



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA
OPCIÓN EN AUTOMATIZACIÓN

**“Diseño y construcción de un sistema mecatrónico usado como mesa
basculante”**

T E S I S

Presentada para obtener el título de:
Maestro en Ciencias de la Electrónica

Presenta:

Ing. Emmanuel Vera Sánchez*

Directores:

Dra. María Aurora Diozcora Vargas Treviño (FCE - BUAP)
Dr. Jesús López Gómez (UJAT)

Puebla, México

Enero 2022

*BECARIO CONACYT

Agradecimientos

Le agradezco a Dios, por haberme guiado a lo largo del desarrollo y culminación de este trabajo de tesis, por otorgarme la fortaleza en mis momentos de debilidad y por brindarme la maravillosa oportunidad de tener una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo plena felicidad.

A mi madre, Rosa Marina Sánchez Rosas quien con amor y paciencia me ha guiado y ha sido mi apoyo en los momentos más difíciles de mi vida. A mi padre, Mario Vera Sánchez quien, a pesar de ya no encontrarse en este mundo, siempre me inculcó el valor del trabajo duro y el apoyo a la familia. Una parte de mi mente y corazón siempre estará con ustedes.

A mis hermanos, Mario Vera Sánchez y Omar Vera Sánchez con quienes compartí gratos momentos durante mi infancia y a quienes he visto crecer personal y profesionalmente convirtiéndose en modelos a seguir para mi persona. Los admiro por quienes son y por todo lo que han aportado a mi vida.

A las personas que me han demostrado que a pesar de que no compartimos la misma sangre son parte de mi familia, en especial a José Arellano Altamirano quien me ha brindado su comprensión, conocimiento y experiencia en diversos aspectos de la vida y a quien agradezco el inmenso apoyo que día con día brinda a mi madre.

A mis amigos, Miguel Ángel Jiménez, Jesús Fernando Hernández, Gengis Reyes Munguia, Quetzali Ariadna Sánchez Rodríguez, Mercedes Marcelino Mellado y a todos aquellos que sus nombres no aparecen en esta lista, por siempre estar cuando los necesité y compartir conmigo momentos de alegría y tristeza.

A mis asesores de tesis, la Dra. María Aurora Diozcora Vargas Treviño y en especial al Dr. Jesús López Gómez pues sin sus virtudes y su paciencia no habría sido posible la culminación de este trabajo de tesis. Sus consejos siempre me brindaron una guía útil cuando mis ideas no eran claras. Su trayectoria y experiencia profesional quedan plasmadas en este trabajo el cual a lo largo de sus páginas refleja la calidad y excelencia de ustedes como investigadores y guías.

A mis jurados de tesis, el Dr. Zemliak Evdokimov Alexandre Mikhailovich, el Dr. Jesús Ricardo López Gutiérrez y la Dra. Olga Guadalupe Félix Beltrán quienes a lo largo de este trabajo mi brindaron observaciones acertadas acerca de los puntos de mejoras y sin las cuales no se hubiera podido alcanzar la calidad del mismo.

A mis docentes, Dra. Amparo Palomino Merino, Dr. Sergio Vergara Limón, Dr. Fernando Reyes Cortés quienes me brindaron sus conocimientos en las aulas y en especial a la Dra. Olga Guadalupe Félix Beltrán por su admirable y acertada coordinación de la Maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización, hecho que me llevo a obtener el trabajo en el que actualmente me desenvuelvo y que estoy seguro definirá mi futuro profesional.

Agradezco al gobierno de México que a través del CONACYT me ha brindado los recursos económicos necesarios para obtener el grado de maestro y a la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla por haberme permitido realizar esta maestría en su prestigiosa Facultad de Ciencias de la Electrónica.

Dedicatoria

*Dedico esta tesis a la persona que más
admiro y respeto, mi madre: Sra.
Rosa Marina Sánchez Rosas a
quien debo todo lo que soy.*

Resumen

En este trabajo de tesis se muestra el estudio, actualización y rediseño de la mesa de inclinación elaborada en el año 2015 en las instalaciones de la Maestría en Ciencias de la Electrónica, Opción en Automatización (MCEA). Se parte de un análisis en detalle del primer prototipo desarrollado, se muestran sus características físicas, donde se contempla la mecánica y la electrónica del sistema, así como el firmware y software implementados, esto con el objetivo de identificar los puntos de mejora. Se lleva a cabo el desarrollo del modelo matemático para describir el comportamiento del primer y segundo prototipo, debido a que se trata de un sistema complejo, este se divide en secciones las cuales son estudiadas de manera independiente, y al final los resultados se combinan para obtener un sistema de ecuaciones diferenciales que describen de manera precisa el comportamiento del primer y segundo prototipo. Utilizando la herramienta SolidWorks Motion de SolidWorks se corrobora que las ecuaciones dinámicas que describen el sistema mecánico de la mesa de inclinación lo hacen de manera precisa. Se muestra el cambio del tornillo con rosca Acme utilizado en el primer prototipo por un tornillo embalado lo que brinda al sistema de varias ventajas como la disminución de efectos generados por la fricción y vibraciones. Así mismo se muestra el diseño e implementación de la etapa de potencia, alimentación y filtrado, elementos que combinados con la interfaz de usuario y control permiten el correcto funcionamiento del sistema. Por último, se dan a conocer los resultados experimentales que muestran una mejora significativa en el comportamiento de la mesa de inclinación, además de que se muestra claramente el cumplimiento de los objetivos de regulación planteados.

Índice

Introducción.....	x
Objetivo general.....	xviii
Objetivos específicos	xviii
Capítulo 1: Descripción del primer prototipo.....	1
1.1 Mecánica del primer prototipo.....	2
1.2 Electrónica del primer prototipo.....	3
1.3 Firmware del primer prototipo	5
1.4 Software del primer prototipo	6
1.5 Descripción general del segundo prototipo.....	7
1.5.1 Sistema embebido	8
1.5.2 Código de programación “D”	10
1.5.3 Tarjeta de desarrollo.....	12
1.5.4 Módulo de comunicación inalámbrico Wi-Fi	14
1.6 Conclusiones	16
Capítulo 2: Modelo matemático de la mesa de inclinación.....	17
2.1 Aspectos generales del modelo matemático	17
2.2 Mecanismo de inclinación	18
2.2.1 Modelo cinemático del mecanismo de inclinación	18
2.2.2 Modelo dinámico del mecanismo de inclinación.....	23
2.3 Sistema electromecánico	37
2.4 Sistema mecánico de rotación	40
2.5 Sistema de accionamiento directo.....	41
2.5.1 Tornillo Acme	41
2.5.2 Tornillo embalado	42
2.6 Modelo matemático	45
2.6.1 Tornillo Acme	45
2.6.2 Tornillo Embalado	46
2.7 Conclusiones.....	48
Capítulo 3: Mecánica del prototipo	49
3.1 Sistema mecánico	49
3.1.1 Motor DC.....	49
3.1.2 Reductor de velocidad	49

