4.34Kg + 1.54Kg) * 0) + (1.96Kg * 8.73cm) + (1.61Kg * 23.178cm)}{48.02 Kg}$$

$$L_W = 1.13 \text{ cm}$$

De esta manera al despejar la ecuación de sumatoria de momentos se halla $M=16.74$ Kg y por medio de una sumatoria de fuerzas normales se puede hallar C que sería la fuerza de compresión en la unidad vertebral.

$$\sum F_y = M + (W * \cos \alpha) + (P * \cos \alpha) - C = 0$$

α Representa el ángulo formado por el eje vertical y la columna que corresponde a 0° , de esta manera se tiene:

$$16.74Kg + 48.02Kg + 22.386 - 13.66 = C$$

$$C = 73.486 Kg$$

La fuerza de compresión en la unidad vertebral L5/S1 corresponde a 73.486 Kgf.

10.2.2. Cálculo del momento en la unidad vertebral L5/L4. Para el cálculo del momento generado en la unidad vertebral L4/L5 se hace uso del modelo Chaffin en el software 3DSSPP del centro de ergonomía de la universidad de Michigan (Figura 81) con la postura adoptada por el operario durante el transporte de la herramienta se obtienen resultados de -58.2 Nm y 59.1 Nm en los ejes X y Y respectivamente, con un momento total de 82.9Nm

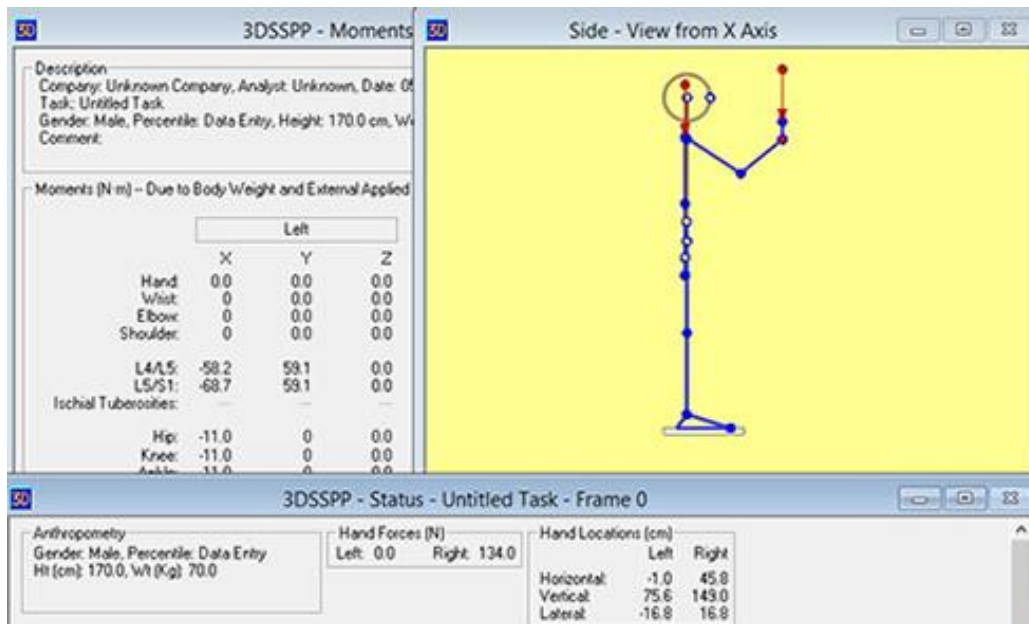


Figura 81. Momento en las vértebras L4/L5 durante el transporte del Palín Malayo.

10.3. Análisis Biomecánico por medio de simulación digital humana usando JACK-siemens

JACK es una herramienta de modelado y simulación que permite mejorar la ergonomía de los productos y redefinir tareas industriales, este software provee herramientas para realizar procesos

de diseño centrado en el usuario tanto de herramientas como de ambientes de trabajo, a su vez permite generar modelos humanos a medida para enmarcar poblaciones y de esta forma realizar pruebas de validaciones entorno a riesgos de lesiones, confort, alcance, gasto de energía, límites de fatiga (Tecnomatix, 2011).

10.3.1. Corte de fruto de palma con el método Tradicional. En la figura 82 se puede observar el modelo humano generado a partir del software Jack para la realización de la tarea de corte de fruto de palma de aceite, este modelo corresponde al percentil 50 de la población Colombiana entre 30 y 39 años de edad cuya altura es de 169,4 cm y su peso es de 70 kg (Ávila Chaurand , Prado León, & González Muñoz) (Maradei, Espinel , & Peña, 2009), la posición que se aprecia en la imagen 20 se genera a partir de los resultados del software kinovea (tabla 16).

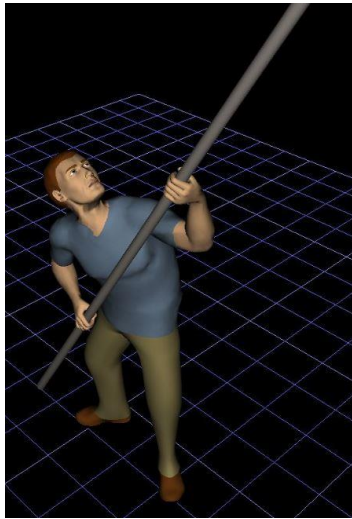


Figura 82. Jack Corte de fruto con palín malayo

Para calcular las fuerzas a las que se somete el cuerpo humano mientras el palín malayo es sostenido a 70° se realiza el DCL de este miembro (Figura 83) con dos reacciones F_{h1} y F_{h2} (fuerza de la mano izquierda y fuerza de la mano derecha) a una distancia de 39,8 cm, que corresponde a

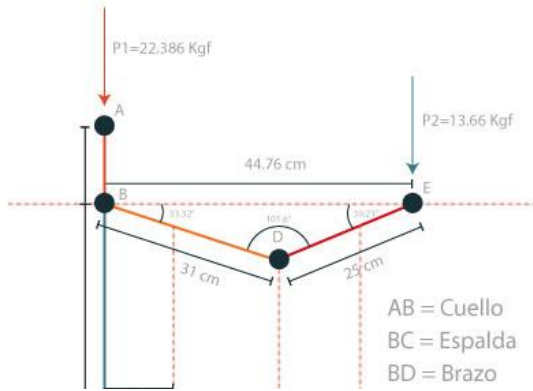


Figura 83. DCL del cuerpo del operario

la distancia biacromial para el p 50 de la población colombiana entre 30 - 39 años y un peso de la barra W_p de 9,5 kg (85.5N) donde se contempla el peso de la cuchilla.

$$\sum F_y = 0 = F_{h1} + F_{h2} - 85,5 N$$

$$\sum M_2 = 0 = (0,398 * F_{H1}) - (2,052 * 85,5)$$

$$F_{h1} = 440 N$$

$$F_{h2} = -345 N$$

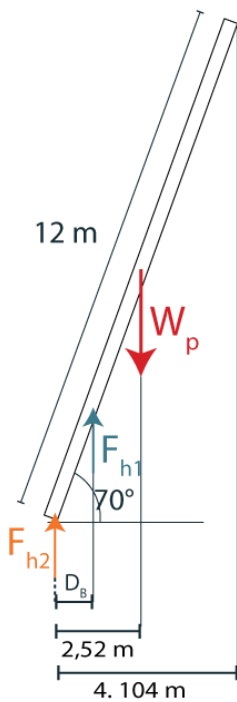


Figura 84. DCL palín malayo

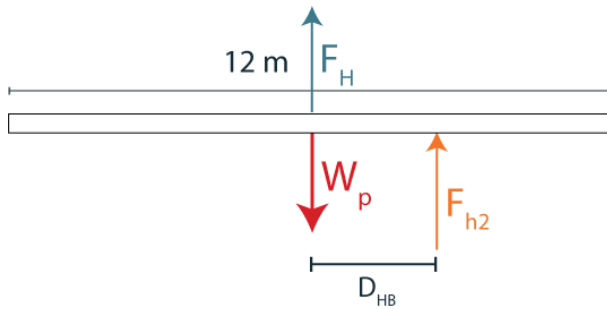
De igual forma se genera un DCL de la herramienta mientras es cargada figura 84, en este el peso del centro de gravedad W_p de la herramienta cae sobre la articulación del hombro generando una fuerza en sentido contrario F_H mientras el brazo F_B apoya esta posición para facilitar su transporte.

$$\sum F_y = F_H - 85,5 - F_B = 0$$

$$F_H - F_B = 85,5 N$$

No es posible calcular momentos debido a que se desconoce la distancia D_{HB} por ende se realiza un esquema de la posición que el brazo toma para ejercer la tarea de carga (Figura 85), donde H, C y M corresponden a las articulaciones del Hombro, Codo y Muñeca respectivamente, los valores HC y CM corresponden a las longitudes del brazo y antebrazo para el p 50 de la población colombiana de 30 a 39 años de edad.

Se calcula la dimensión D_{HB} mediante teorema de seno:



$$\frac{a}{\sin a} = \frac{b}{\sin b}$$

$$\frac{D_{HB}}{\sin 101.6} = \frac{25.1}{\sin 33.32}$$

$$D_{HB} = 45.987\text{cm}$$

Figura 85. Palín Malayo a 0°.

Con este valor es posible realizar la ecuación de momentos del DCL del palín malayo a cero grados (Figura 86), donde se obtiene

malayo a cero grados (Figura 86), donde se obtiene

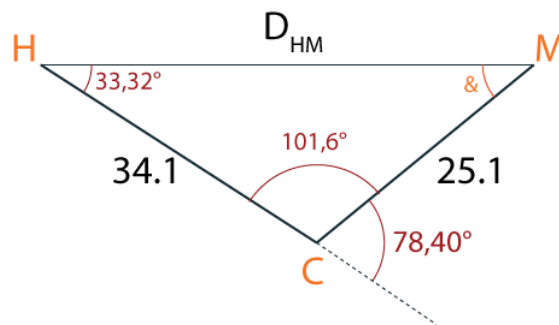


Figura 86. Brazo en posición de carga

$$\sum M_1 = (-F_B * 0.4598) + (10.005 * 6) = 0$$

$$F_B = 134.114 N$$

$$F_H = 219.615 N$$

A partir de este análisis de fuerzas se determinan las componentes que actúan sobre el brazo derecho e izquierdo del usuario cuando la herramienta está a 0° y 70°. Para el caso del Palín Malayo, herramienta actualmente usada, se ubicaron las reacciones anteriormente calculadas F_{h1} , F_{h2} , F_B y F_H para realizar el análisis biomecánico de las articulaciones con ayuda del software Jack, los resultados obtenidos en fuerza (Kgf) y momento (Nm) se presentan en la tabla 17.

Tabla 17. Fuerzas en las articulaciones durante el uso del Palín Malayo

PALIN MALAYO						
Articulación	0°		70°		70° + Empuje	
	F (kgf)	M (N*m)	F (kgf)	M (N*m)	F (kgf)	M (N*m)
Vertebra L5L4	72,2097	79,1837	116,1854	396,3999	114,5916	335,0940
Vertebra L4L3	70,4452	77,3511	114,4209	382,7487	112,8272	322,6993
Vertebra L3L2	67,7187	78,5711	111,6945	372,2903	110,1008	313,6973
Vertebra L2L1	65,7888	81,1745	109,7646	363,0810	108,1710	306,2654
Hombro Izquierdo	3,4312	1,7493	38,6114	142,3051	48,2987	112,8747
Hombro Derecho	17,1071	61,2089	48,2987	111,2006	37,0250	115,7327
Codo Derecho	15,3408	26,0733	46,5324	121,1113	35,2593	38,1587
Muñeca Derecha	14,0477	1,3839	45,2393	19,8885	45,2393	22,9703
Codo Izquierdo	1,6649	0,3809	36,8451	87,4998	46,5324	101,2006
Muñeca Izquierda	0,3718	0,0337	35,5520	15,7668	33,9667	12,8721

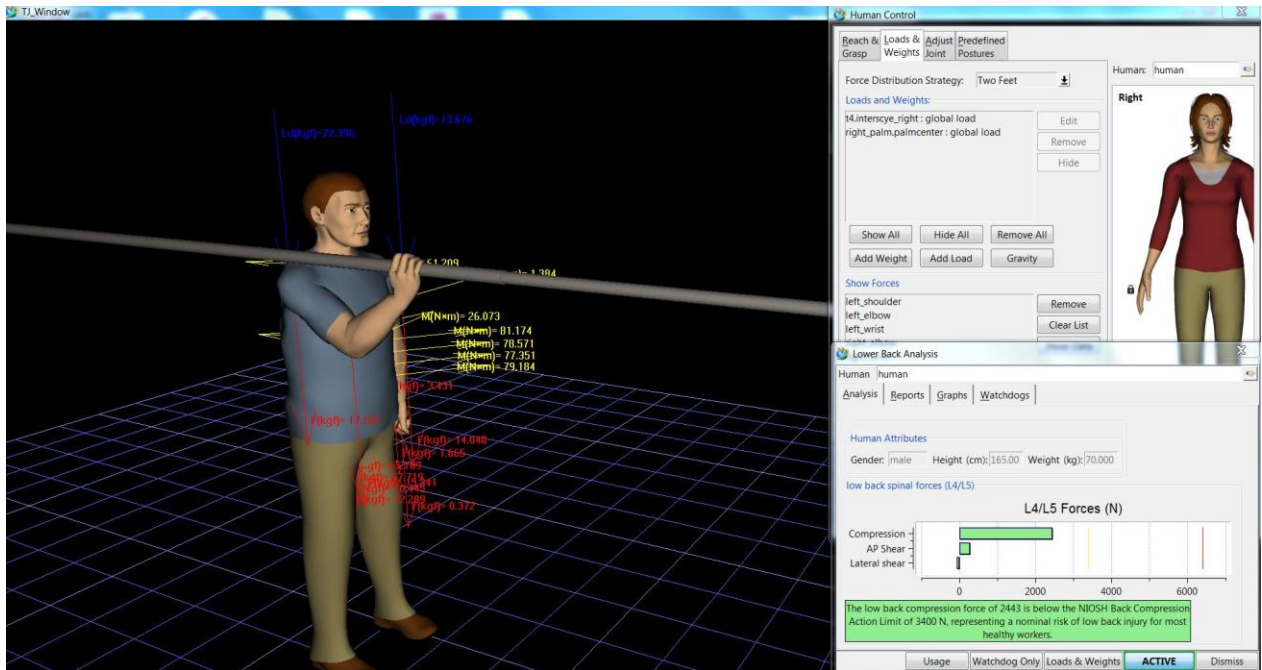


Figura 87. Puntuación escala de NIOSH con herramienta a 0°

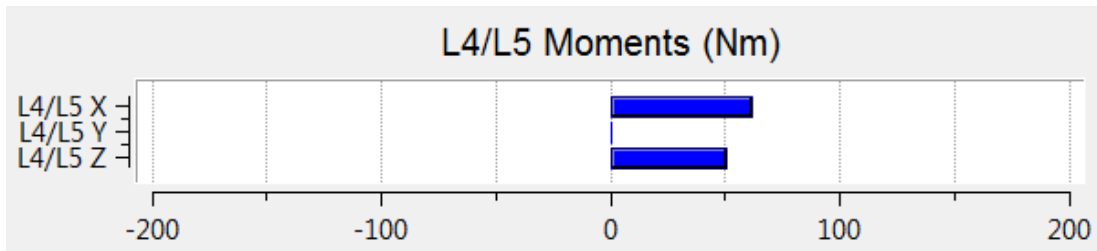


Figura 88. Momentos generados durante el uso del Palín Malayo en posición 0°.