3.1.3	Tornillo embalado	50
3.1.4	Soporte	53
3.1.5	Mecanismo de inclinación	54
3.2	Conclusiones	56
Capítulo 4: Diseño del sistema		57
4.1	Hardware.....	57
4.1.1	Etapa de potencia.....	57
4.1.2	Acondicionamiento de las señales A y B del encoder	66
4.2	Software.....	68
4.2.1	Modificaciones en la interfaz de usuario	72
4.2.2	Implementación de los algoritmos de control	73
4.3	Firmware.....	76
4.3.1	Decodificador.....	77
4.3.2	PWM.....	82
4.4	Conclusiones	86
Capítulo 5: Resultados.....		87
5.1	Tornillo con rosca Acme	87
5.1.1	Tornillo con rosca Acme sin masa adicional.....	87
5.1.2	Tornillo con rosca Acme y masa adicional.....	90
5.2	Tornillo embalado.....	92
5.2.1	Tornillo embalado sin masa adicional.....	92
5.2.2	Tornillo embalado con masa adicional	94
5.3	Tornillo embalado vs Tornillo Acme	96
5.3.1	Tornillo embalado vs Tornillo Acme sin masa adicional.....	96
5.3.2	Tornillo embalado vs Tornillo Acme con masa adicional.....	98
5.4	Conclusiones	100
Conclusiones generales.....		101
Anexos.....		103
Referencias		112

Índice de figuras

Figura 1 Posición de decúbito supino o dorsal	xv
Figura 2 Posición de decúbito lateral	xvi
Figura 3 Posición de decúbito prono	xvi
Figura 4 Posición de Fowler	xvi
Figura 5 Posición de Trendelenburg	xvii
Figura 6 Posición de Morestin	xvii
Figura 7 Cama hospitalaria con doble elevación telescópica	xix
Figura 8 Mesa de inclinación modelo ST7640	xix
Figura 9 Mesa de inclinación modelo KT-1060	xx
Figura 10 Mesa de inclinación modelo 10.FI.5040	xx
Figura 11 Mesa de inclinación modelo 501	xx
Figura 12 Mesa de inclinación modelo LT3G33	xxi
Figura 13 Mesa de inclinación modelo Giasone	xxi
Figura 1.1 Mesa de inclinación diseñada en el año 2015	1
Figura 1.2 Modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015	1
Figura 1.3 Vista isométrica del modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015	1
Figura 1.4 Vista lateral del modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015	2
Figura 1.5 Reductor tipo tornillo sin fin corona	2
Figura 1.6 Tornillo con rosca Acme	2
Figura 1.7 Capa superior tarjeta de desarrollo	3
Figura 1.8 Capa inferior tarjeta de desarrollo	3
Figura 1.9 Diagrama a bloques de la mesa de inclinación elaborada en el año 2015	4
Figura 1.10 Tarjeta de adquisición de datos TAC1	4
Figura 1.11 Diagrama a bloques de la etapa de potencia	5
Figura 1.12 Diagrama a bloques del Firmware	6
Figura 1.13 Diagrama a bloques de la interfaz de usuario	6
Figura 1.14 Interfaz de usuario desarrollada en LabView	7
Figura 1.15 Diagrama a bloques del segundo prototipo	8
Figura 1.16 Distribución de la memoria SDRAM	10
Figura 1.17 Tarjeta de desarrollo FPGA modelo DE0-CV	12
Figura 1.18 Distribución de los pines de expansión de la tarjeta de desarrollo DE0-CV	13
Figura 1.19 Módulo de comunicación WIFly EZX RN-171	14
Figura 1.20 Interfaz gráfica del software Teraterm	15
Figura 1.21 Ventana de configuración	15

Figura 2.1 Esquema general de la mesa de inclinación	17
Figura 2.2 Sección utilizada para el desarrollo del modelo cinemático del mecanismo de inclinación	18
Figura 2.3 Vista lateral de la sección A-A' del mecanismo de inclinación	18
Figura 2.4 Eslabones y pares cinemáticos del mecanismo de inclinación	19
Figura 2.5 Mecanismo de inclinación simplificado	20
Figura 2.6 Simulación CAD utilizada para la medición 1	22
Figura 2.7 Simulación CAD utilizada para la medición 2	22
Figura 2.8 Nuevos parámetros a considerar en el modelo dinámico del mecanismo de inclinación	24
Figura 2.9 Fuerza aplicada al centro de masa del bloque de desplazamiento	28
Figura 2.10 Torque constante aplicado al tornillo	29
Figura 2.11 Parámetros de configuración utilizados en el análisis de movimiento	31
Figura 2.12 Gráfica de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 1	32
Figura 2.13 Gráfica de la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 1	32
Figura 2.14 Gráfica de la posición angular de la cama comparación 1	33
Figura 2.15 Gráfica de la velocidad angular de la cama comparación 1	33
Figura 2.16 Modelo CAD del cuerpo humano	34
Figura 2.17 Gráfica de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 2	35
Figura 2.18 Gráfica de la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 2	35
Figura 2.19 Gráfica de la posición angular de la cama comparación 2	36
Figura 2.20 Gráfica de la velocidad angular de la cama comparación 2	36
Figura 2.21 Diagrama eléctrico del motor de DC	37
Figura 2.22 Elementos del sistema mecánico de rotación	40
Figura 2.23 Elementos del sistema de accionamiento directo del tornillo con rosca Acme	41
Figura 2.24 Elementos del sistema de accionamiento directo del tornillo embalado	43
Figura 3.1 Motor GR 63X55	49
Figura 3.2 Reductor tipo tornillo sinfín corona marca WMI	50
Figura 3.3 Tornillo de potencia con rosca Acme utilizado en el primer prototipo	50
Figura 3.4 Tornillo embalado modelo SFU2505	51
Figura 3.5 Modelo CAD del tornillo embalado	51
Figura 3.6 Pieza utilizada para el acoplamiento del tornillo con rosca Acme y el bloque de desplazamiento	52
Figura 3.7 Pieza utilizada para el acoplamiento del tornillo embalado y el bloque de desplazamiento	52
Figura 3.8 Montaje final del acoplamiento entre el tornillo embalado y el bloque de desplazamiento	53
Figura 3.9 Modelo CAD del ensamble de la base	53
Figura 3.10 Modelo CAD del ensamble lateral	54
Figura 3.11 Modelo CAD del ensamble superior	54
Figura 3.12 Modelo CAD de la barra de empuje	55
Figura 3.13 Modelo CAD del bloque de desplazamiento	55