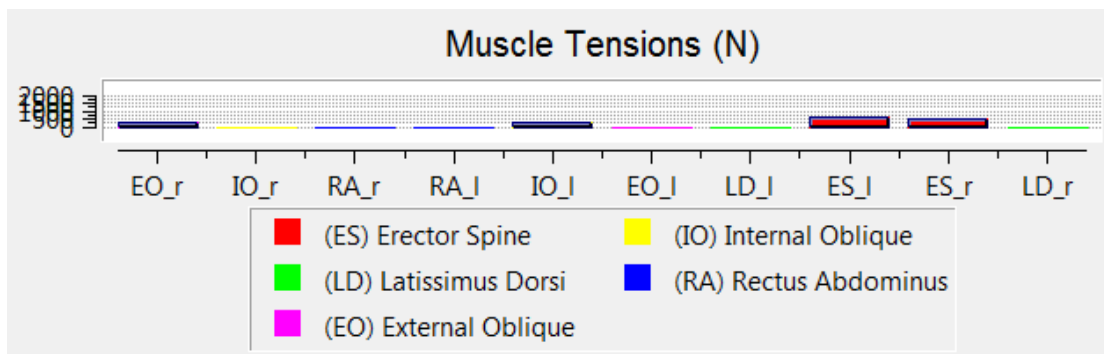


Figura 89. Tensión en los músculos del torso durante el uso de la herramienta Palín Malayo a 0°.

Para la posición de 0° se obtuvo una puntuación de 2.443 N (Figura 87) que indica que está por debajo de la escala de NIOSH cuyo límite es 3400 N para la compresión intradiscal, en la figura 88 presenta los momentos generados en la vértebra L4 L5, cuyos valores oscilan entre 60 y 50 Nm. De igual forma los músculos que presentan mayor actividad a tensión son los erectores y los oblicuos internos con valores desde los 500 a 1000 N como se observa en la figura 89.

Cuando el operario mantiene la herramienta en una posición de 70° con respecto a la horizontal se generan esfuerzos de compresión de 8385 N, valor que supera la escala de NIOSH para compresión de espalda cuyo límite es de 6400 N y por ende representa un riesgo para la aparición de lesiones en espalda baja. Por otra parte el diagrama de momentos presenta un valor máximo de 200 Nm en la vértebra L4 y L5 como se ve en la figura 90, a su vez los músculos que presentan mayor actividad son los erectores de la espina y el oblicuo externo como se ve en la figura 91.

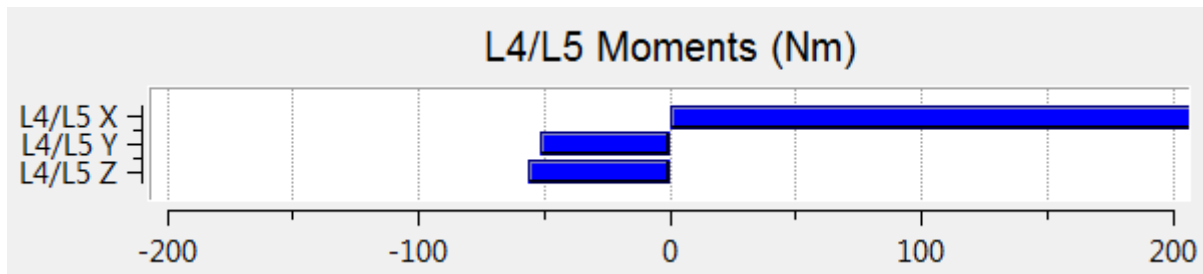


Figura 90. Momentos generados durante la posición a 70° de la herramienta.

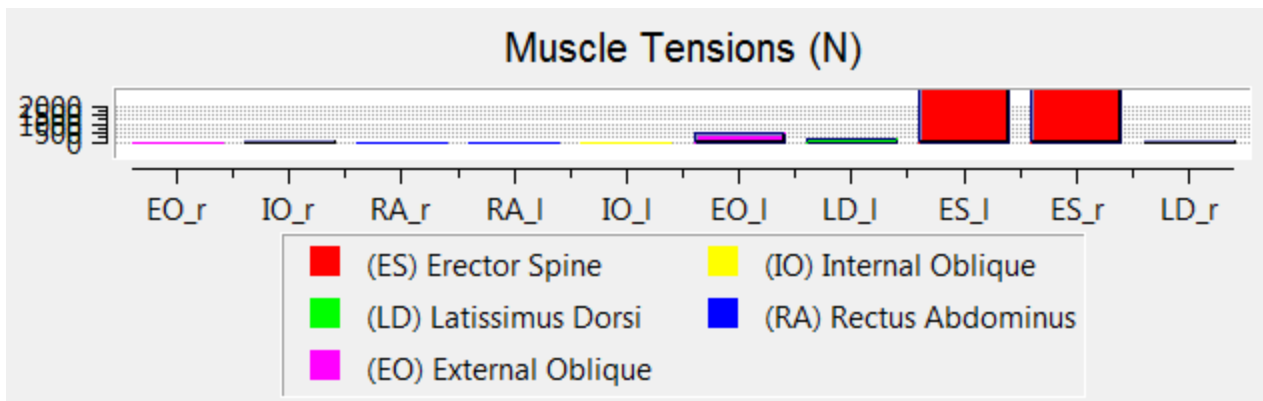


Figura 91. Actividad muscular generada durante la posición a 70° de la herramienta

Para el caso donde el usuario ejecuta la fuerza de halado se generan compresiones de hasta 7685 N en L4 y L5 que aumentan el riesgo de desarrollar lesiones en espalda baja. Los valores de momento incrementan con respecto a los generados durante la posición de 70° (Figura 92), con un momento de -100 N sumado al de 200 N, de igual forma la actividad muscular continua alta en los erectores con valores superiores a los 2000 N.

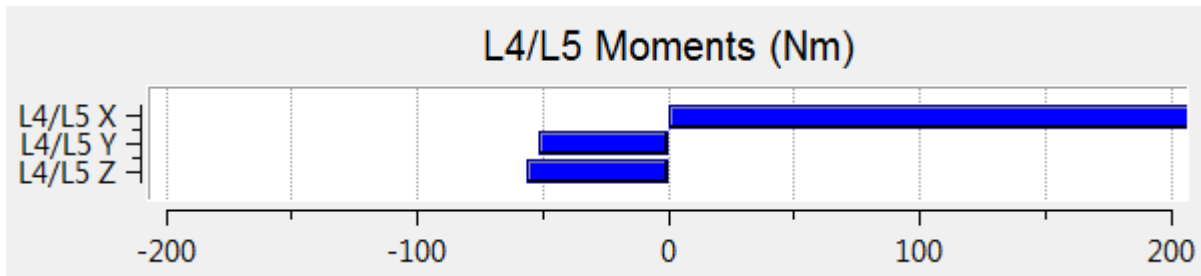


Figura 92. Momentos generados durante la posición 70° con fuerza de halado.

10.3.2. Corte de fruto de palma con el sistema propuesto. De igual forma se repite este procedimiento para la herramienta diseñada donde las fuerzas respectivas se calcularon durante el diseño de detalle. Los datos obtenidos se muestran en la tabla 18.

Tabla 18. Fuerzas en las articulaciones durante el uso de la herramienta de corte propuesta.

Articulación	Herramienta de corte					
	0°		70°		70° + empuje	
	F(Kgf)	M (Nm)	F(Kgf)	M (Nm)	F(Kgf)	M (Nm)
Vertebra L5L4	32.7622	10.0517	32.4427	11.1327	30.6221	8.1419
Vertebra L4L3	31.0996	10.2364	30.6784	11.785	28.8582	9.2483
Vertebra L3L2	29.1530	9.2775	26.2869	10.2656	26.3521	8.9055

Vertebra L2L1	27.1373	8.0454	28.1719	11.227	24.4676	8.0149
Hombro izquierdo	1.6525	2.7068	0.375	5.2003	0.294	5.8931
Hombro derecho	2.8632	1.2713	3.4342	1.7323	1.7828	1.9776
Codo derecho	1.4446	0.3935	1.6662	0.3943	0.5747	2.1194
Muñeca derecha	0.3496	0.06370	0.3734	0.0382	1.4851	0.712
Codo izquierdo	1.9913	5.9552	1.3929	5.2467	1.474	5,9022
Muñeca izquierda	2.7596	1.2536	2.6858	1.0622	2.7669	1,2005

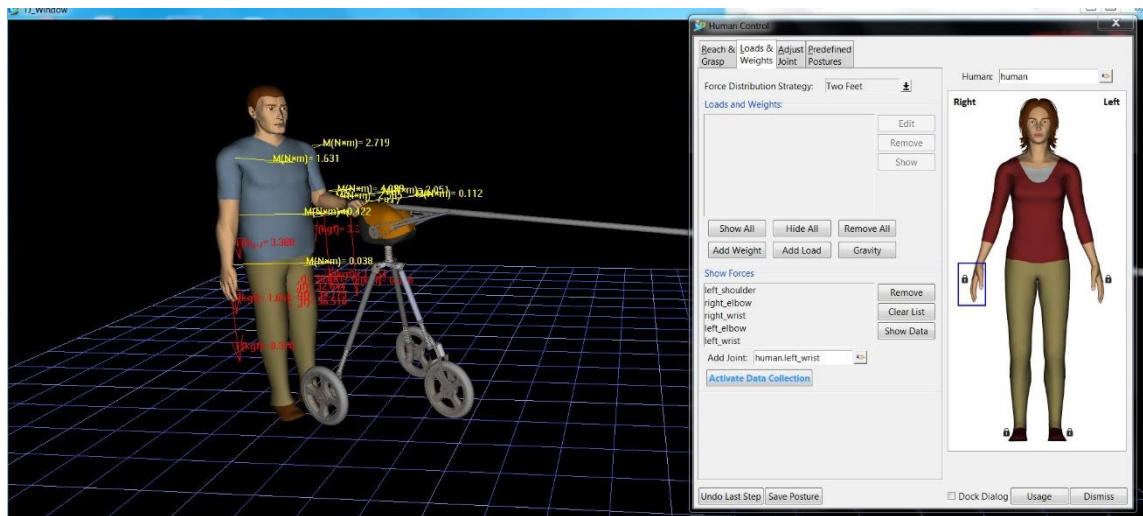


Figura 93. Posición de la herramienta propuesta a 0°.

Con relación a la posición 0° (Figura 93) se generan esfuerzo de compresión de discos iguales a 409 N, valor que está por debajo del límite acción de 3400 N y donde se establece un riesgo bajo para el desarrollo de lesiones en espalda baja (Figura 94), de igual forma en el diagrama de momentos se aprecian valores cercanos a cero, mientras que la actividad muscular en la región del torso se mantiene nula (Figura 95).

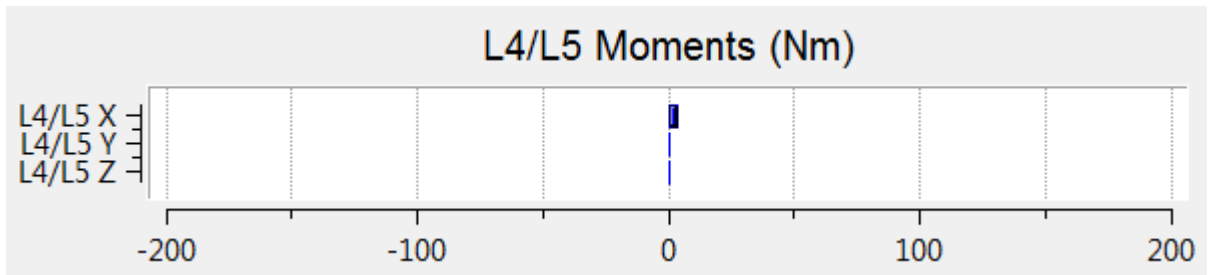


Figura 94. Momentos generados durante el uso de la herramienta en posición de 0°

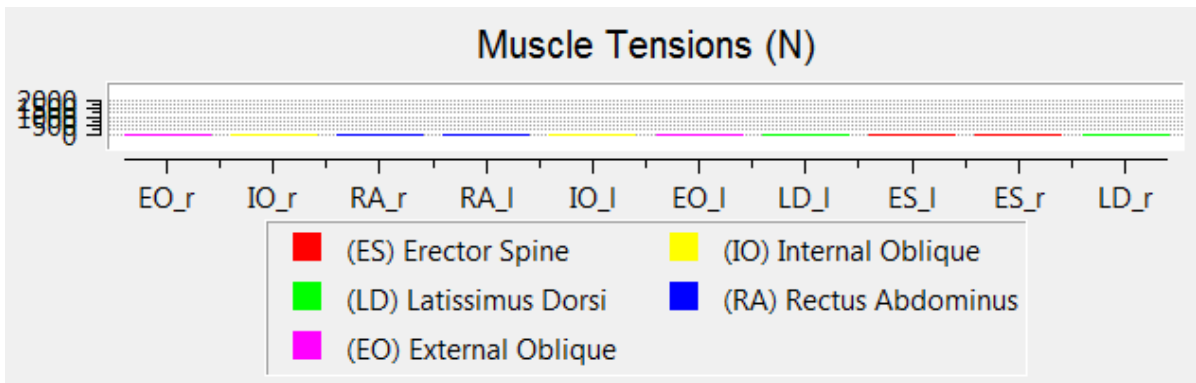


Figura 95. Actividad muscular en el torso durante el uso de la herramienta propuesta en posición 0°.

Para el caso en el que el usuario genera una elevación de la herramienta a 70° el esfuerzo a compresión presenta un incremento con valores máximos de 440 N; aún por debajo del límite recomendado de 3.4 KN según NIOSH. Los momentos presentan variaciones de 10 a 15 N con respecto a la anterior posición y cabe recalcar que la actividad muscular en el torso continúa siendo nula.