Figura 4.1 Principales componentes del hardware de la mesa de inclinación	57
Figura 4.2 Etapa de potencia de la mesa de inclinación	57
Figura 4.3 Medio puente H	58
Figura 4.4 Obtención del valor del voltaje de entrada V_{in}	59
Figura 4.5 Corrientes presentes en el arreglo Darlington de transistores PNP	59
Figura 4.6 Circuito equivalente del medio puente H	61
Figura 4.7 Determinación de la caída de voltaje a través de la resistencia R_1	61
Figura 4.8 Etapa de protección construida con compuertas lógicas NOR	63
Figura 4.9 Diagrama eléctrico del puente H diseñado en el software Proteus	63
Figura 4.10 Diseño del PCB correspondiente al puente H	64
Figura 4.11 Modelo 3D del PCB correspondiente al puente H	64
Figura 4.12 Fuente analógica utilizada en el primer prototipo	65
Figura 4.13 Fuente conmutada de 48 V a 12.5 A	65
Figura 4.14 Circuito de potencia implementado en el primer prototipo	65
Figura 4.15 Circuito de potencia implementado en el segundo prototipo	65
Figura 4.16 Funcionamiento de la mesa de inclinación sin carga utilizando el nuevo sistema de potencia	66
Figura 4.17 Funcionamiento de la mesa de inclinación con carga utilizando el nuevo sistema de potencia	66
Figura 4.18 Señales A y B provenientes del encoder con EMI	67
Figura 4.19 Manejador y receptor de líneas diferenciales	67
Figura 4.20 Señales A y B acondicionadas	68
Figura 4.21 Interfaz para la programación del microprocesador	69
Figura 4.22 Interfaz para la descarga de parámetros a la RAM	69
Figura 4.23 Ventana usada para el envío de parámetros de configuración	70
Figura 4.24 Interfaz de usuario. Envío de parámetros en tiempo real	71
Figura 4.25 Lectura de datos en la interfaz de usuario	71
Figura 4.26 Modificaciones de la ventana de envío de comandos	72
Figura 4.27 Implementación en LabView de la expresión (4.23)	73
Figura 4.28 Lazo cerrado para el control de la mesa de inclinación	74
Figura 4.29 Diagrama de flujo del algoritmo de control PID	75
Figura 4.30 Carta ASM del decodificador	77
Figura 4.31 Bloque de la máquina de estados del decodificador	78
Figura 4.32 Etapa para generar la señal CLK	78
Figura 4.33 Implementación del circuito generador de la señal CLK	78
Figura 4.34 Firmware de la etapa de decodificación	80
Figura 4.35 Simulación 1 etapa de decodificación	81
Figura 4.36 Simulación 2 etapa de decodificación	81
Figura 4.37 Carta ASM del generador PWM	83

Figura 4.38 Símbolo de la máquina de estados encargada de generar la señal PWM	84
Figura 4.39 Simulación 1 generador PWM	84
Figura 4.40 Simulación 2 generador PWM	85
Figura 4.41 Simulación 3 generador PWM	85
Figura 4.42 Simulación 4 generador PWM	85
Figura 5.1 Tornillo de potencia con rosca Acme utilizado en el primer prototipo	87
Figura 5.2 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y sin masa adicional	88
Figura 5.3 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y sin masa adicional	89
Figura 5.4 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y masa adicional	90
Figura 5.5 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y masa adicional	91
Figura 5.6 Tornillo embalado modelo SFU2505	92
Figura 5.7 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y sin masa adicional	93
Figura 5.8 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y sin masa adicional	94
Figura 5.9 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y masa adicional	95
Figura 5.10 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y masa adicional	96
Figura 5.11 Comparación de resultados experimentales utilizando el tornillo Acme y el tornillo embalado sin masa adicional	97
Figura 5.12 Detalles de la respuesta en estado estable correspondiente a las posiciones	98
Figura 5.13 Comparación de resultados experimentales utilizando el tornillo Acme y el tornillo embalado con masa adicional	99
Figura 5.14 Detalles de la respuesta en estado estable correspondiente a las posiciones	99

Índice de tablas

Tabla 1 Comparación de las mesas de inclinación	xviii
Tabla 1.1 Elementos físicos de la mesa de inclinación	2
Tabla 1.2 Elementos de la tarjeta de desarrollo utilizada para el control de la mesa de inclinación	3
Tabla 1.3 Elementos de la tarjeta de adquisición de datos TAC1	5
Tabla 1.4 Elementos de la interfaz de usuario	7
Tabla 1.5 Distribución de puertos de entrada	9
Tabla 1.6 Distribución de puertos de salida	10
Tabla 1.7 Instrucciones disponibles en Código D	11
Tabla 1.8 Resumen de especificaciones de la tarjeta de desarrollo DE0-CV	13
Tabla 1.9 Principales características del módulo WIFly EZX RN-171	14
Tabla 2.1 Descripción de los parámetros utilizados en el mecanismo de inclinación	20
Tabla 2.2 Parámetros del mecanismo de inclinación	31
Tabla 2.3 Parámetros asociados al modelo CAD del cuerpo humano	34
Tabla 2.4 Parámetros ajustados para la realización de la comparación 2	34
Tabla 2.5 Parámetros utilizados en el modelo matemático de la mesa de inclinación con tornillo rosca Acme	46
Tabla 2.6 Parámetros utilizados en el modelo matemático de la mesa de inclinación con tornillo embalado	47
Tabla 3.1 Características del motor GR 63X55	49
Tabla 3.2 Características del tornillo de potencia con rosca Acme	50
Tabla 3.3 Características del tornillo embalado modelo SFU2505	51
Tabla 3.4 Piezas utilizadas en el ensamble de la base	53
Tabla 3.5 Piezas utilizadas en el ensamble lateral	54
Tabla 3.6 Piezas utilizadas en el ensamble superior	54
Tabla 3.7 Piezas utilizadas en la barra de empuje	55
Tabla 3.8 Piezas utilizadas en el bloque de desplazamiento	55
Tabla 4.1 Dispositivos utilizados en el desarrollo del puente H	58
Tabla 4.2 Tabla de verdad de la etapa de protección	63
Tabla 4.3 Detalle de las especificaciones técnicas de la fuente conmutada	65
Tabla 4.4 Parámetros característicos de la señal PWM	82
Tabla 5.1 Características del tornillo de potencia con rosca Acme	87
Tabla 5.2 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Acme sin masa adicional)	88
Tabla 5.3 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo con rosca Acme sin masa adicional	89
Tabla 5.4 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Acme con masa adicional)	90

Tabla 5.5 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo con rosca Acme y masa adicional	91
Tabla 5.6 Características del tornillo embalado modelo SFU2505	92
Tabla 5.7 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Embalado sin masa adicional)	92
Tabla 5.8 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo embalado sin masa adicional	94
Tabla 5.9 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Embalado con masa adicional)	94
Tabla 5.10 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo embalado y masa adicional	96

Introducción

La población con discapacidad es un grupo de especial atención, básicamente porque es una parte de la sociedad que genera interés desde diversas perspectivas a los sectores de la administración pública, a las instituciones privadas y a las organizaciones no gubernamentales. Las discapacidades afectan no sólo a una persona, sino también al núcleo familiar y a la comunidad de la que forma parte; sus dimensiones sociales, económicas y políticas, así como sus consecuencias para la salud pública adquieren otra magnitud.

Para el año 2018 en México residían en el país aproximadamente 124.9 millones de personas de los cuales 7.8 millones cuentan con alguna discapacidad de acuerdo con los datos tomados de la Encuesta Nacional de la Dinámica Demográfica (ENADID 2018), esto representa aproximadamente el 6.2 % de la población nacional [1].

En el año 2014 en Puebla residían aproximadamente 319 500 personas con discapacidad, siendo un 62.1% de este total, las personas que tienen dificultad para caminar, subir o bajar usando sus piernas y el 33.8% aquellas personas que tienen dificultades para mover o usar brazos o manos [2].