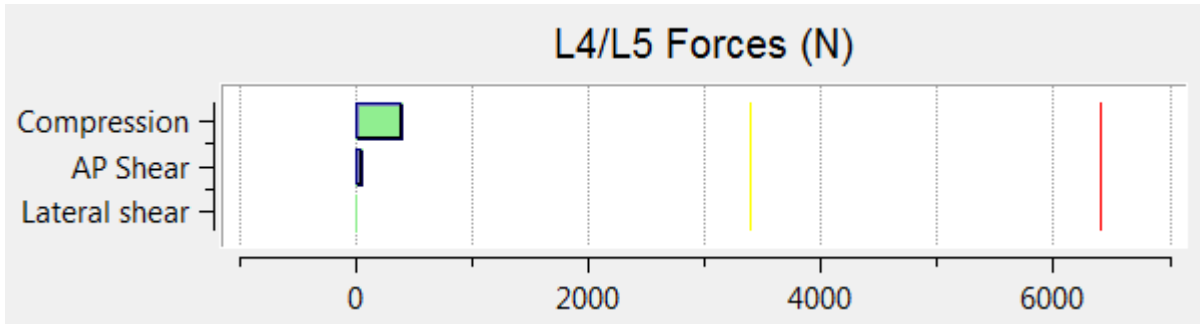


Figura 96. Compresión intradiscal generada durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.

Al realizar la fuerza de halado en la posición de 70°, se presenta una reducción en la compresión (Figura 96) de los discos L4 L5 con un valor máximo de 388 N con momentos que van desde los -15 a 10 N (Figura 97), mientras la actividad muscular a tensión del torso se mantiene nula como se muestra en la figura 98.

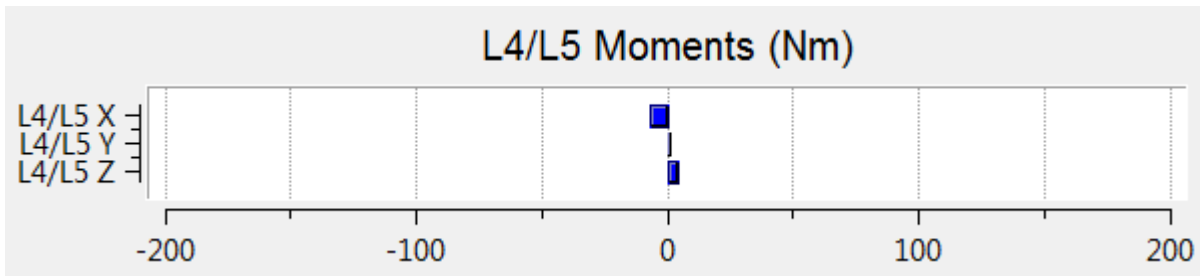


Figura 97. Momentos generados durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.

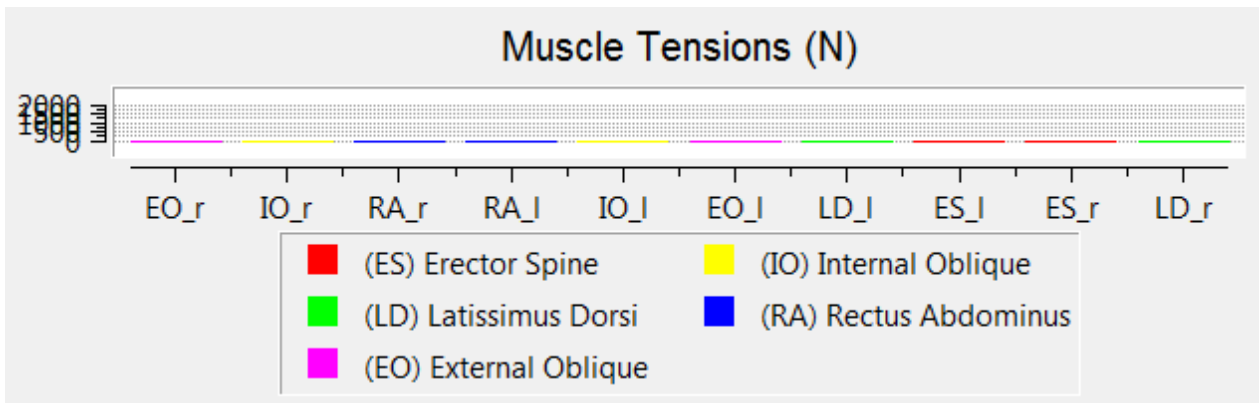


Figura 98. Actividad muscular generada durante el uso de la herramienta a 70° con fuerza de halado.

10.4. Análisis postural mediante la herramienta de valoración OWAS

10.4.1. Corte de fruto de palma con el método Tradicional. En la figura 99 se aprecia la posición adoptada por el usuario mientras carga la herramienta, esta postura a pesar de dirigir todo el peso de la barra telescópica sobre la articulación del hombro no genera riesgos para la salud, puesto que puntúa 1222 en la escala de evaluación de OWAS. Sin embargo las posiciones adoptadas por el usuario al levantar la herramienta un ángulo de 70° (Figura 100) y al ejecutar la acción de halado para el corte en dicha posición (Figura 101) se generan puntuaciones de 4221 y 4223 respectivamente, cabe resaltar que la posición a 70° recibe una calificación de riesgo media, mientras que la posición a 70° con la fuerza de halado un riesgo alto, sin embargo sus puntuaciones son próximas por lo que se podría especificar ambas posturas con efectos dañinos sobre el sistema musculoesquelético.

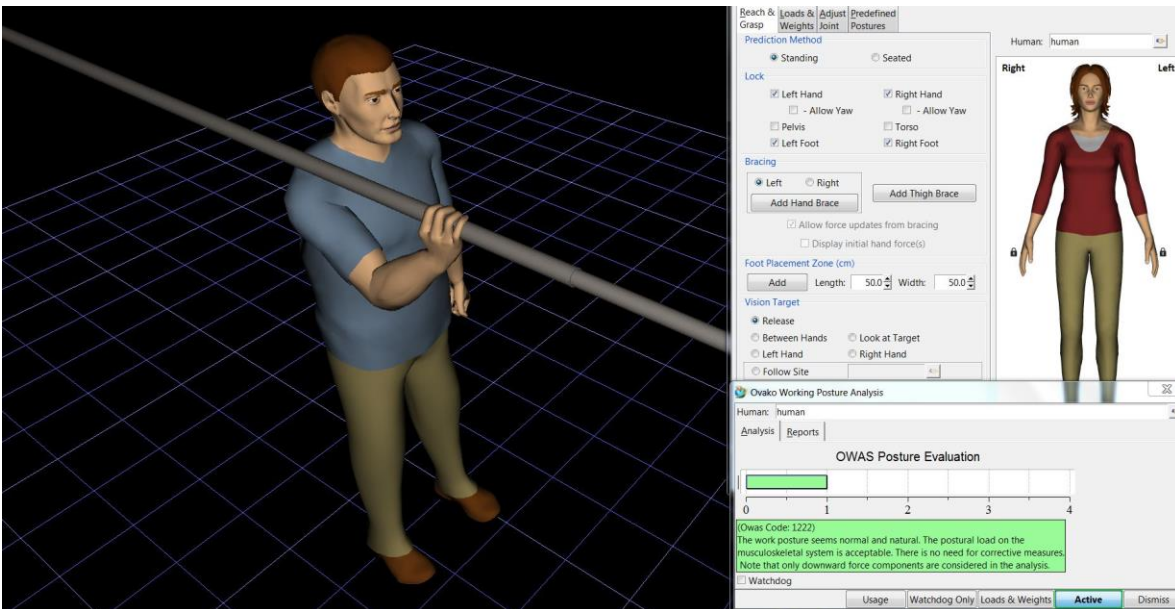


Figura 99. Posición de carga del Palín Malayo.

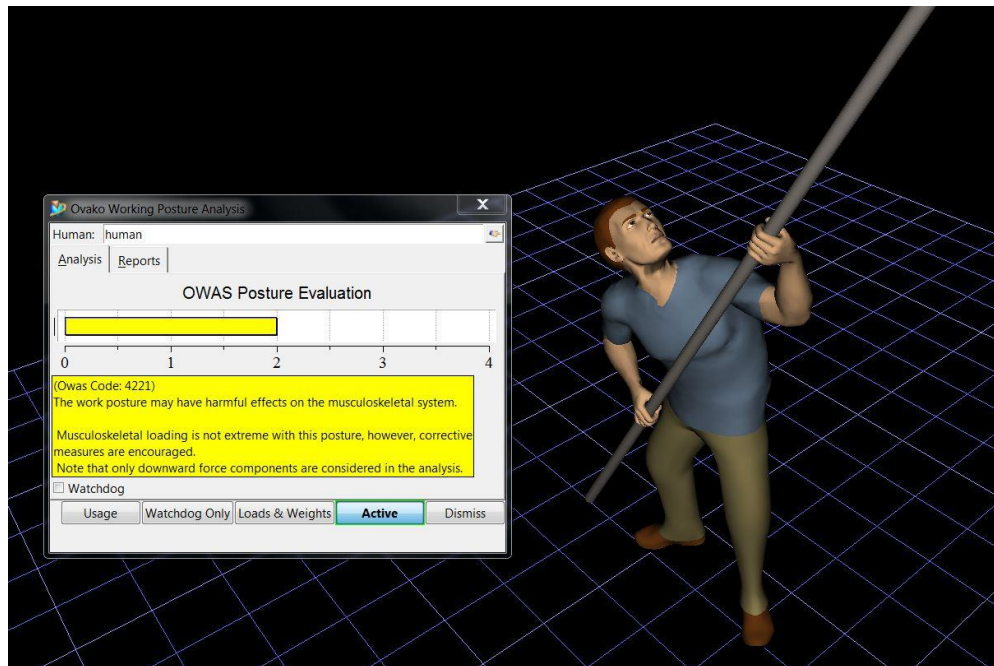


Figura 100. Análisis OWAS para la herramienta a 70°

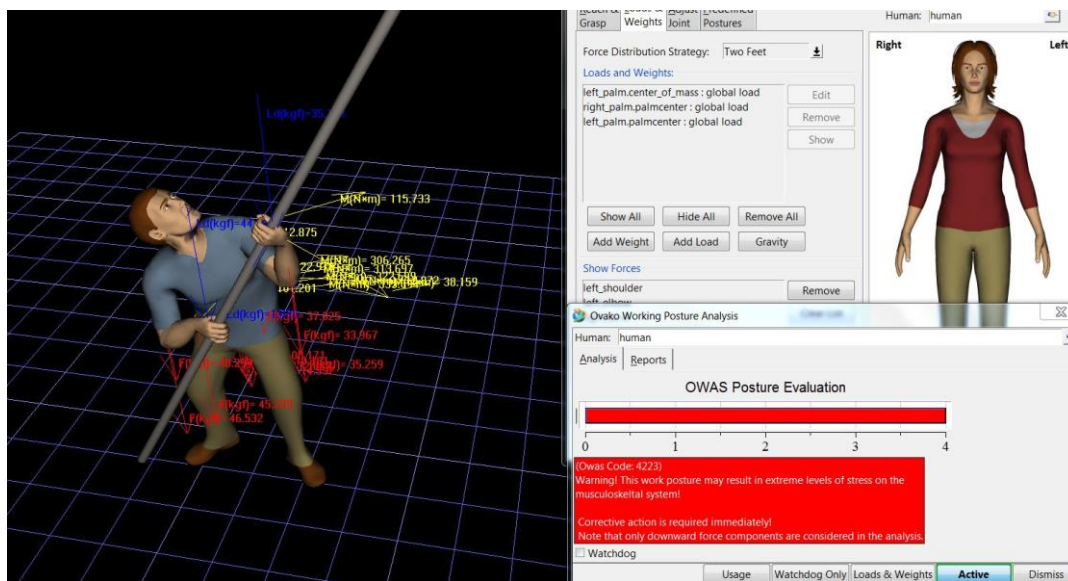


Figura 101. Análisis OWAS para la herramienta a 70° con fuerza de halado.

10.4.2. Corte de fruto de palma con el sistema propuesto. El análisis OWAS (Figura 102) para la herramienta propuesta, determina una postura natural que no necesita intervención en ninguna de las tres posiciones (cargar la herramienta, levantarla y realizar el corte), las cuales obtienen un nivel de riesgo 1 que no requiere intervención.

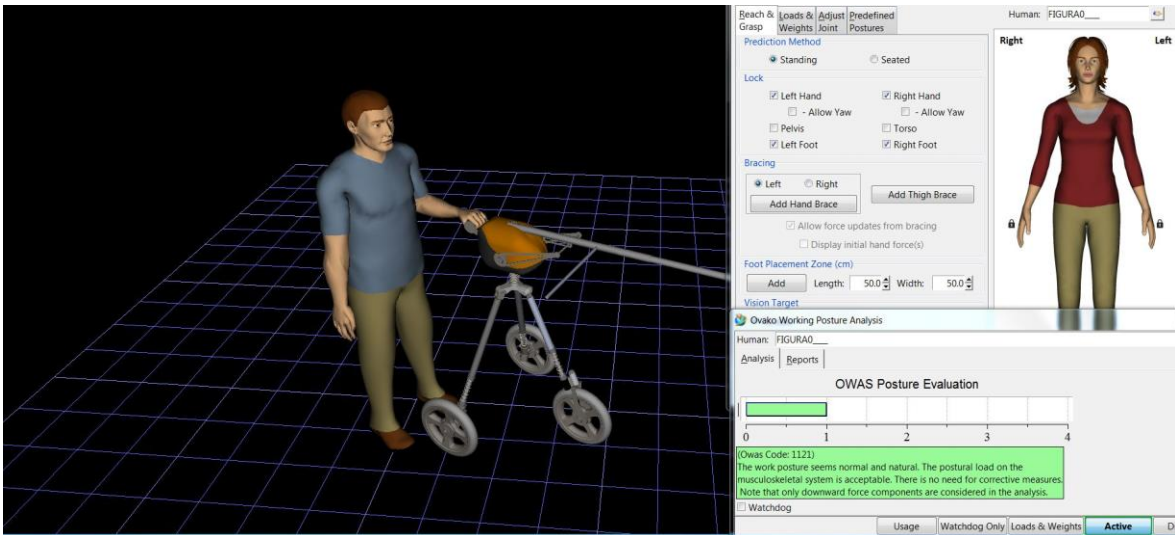


Figura 102. Análisis OWAS para la herramienta propuesta

10.5. Conclusión de la validación del sistema

Con base en los datos recolectados y la información encontrada se logra determinar que la carga intradiscal se reduce en un 73% con relación a la herramienta actual, de igual forma la adopción de posturas forzadas basadas en OWAS se reduce de un nivel de riesgo 4 a un nivel de riesgo 1.

La fuerza de impacto que recibe el fruto con la implementación del reductor se disminuye 250 veces, de esta forma se aumentará el nivel de calidad del fruto y por ende del aceite crudo extraído.

11. Presentación final de la propuesta de diseño

El sistema de corte de fruto de palma de aceite consta de dos componentes, la herramienta de corte para la cosecha de fruto de palma (Figura 103) y el reductor de impacto (Figura 104).