En este contexto, la fisioterapia juega un papel fundamental en el manejo de pacientes con discapacidades de tipo motriz, puesto que ofrecen diversas alternativas que pueden ayudar a los pacientes a mejorar su calidad de vida, sin embargo, la desinformación y la limitada literatura acerca de los alcances y beneficios de la fisioterapia, disminuyen la posibilidad de una amplia aplicación [3].

Dentro de los campos de acción que abarca la fisioterapia se tiene la rehabilitación funcional y la movilización temprana, las cuales comprenden un conjunto organizado de actividades, procedimientos e intervenciones tendientes a desarrollar, mejorar, mantener o restaurar la capacidad funcional física, para que las personas puedan desarrollarse adecuadamente dentro de su contexto [4]. Estos procesos de rehabilitación son especialmente importantes para pacientes que por diversos motivos han tenido que permanecer hospitalizados durante un largo periodo de tiempo o que se encuentran postrados en cama. Diversos estudios como el llevado a cabo por Allen, C., Glasziou, P. et al [5], han demostrado que los descansos prolongados en cama no tienen ninguna ventaja, sino al contrario pueden llegar a dañar la salud de los individuos, de igual forma los trabajos de Brower, R. G. [6] y Fortney, S. M. et al. [7] muestran que las complicaciones secundarias debido a una extensa estancia en cama pueden alentar la recuperación de los pacientes e incluso algunos estudios como el de Bamford, J. et al. [8] reportan que los periodos prolongados en cama reducen las posibilidades de sobrevivir de los pacientes. Pasar un tiempo largo en cama entre muchos otros problemas puede provocar complicaciones cardiovasculares como hipotensión

ortostática o trombosis venosa, también es causa de atrofia muscular, deformidades u osteoporosis [9]. Los pacientes postrados en cama pueden sufrir de algunas otras complicaciones como úlceras por presión, inestabilidad autonómica y desequilibrio emocional [10].

La movilización temprana puede ser iniciada un par de horas después de que el paciente fue ingresado a una clínica cuando aún se encuentra en cama o también después de un par de días cuando está fuera de ella [11]. Dentro de este contexto, uno de los equipos fisioterapéuticos más utilizados es la mesa de inclinación también conocida como cama de inclinación, mesa basculante, o mesa de verticalización. La utilización de la mesa de inclinación provee múltiples beneficios tales como: reeducar el mecanismo de balance, facilitar la carga de peso, prevenir la formación de contracturas, mejorar la fuerza de las extremidades inferiores, aumentar el estado de alerta, aumentar la oxigenación, mejorar la ventilación alveolar y la ventilación minuto [12-16].

Los pacientes encamados pueden adoptar diversas posturas, las cuales reciben el nombre de posiciones anatómicas básicas y son de interés para el manejo del enfermo por el auxiliar de enfermería u operario. Las posiciones anatómicas básicas se clasifican de la siguiente manera:

a) Posiciones de decúbito:

- Decúbito supino, dorsal o posición anatómica.
- Decúbito lateral izquierdo o derecho.
- Decúbito prono.

b) Posición de Fowler.

c) Posición de Trendelemburg.

d) Posición de Morestin.

Posición de decúbito supino, dorsal o posición anatómica

El paciente está acostado sobre su espalda. Sus piernas están extendidas y sus brazos alineados a lo largo del cuerpo. El plano del cuerpo es paralelo al plano del suelo. Es una posición utilizada para la exploración del abdomen, piernas, pies, entre otros.

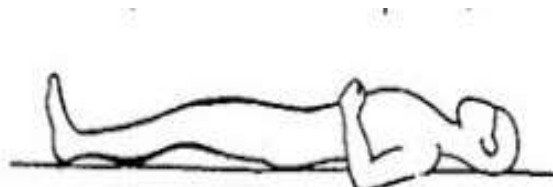


Figura 1 Posición de decúbito supino o dorsal

Posición de decúbito lateral izquierdo y derecho

El paciente se halla acostado de lado. Las piernas extendidas y los brazos paralelos al cuerpo. El brazo inferior, es decir, el que queda del lado sobre el que se apoya, está ligeramente separado y hacia delante, evitando que quede aprisionado debajo del peso del cuerpo. El eje del cuerpo es paralelo al suelo.

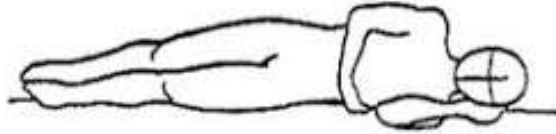


Figura 2 Posición de decúbito lateral

Posición de decúbito prono

También llamado decúbito ventral. El enfermo se encuentra acostado sobre su abdomen y pecho. La cabeza girada lateralmente. Las piernas extendidas y los brazos también extendidos a lo largo del cuerpo. El plano del cuerpo paralelo al suelo. Esta posición se utiliza para las exploraciones de espalda.



Figura 3 Posición de decúbito prono

Posición de Fowler

El paciente se halla semi-sentado, formando un ángulo de 45°. Las piernas están ligeramente flexionadas y los pies en flexión dorsal. Los enfermos con patologías respiratorias (enfermedades pulmonares obstructivas crónicas) tales como asma, enfisema, bronquitis crónica, por mencionar algunas, prefieren esta posición para estar en la cama, puesto que facilita la respiración. Se utiliza para exploraciones de cabeza, ojos, cuello, oídos, nariz, garganta y pecho.

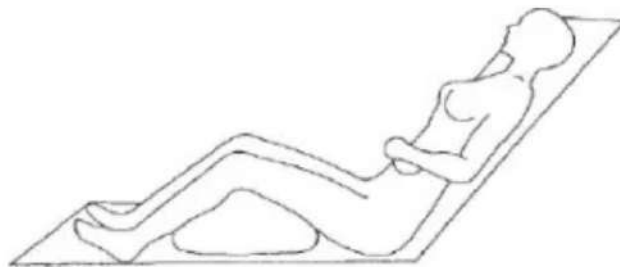


Figura 4 Posición de Fowler

Posición de Trendelemburg

El enfermo se coloca como en decúbito supino, pero a diferencia de aquella posición, el plano del cuerpo está inclinado - 45° respecto al plano del suelo. La cabeza del paciente está mucho más baja que los pies. En esta postura hay que colocar a los pacientes con shock, desmayos, lipotimias etcétera.

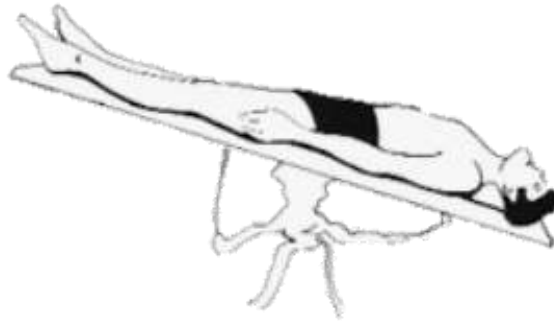


Figura 5 Posición Trendelemburg

Posición de Morestin o Antitrendelemburg

Es la posición contraria a la anterior, en esta posición el plano del cuerpo está inclinado 45° respecto al plano del suelo, la cabeza está mucho más elevada que los pies. La posición de anti-Trendelenburg es empleada para cirugías, tales como: Cirugía de tiroides, vesícula y vías biliares.