Figura 103. Sistema de corte de fruto de palma de aceite

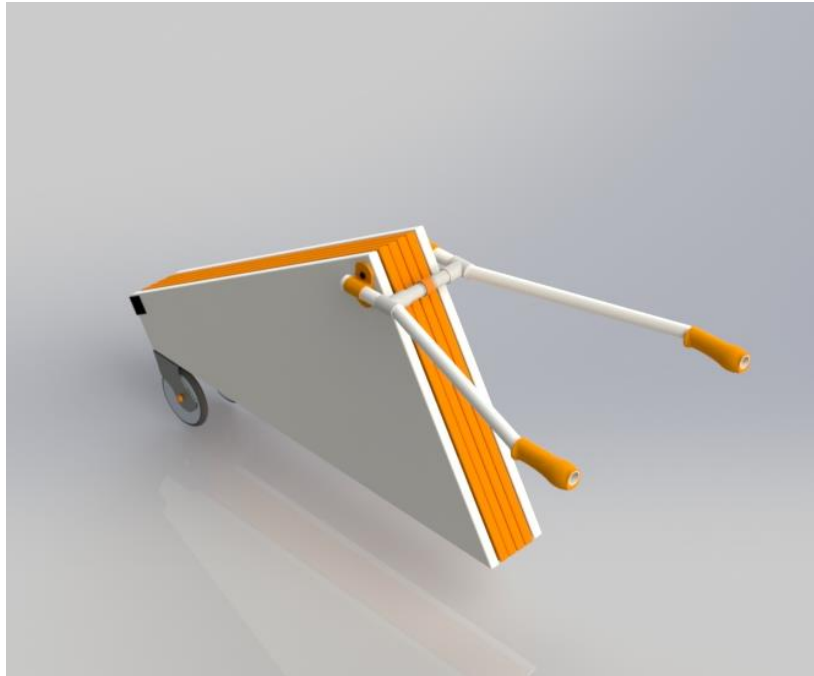


Figura 104. Reductor de impacto

La herramienta de cosecha de fruto de palma consiste de un elemento con tres puntos de apoyo que soportan una barra telescópica conformada por dos miembros en presentaciones de 2, 3 y 6 metros dependiendo de la altura requerida; la herramienta puede ser transportada dentro del cultivo sin necesidad de ser cargada ya que posee ruedas aptas para el terreno y a su vez provee una serie de amortiguadores que minimizan las vibraciones generadas por las irregulares del suelo.

Para llevar a cabo la tarea de corte el operario debe realizar una fuerza en dirección al suelo con el brazo izquierdo para accionar el mecanismo de elevación de la cuchilla, mientras con la mano derecha se ejecuta el corte al deslizar la barra a través del riel.

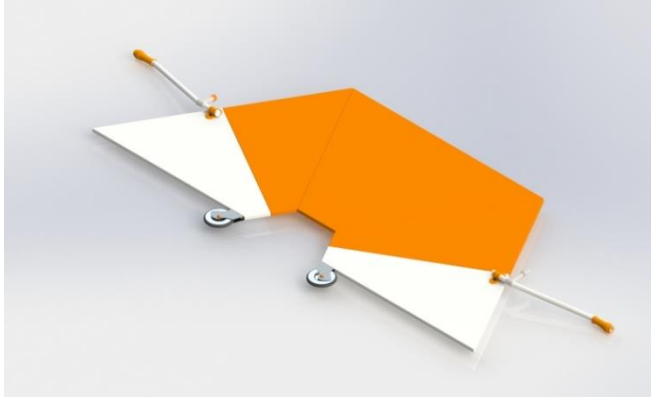


Figura 105. Reductor de impacto expandido

Por otra parte el reductor de impacto se compone de paneles trapezoidales fabricados en espuma de polietileno y recubiertos con una membrana de polipropileno, este conjunto es ubicado en la parte inferior de la palma y abarca un radio de 1.5 m (Figura 105).

Este conjunto debe ser ubicado y extendido directamente bajo el fruto, para ello es necesario que el operario gire el anillo de sujeción dispuesto en los tubos del agarre que mantiene el dispositivo cerrado, una vez finalizada la tarea podrá ser recogido y llevado a la siguiente palma.

12. Conclusiones Finales

Con los datos obtenidos en la validación de la herramienta actual en contraste con la alternativa propuesta se evidencia una reducción en la carga biomecánica en espalda baja (L5 – L1) del operario en un 73% durante la actividad de cosecha de palma. Por otra parte la fuerza con la que impacta el fruto en el suelo se disminuye 250 veces.

El uso convencional del Palín Malayo para la cosecha de fruto de palma de aceite además de generar cargas en espalda baja afecta otras articulaciones del organismo. A través del uso del software Jack se logra identificar y cuantificar dichos valores en hombros, codos y muñecas, los cuales van desde 33 - 48 Kgf para carga articular y de 12 - 112 Nm para momentos rotacionales en la articulación. Sin embargo la innovación tecnológica en este campo no ha dado respuesta a las

necesidades del operario en cuanto bienestar, por lo contrario el foco se encuentra dirigido al aumento de productividad y disminución de tiempos durante la tarea de cosecha.

Las innovaciones tecnológicas y las herramientas presentes en el mercado emplean el mismo algoritmo de corte con el fin de proteger la planta y generar el mínimo de heridas posibles en la misma, a través de los años se han desarrollado cuchillas que varían proporciones de la forma y ángulos de inclinación para llegar a ser más eficientes y eficaces, sin embargo la protección al fruto no ha sido contemplada en los desarrollos anteriores.

En conclusión la protección al fruto y el desarrollo de herramientas en pro del bienestar del operario no han sido contempladas en desarrollos previos, sin embargo con la implementación del sistema aquí propuesto se reduce el nivel de riesgo del operario a padecer trastornos musculoesqueléticos durante la realización de la tarea, de un nivel 4 según la escala de OWAS a un nivel 1. En términos de carga intradiscal durante las tres situaciones de trabajo estudiadas (cargar la herramienta, levantarla y ejecutar el corte) se obtiene como valor máximo 8385 N cuando se emplea la herramienta convencional (Palín Malayo) y de 440 N con la herramienta propuesta, valores que se estudian bajo la escala de esfuerzo de NIOSH para la cual el valor recomendado es de 3.4 KN mientras en máximo es de 6.4 KN, donde ya se contemplan el desarrollo de trastornos musculoesqueléticos.

Por otra parte el daño del fruto reduce la calidad del aceite crudo extraído y en consecuencia los ingresos recibidos por parte del obrero, empleador y productor. La implementación de la espuma de polietileno permite disminuir la fuerza de impacto del fruto de 29.4 MN a 11.76 KN.

Para estudios futuros se recomienda la evaluación en campo del sistema en términos de productividad, eficiencia y facilidad de transporte, con el fin de complementar el estudio realizado e identificar otras necesidades latentes.

Referencias

- A. A., G. M., V. H., & P. M. (2014). Design of Harvesting Mechanism for Advanced Remote-Controlled Coconut Harvesting Robot (A.R.C.H-1). *Indian Journal of Science and Technology*, 7(10), 1465-1470.
- Ashby, M. (2005). *Materials Selection in Mechanical Design* (Third edition ed.). ELSEVIER.
- Ávila Chaurand , R., Prado León, L. R., & González Muñoz, E. L. (s.f.). *Dimensiones antropométricas Población Latinoamericana*. Universidad de Guadalajara.
- Chunga, A. B. (Diciembre de 2013). *Estudio de la influencia de las vibraciones de baja magnitud sobre las osteopatías en el ser humano*. Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánico Eléctrica, Universidad de Piura, Departamento de Ingeniería mecánico eléctrica, Piura.
- Conferencia mundial del sector de palma africana. (2015). *Un panorama sobre el sector palma africana por países y compañías*. Informativo, Bogotá D.C.
- Departamento de salud y servicios humanos. (2002). *Soluciones simples: ergonomía para trabajadores agrícolas*.
- Distribuidor Malayo S.A.S. (s.f.). Obtenido de <http://www.distrimalayo.com/productos.php?ref=cuchillo-malayo&cat=palma#!prettyPhoto>

Dukkipati, A. K. (28 de Diciembre de 2014). *Creative Mechanisms*. Obtenido de <https://www.creativemechanisms.com/blog/all-you-need-to-know-about-polypropylene-part-1>

Fernandez Muerza, A. (27 de Marzo de 2013). Reciclaje de acero: seis cuestiones que no sabías. *Eroski Consumer*.

Garzon Castañeda, L. (2015). Trastornos musculoesqueléticos y la relación con la carga posturas asociadas a la labor de cosechero de palma aceitera en una plantación del Meta, Colombia 2015.

Guan Ng, Y., Shamsul Bahri, M. T., Irwan Syah, M., Mori, I., & Hashim, Z. (2013). Ergonomic observation: Harvesting tasks at oil palm plantation. *Journal of Occupational Health*, 55, 405-414.

Gutiérrez Henríquez, M., Flores Rivera, C., & Monzó Eyzaguirre, J. (Julio/Septiembre de 2010). Prevalencia de Trastornos Músculo-Esqueléticos de Columna Lumbar en Trabajadoras y Límites Biomecánicos en el Manejo de Carga y Pacientes. (V. Olivares, Ed.) *Ciencia & Trabajo*(37), 380-385.

Jelani, A. R., & Shuib, A. R. (22 de Mayo de 2014). *Malasia Patente n° WO 2014077672 A1*.

Junta de Castilla y León. (s.f.). *Manual de Trastornos Musculoesqueléticos*. Secretaria de Salud Laboral, Comisiones Obreras de Castilla y León.

La Rotta Amaya, G., & Tobón Quintero, G. (2010). *Efectos sociales del cultivo de palma de aceite: Condiciones laborales, seguridad social y educación en los trabajadores palmeros de Cumaral*. Trabajo de grado, Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá D.C.

Llaneza Álvarez , F. (2009). *Ergonomía y psicología aplicada. Manual para la formación del especialista* (13 ed.). España: Lex Nova.

Lopez, E. M. (2013). *Calculo de resortes Helicoidales de Compresión*. Cartagena.

M.M , M., B.M , D., & E.H, S. (2013). Evaluation of musculoskeletal Disorders Prevalence during oil palm fresh fruit bunches harvesting using RULA. *Foro de ingeniería Avanzada*, 10, 110-115. doi:10.4028

Maradei, F., Espinel , F., & Peña, A. (2009). ESTUDIO DE VALORES ANTROPOMÉTRICOS PARA LA REGIÓN NORORIENTAL COLOMBIANA. *Revista UIS Ingenierías*, 7(2).

Masahiko, K., Koji, K., Kozo, I., Tetsuji, T., & Katakura, M. (13 de Febrero de 2014). *Japon Patente n° WO 2014024273 A1*.

Matweb. (2017). *Matweb.com*.

Mohd Tamrin , S. B. (2014). *Occupational safety and health in commodity agriculture: case studies from malaysian agricultural perspective*. (S. B. Mohd Tamrin , M. Arumugam, K. Karuppiah, B. Deros, A. Sham Rambely , & S. Abu Bakar, Edits.) Malaysia.

- Ng, Y., Mohd Tamrin, S. B., Mohd Yusoff, I. S., Hashim, Z., MD Deros, B., Abu Bakar, S., & How, V. (2015). Risk factors of musculoskeletal disorders among oil palm fruit harvesters during early harvesting stage. *Annals of agriculture and environmental medicine*, 22(2), 285-291. doi:10.5604/12321966.1152101
- Ofinica Catalana del Canvi Climàtic. (2011). *Guia practica para el calculo de emsiones de gases de efecto invernadero* . Cataluña .
- Osborne, A., Blake, C., McNamara, J., Meredith, D., Phelan, J., & Cunningham, C. (Septiembre de 2010). Musculoskeletal disorders among Irish farmer. *Occupational Medicine*, 1-6. doi:10.1093/occmed/kqq146
- Peña Paz, M. C. (2014). *Evaluación de factores de riesgo ergonómico en una plantación de Palma Aceitera*. Trabajo de titulación, Universidad San Francisco de Quito, Escuela de Salud Publica, Quito.
- Rey Picon, R. (1995). Optimización de recursos en el manejo de plantaciones . *Palmas*, 16(Número Especial), 274-283.
- Shahmi Razak, M., Karuppiah, K., Bahri Mohd, S., & Athirah Diyana, M. (2014). Musculoskeletal disoreder: a case study in Palm Oil Mills. (K. Saliman, & S. Mohd Tamrin , Edits.)

Shokripour, H., Wan Ismail, W. I., Shokripour, R., & Zahra, M. (5 de 5 de 2012). Development of an automatic cutting system for harvestign oil palm fresh fruit bunch (FFB). *African Journal of Agricultural Research*, 7(17), 6.

Southowrth, R. (1979). Facotres del campo que afectan la calidad . *The Planter*, 55.

Tecnomatix. (2011). *JACK*. (U. o. pensilvania, Ed.) Obtenido de Tecnomatix Siemens :
https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/tecnomatix/manufacturing-simulation/human-ergonomics/jack.shtml#lightview%26url=/es_sa/Images/4917_tcm1004-4952.pdf%26title=Jack%26description=Jack Fact Sheet%26docType=pdf

Terravocado. (s.f.). Obtenido de <http://terravocado.hol.es/>

The twister fruit picker. (s.f.). Obtenido de <http://www.twisterfruitpicker.com/products/>

Ulrich, K., & Eppinger, S. (2013). *Diseño y Desarrollo de Productos*. Mexico : Mc Graw Hill Education .

Universidad de Malaga. (2007). *Manipulación manual de cargas*:. Universidad de Malaga, Servicio de prevención de riesgos laborales. Obtenido de <http://www.uma.es/publicadores/prevencion/wwwuma/FACTORESPRESENTESENLA MANIPULACIONMANUALDECARGAS.pdf>

Universidad Politécnica de Valencia. (2015). *Ergonautas*. Recuperado el 6 de Enero de 2017, de

Universidad Politécnica de Valencia:

<http://www.ergonautas.upv.es/metodos/ginsht/ginsht-ayuda.php>

W. C. (3 de Diciembre de 1986). *China Patente n° CN 86202088 U*. Obtenido de

<https://www.google.com/patents/CN86202088U?cl=en&dq=simplified+picker+for+fruits>

[+on+tall+trees&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwiOnLCT367RAhUF8CYKHfMqA8wQ6A](https://www.google.com/patents/CN86202088U?cl=en&dq=simplified+picker+for+fruits+on+tall+trees&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwiOnLCT367RAhUF8CYKHfMqA8wQ6A)

EIGzAA

Yamada, S. (26 de Marzo de 1991). *Patente n° US 5002134 A*.

Yamane, Y., Takemoto, K., & Yashirodai, T. (26 de Noviembre de 2002). *Patente n° US 6484815*

Bl.

Apéndice A: Conceptos preseleccionados