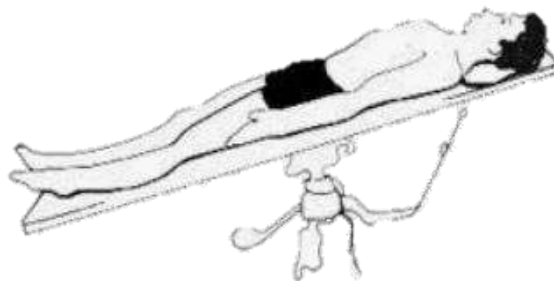


Figura 6 Posición de Morestin

Los cambios frecuentes de postura en los pacientes encamados tienen como finalidad:

- Evitar la aparición de isquemia en los llamados puntos de presión, debido a la acción de la gravedad y al propio peso.
- Evitar que la ropa que cubre la cama roce la piel y llegue a producir lesiones.
- Prevenir la aparición de úlceras por decúbito.
- Proporcionar comodidad al paciente.

Debido al gran reto que se presenta en nuestro país, en este trabajo se pretende ofrecer una alternativa óptima en la utilización de los modelos comerciales de camas de inclinación utilizadas en tratamientos fisioterapéuticos de pacientes con discapacidades motrices que imposibiliten su movimiento parcial o total, obligándolos a permanecer en un estado de reposo permanente. Este objetivo se pretende alcanzar mediante el rediseño y actualización de la mesa de inclinación desarrollada en las instalaciones de la Maestría en Ciencias de la Electrónica, Opción en Automatización (MCEA) en el año 2015 [17]; dicho dispositivo podría brindar una opción práctica y de fácil acceso a todos los pacientes que por el carácter de su discapacidad así lo requieran.

La mesa de inclinación es un derivado de las camas hospitalarias, las cuales a lo largo de la historia han sufrido diversos cambios, su evolución se puede dividir en cuatro etapas principales, las cuales no se encuentran diferenciadas con claridad en cuanto al tiempo y espacio, estas cuatro etapas son: instintiva, artesanal, técnica y electrónica [18].

Durante la etapa instintiva, no existían las camas, sino lugares donde las personas podían descansar, recostarse y resguardarse, los lugares de descanso estaban conformados por pieles de animales o vegetales. En los hospitales pertenecientes al antiguo Egipto se utilizaban esteras de mimbre o palma, mientras que en otros lugares simplemente se ocuparon tablonces que ayudaban a evitar que las personas fueran afectadas por la humedad, el frío o ciertos tipos de fauna [18].

Durante la etapa artesanal, las camas hospitalarias se caracterizaban por ser rústicas, el principal elemento del cual estaban elaboradas era de madera no tratada, tenían el inconveniente de ser muy pesadas y podían variar demasiado en cuanto al tamaño. En los hospitales de la antigua Roma existía una gran disparidad, puesto que las camas de hospital podían ser sencillas o decoradas, colectivas o individuales, rectangulares o de forma irregular [18].

La etapa técnica abarca del siglo XV al XVIII, a lo largo de esta época los hospitales comenzaron a identificarse como lugares relacionados con el tratamiento y cuidado de los enfermos más que con el alojamiento de seres marginados. Fue durante la etapa técnica donde se hizo más notoria la segmentación de los hospitales dependiendo de las enfermedades, la edad, el sexo y la condición social; las camas comenzaron a responder a las necesidades específicas de los enfermos, comenzaron a tecnificarse. Uno de los eventos históricos más importantes que tuvo una fuerte influencia en el desarrollo de las camas hospitalarias fue la Primera Revolución Industrial [18].

La cuarta etapa se inició con la Segunda Revolución Industrial, a fines del siglo XIX, y se caracterizó por una automatización de las camas de hospital, dando lugar a una variedad de estilos de camas, por ejemplo: camas con doble elevación telescópica (Figura 7), camas para cuidados intensivos, camas Stricker, camas ortopédicas, geriátricas, hiperbáricas, radiológicas, de masaje, térmicas, etcétera [18].



Figura 7 Cama hospitalaria con doble elevación telescópica

Uno de los primeros estudios reportados que utilizaron la mesa de inclinación como una herramienta útil de diagnóstico clínico y evaluación del síncope vasovagal, fue realizado en 1986 por Kenny et al. [19] esta investigación realizó pruebas colocando a los pacientes en un ángulo de 40° durante 60 minutos; se registró una respuesta anormal a la mesa de inclinación en 10 de 15 pacientes con síncope de origen desconocido.

En la actualidad diversas empresas se dedican a la fabricación y venta de mesas de inclinación, para poder establecer un marco de comparación entre los modelos comerciales y el prototipo desarrollado en este trabajo de tesis, del mercado fueron seleccionados diversos dispositivos con características similares a las del prototipo elaborado, a continuación, se presentan las características de los modelos seleccionados.

Modelo ST7640

Mesa de inclinación vendida por la empresa SEERSMedical. Las principales características con las que cuenta este modelo son:

- Capacidad de carga de hasta 225 kg.
- Control eléctrico de la altura e inclinación mediante botonera.
- Altura ajustable de 47 cm a 101 cm.
- Ángulo de inclinación de 0° a 90°.
- Equipada con un inclinómetro.
- Ancho de 70 cm.
- Largo de 195 cm.



Figura 8 Mesa de inclinación modelo ST7640

Modelo KT-1060

Mesa de inclinación vendida por la empresa AGA Sanitätsartikel. Las principales características con las que cuenta este modelo son:

- Capacidad de carga de hasta 150 kg.
- Control eléctrico de la altura e inclinación mediante pedales.
- Altura ajustable de 73 cm a 93 cm.
- Ángulo de inclinación de -20° a 74° .
- Dispositivo tipo transportador para medición del ángulo.
- Largo de 190 cm.
- Ancho de 62 cm



Figura 9 Mesa de inclinación modelo KT-1060

Modelo 10.FI.5040

Mesa de inclinación vendida por la empresa JMS – Mobiliario Hospitalar. Las principales características con las que cuenta este modelo son:

- Capacidad de carga de hasta 135 kg.
- Control eléctrico de altura e inclinación mediante botonera.
- Altura ajustable de 54 cm a 94 cm.
- Ángulo de inclinación de 0° a 90° .
- Largo de 200 cm.
- Ancho de 66 cm.



Figura 10 Mesa de inclinación modelo 10.FI.5040

Modelo 501

Mesa de inclinación vendida por la empresa Plinth Medical. Las principales características con las que cuenta este modelo son:

- Capacidad de carga de hasta 160 kg.
- Control eléctrico de altura e inclinación mediante botonera.
- Altura ajustable de 52 cm a 97 cm.
- Ángulo de inclinación de 0° a 85° .
- Largo de 185 cm.
- Ancho de 58 cm.



Figura 11 Mesa de inclinación modelo 501

Modelo LT3G33

Mesa de inclinación vendida por la empresa Chinesport. Las principales características con las que cuenta este modelo son:

- Capacidad de carga de hasta 120 kg.
- Control de inclinación por resorte de gas servo asistido por botonera.
- Altura fija de 85 cm.
- Ángulo de inclinación de 0° a 90°.
- Medición del ángulo mediante inclinómetro.
- Largo de 200 cm.
- Ancho de 60 cm.



Figura 12 Mesa de inclinación modelo LT3G33

Modelo Giasone

Mesa de inclinación vendida por la empresa Fisiotech. Las principales características con las que cuenta este modelo son:








- Capacidad de carga de hasta 150 kg.
- Control eléctrico del ángulo de inclinación mediante botonera.
- Altura fija de 50 cm.
- Ángulo de inclinación de 0° a 90°.
- Largo de 200 cm.
- Ancho de 55 cm.



Figura 13 Mesa de inclinación modelo Giasone

En la Tabla 1 se resumen las principales características de las diversas mesas de inclinación, además se incluye como parámetro adicional el precio de las mismas y su comparación con el prototipo desarrollado en este trabajo de tesis.

Tabla 1 Comparación de las mesas de inclinación

Marca	País	Modelo	Capacidad de carga	Tipo de control	Altura	Rango de inclinación	Medición del ángulo de inclinación	Precio
SEERS Medical		ST7640	225 kg	Manual (Botonera)	Ajustable (47 cm - 101 cm)	0° - 90°	Inclinómetro	\$66,014.1
AGA Sanitätsartikel		KT-1060	150 kg	Manual (Pedales)	Ajustable (73 cm - 93 cm)	-20° - 74°	Transportador	\$165,000
JMS - Mobiliario Hospitalar		10.FI.5040	135 kg	Manual (Botonera)	Ajustable (54 cm - 94 cm)	0° - 90°	-----	\$24,368.2 + gastos de envío
Plinth Medical		501	160 kg	Manual (Botonera)	Ajustable (51 cm - 97 cm)	0° - 90°	-----	\$50,489.7
Chinesport		LT3G33	120 kg	Manual (Botonera)	Fija (85 cm)	0° - 90°	Inclinómetro	\$30,124.7
Fisiotech		GIASONE	150 kg	Manual (Botonera)	Fija (50 cm)	0° - 90°	-----	\$42,146.1 + gastos de envío
BUAP		Prototipo 2	150 kg	Automático (PC)	Fija (81 cm)	0° - 90°	Automática	\$21,250.00 *

* Precio del prototipo considerando sólo los gastos en material.

<https://www.medicalexpo.com/medical-manufacturer/tilt-table-1029.html>

A continuación, se presenta el objetivo general y los objetivos específicos de este trabajo de tesis.

Objetivo general

Diseñar y construir el segundo prototipo de una mesa de inclinación para fisioterapia.

Objetivos específicos

1. Estudiar y diagnosticar el primer prototipo de la mesa de inclinación.
2. Estudiar el modelado cinemático y dinámico de la mesa de inclinación.
3. Actualizar la mecánica del prototipo.
4. Diseñar el hardware necesario.
5. Diseñar el firmware necesario.

6. Diseñar el software necesario.
7. Realizar pruebas experimentales del sistema diseñado.
8. Publicar los resultados.
9. Elaborar la tesis.

Esta tesis se encuentra organizado en 5 capítulos, cuyo contenido se describe a continuación.

El **capítulo 1** (Descripción del primer prototipo) expone en detalle las características del primer prototipo de la mesa de inclinación desarrollado en el año 2015; así mismo proporciona una visión general de los cambios incluidos en el segundo prototipo desarrollado en este trabajo de tesis.

El **capítulo 2** (Modelo matemático de la mesa de inclinación) muestra el desarrollo del modelo matemático del primer y segundo prototipo de la mesa de inclinación, para el estudio del sistema, este se divide en subsecciones las cuales fueron analizadas independientemente y los resultados obtenidos fueron conjuntados para obtener el modelo matemático general del sistema.

El **capítulo 3** (Mecánica del prototipo) describe los elementos mecánicos utilizados en la mesa de inclinación; así mismo en este capítulo se describen los cambios realizados en estos elementos como por ejemplo la utilización de un tornillo embalado en sustitución del tornillo rosca Acme del primer prototipo.

El **capítulo 4** (Diseño del sistema) aborda el hardware, software y firmware desarrollado. El hardware contempla la etapa de potencia, los elementos utilizados para el acondicionamiento de señales y el desarrollo de los PCB; el software describe la interfaz general de usuario desarrollada en LabView y los cambios introducidos para adecuar la interfaz a este trabajo de tesis; el firmware describe el desarrollo de la máquina de estados para generar una señal PWM (*Pulse Width Modulation*) la cual es inyectada al motor de CD y la máquina de estados utilizada para decodificar las señales provenientes del encoder incremental de cuadratura y así obtener la posición actual del sistema.

El **capítulo 5** (Resultados Experimentales) muestra los resultados obtenidos a partir de diferentes pruebas realizadas con el primer y segundo prototipo de la mesa de inclinación y se evalúa el desempeño del sistema antes y después de haber realizados las actualizaciones.

En la sección de **Anexos** se muestra el certificado de participación en el congreso Internacional de Investigación Academia Journals, Celaya 2020 y el certificado de inglés que avala el nivel competitivo en esta lengua.

Capítulo 1: Descripción del primer prototipo

En el año 2015 la actual Maestra en Ciencias María Montserrat Oropeza Saucedo presentó la tesis “Automatización de una mesa de inclinación para fisioterapia usando un sistema embebido” para la obtención de su grado, dicho trabajo de tesis estuvo bajo la dirección de la Dra. María Aurora Diozcora Vargas Treviño, el Dr. Sergio Vergara Limon y el Dr. Fernando Reyes Cortés [17].

Las principales características con las que cuenta el prototipo desarrollado en el año 2015 (Figura 1.1) se describen a continuación:

- Capacidad de carga de 120 kg.
- Altura fija de 81 cm.
- Ancho de 71 cm.
- Largo de 183 cm.
- Motor de 40 V.
- Sistema de inclinación eléctrico de 0° a 90°.
- Medición del ángulo de inclinación mediante sistema computacional.



Figura 1.1 Mesa de inclinación diseñada en el año 2015

Las Figuras 1.2, 1.3 y 1.4 muestran los principales componentes físicos de la mesa de inclinación.

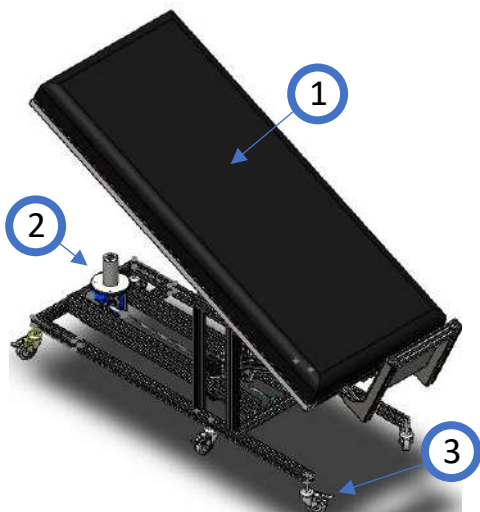


Figura 1.2 Modelos CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015

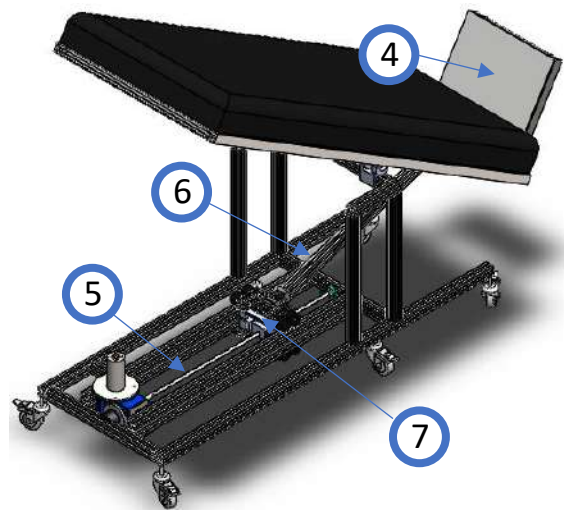


Figura 1.3 Vista Isométrica del modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015

Tabla 1.1 Elementos físicos de la mesa de inclinación

Elemento	Descripción
1	Colchón.
2	Motor de corriente directa.
3	Ruedas con sistemas de frenos.
4	Apoya pies.
5	Tornillo sin fin con rosca Acme
6	Barra de empuje.
7	Bloque de desplazamiento (Par cinemático tipo prisma P).
8	Eje de rotación de la cama (Revoluta R_3).
9	Eje de rotación entre la barra de empuje y la cama (Revoluta R_2).
10	Eje de rotación entre el bloque desplazamiento y la barra de empuje (Revoluta R_1)

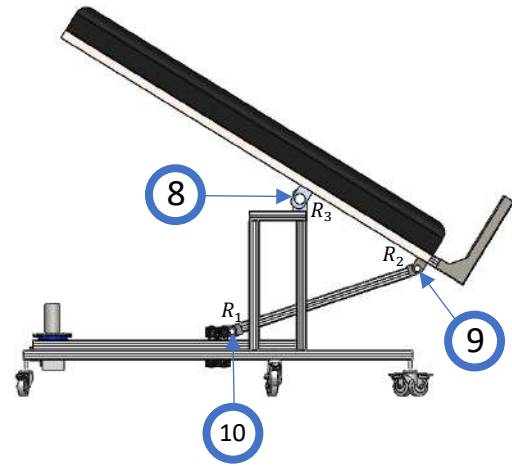


Figura 1.4 Vista lateral del modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollada en el año 2015

1.1 Mecánica del primer prototipo

El sistema mecánico de la mesa de inclinación está constituido por una cadena cinemática cerrada tipo RRRP (donde R representa los pares cinemáticos de rotación del mecanismo de la mesa de inclinación conocidos como Revolutas y P representan el par cinemático lineal de la mesa de inclinación asociado al bloque desplazamiento conocido como Prisma) la cual es la encargada de realizar el movimiento de inclinación del paciente [20, 21], para poder transmitir la energía del motor a este mecanismo se utilizó un reductor tipo tornillo sin fin corona el cual se muestra en la Figura 1.5, con una relación de reducción de 30 a 1 y un tornillo de potencia con rosca tipo Acme (Figura 1.6), el cual tiene un paso de 6.45 mm y un diámetro de 1 pulgada.

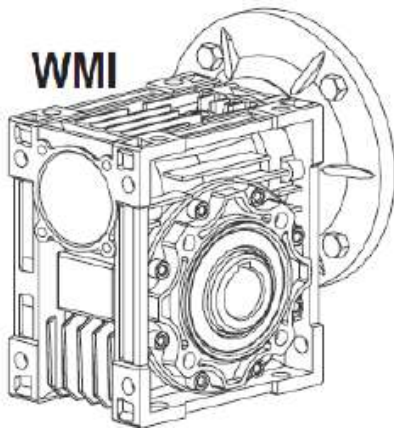


Figura 1.5 Reductor tipo tornillo sin fin corona



Figura 1.6 Tornillo con rosca Acme

1.2 Electrónica del primer prototipo

Para el control de la mesa de inclinación se utilizó una tarjeta de desarrollo (Figuras 1.7 y 1.8) elaborada por el Dr. Sergio Vergara Limón, la Dra. María Aurora Vargas Treviño y sus colaboradores en las instalaciones de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, dicha tarjeta de desarrollo cuenta con un FPGA de la familia Cyclone III de la empresa ALTERA con matrícula EP3C10F256C6. La comunicación entre el ordenador y la tarjeta de desarrollo se implementó a través de una interfaz Wi-Fi y el elemento de sensado que se utilizó para conocer la posición de la mesa de inclinación fue un encoder incremental de cuadratura.

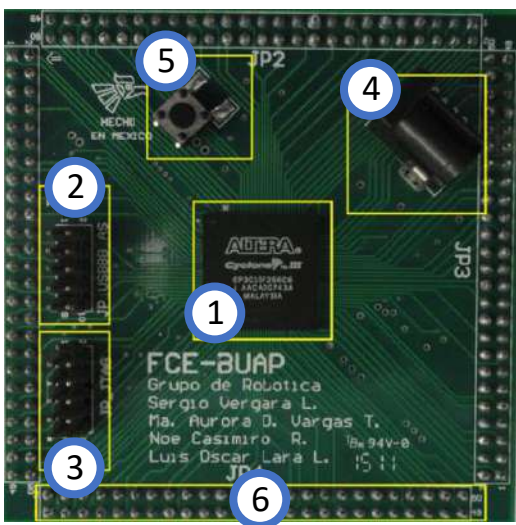


Figura 1.7 Capa Superior tarjeta de desarrollo

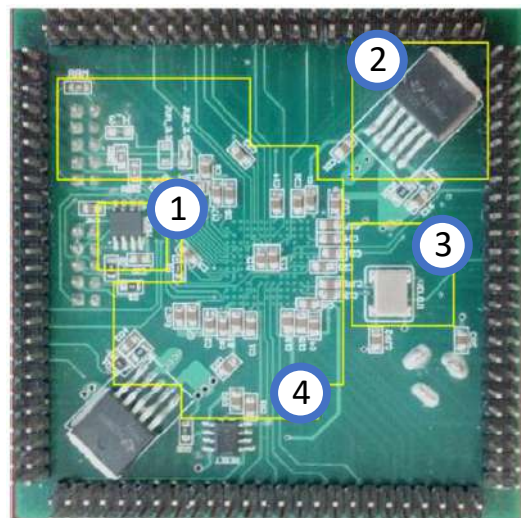


Figura 1.8 Capa inferior tarjeta de desarrollo

Tabla 1.2 Elementos de la tarjeta de desarrollo utilizada para el control de la mesa de inclinación

Capa superior		Capa inferior	
No.	Descripcion	No.	Descripcion
1	FPGA Cyclone III.	1	Memoria EEPROM.
2	Puerto de programación.	2	Convertidor DC-DC de 3.3V a 1.2V
3	Puerto JTAG.	3	Oscilador de cristal.
4	Conector para alimentación.	4	Resistencias y capacitores.
5	Botón de reinicio.	-----	-----
6	4 Conectores header macho de 50 pines.	-----	-----

El funcionamiento general del sistema se describe a continuación mediante el siguiente diagrama de bloques (Figura 1.9):

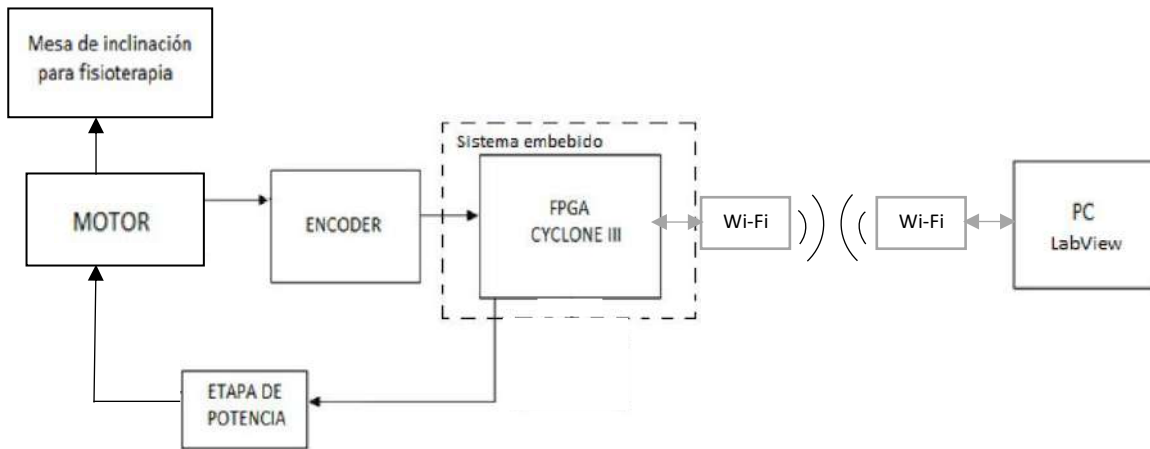


Figura 1.9 Diagrama a bloques de la mesa de inclinación elaborada en el año 2015

A través de la interfaz de usuario se introducen parámetros como la posición deseada y las ganancias del controlador. Esta información es enviada vía Wi-Fi y decodificada para que de esta manera el sistema embebido pueda mandar las señales adecuadas a la etapa de potencia, la cual proporcionará la energía necesaria para que el actuador realice el trabajo de posicionamiento requerido, la posición de la cama de inclinación es obtenida a través de un encoder incremental de cuadratura la cual es procesada por el sistema embebido para generar las acciones de control.

La tarjeta de desarrollo mostrada anteriormente (Figuras 1.7 y 1.8) se montó sobre una tarjeta secundaria llamada TAC1, en la cual se incluía la electrónica necesaria para el procesamiento de las señales provenientes del encoder incremental de cuadratura, así como puertos para la conexión del módulo Wi-Fi, en la Figura 1.10 se muestran las partes que conforman la tarjeta TAC1.

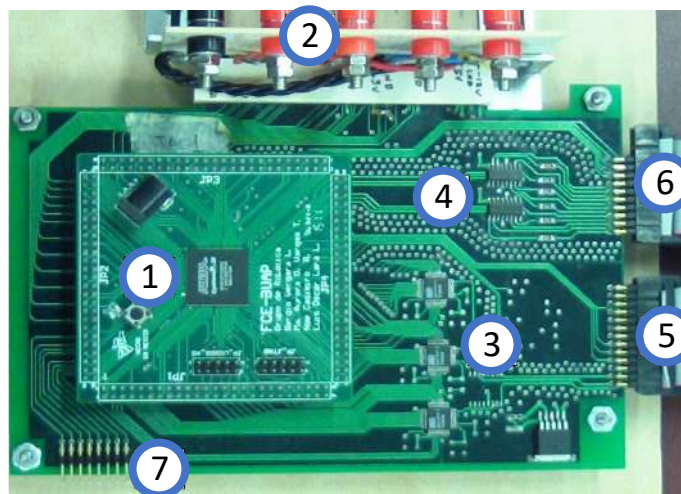


Figura 1.10 Tarjeta de adquisición de datos TAC1

Tabla 1.3 Elementos de la tarjeta de adquisición de datos TAC1

No.	Descripción
1	Tarjeta de desarrollo con FPGA Cyclone III.
2	Alimentaciones: 12 V, 5 V, 3.3 V, -12 V.
3	DAC's 7741Y de Texas Instruments.
4	Filtros diferenciales SN65LVDT32B.
5	Conector usado para enviar información hacia el driver.
6	Conector usado para recibir información del encoder.
7	Conector H3, bus para el módulo Wi-Fi.

El objetivo de esta tarjeta era recibir las señales provenientes del encoder (A y B) y acondicionarlas a través de los filtros diferenciales SN65LVDT32B. Estas señales posteriormente eran decodificadas para obtener la posición actual de la mesa de inclinación.

Para el control del sistema se utilizó el algoritmo tangente hiperbólica el cual fue programado dentro del FPGA, dando como resultado el par aplicado necesario para mover al sistema a la posición deseada.

En la Figura 1.11 se muestra un diagrama bloques de la etapa de potencia utilizada en la mesa de inclinación; para el cual se ocupó un transformador de 40V a 10A, un puente de diodos rectificador con un encapsulado cuadrado que soporta 10A, y se realizó un banco de capacitores con un valor de 145mF. Para la construcción del puente H se utilizaron los transistores TIP 36 (PNP) y TIP35 (NPN), mientras que para la activación de estos se utilizaron los transistores BC57 (PNP) y BC47 (NPN) respectivamente para cada arreglo, para aislar la salida del FPGA al motor se utilizaron opto-acopladores modelo 4N25.

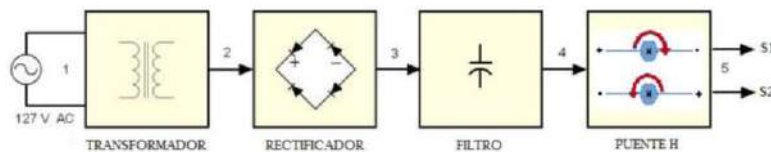


Figura 1.11 Diagrama a bloques de la etapa de potencia

1.3 Firmware del primer prototipo

El firmware de la mesa de inclinación se realizó en Quartus II, en la Figura 1.12 se puede observar la distribución del firmware dentro del sistema, donde primero se obtienen las señales A y B provenientes del encoder a través del bloque de adquisición de datos para posteriormente procesar esta información y utilizarla en el control tipo tangente hiperbólica. Para llevar a cabo la

comunicación entre la FPGA y la interfaz de usuario se utilizó un módulo Wi-Fi, el cual envía la información al controlador a través del módulo UART.

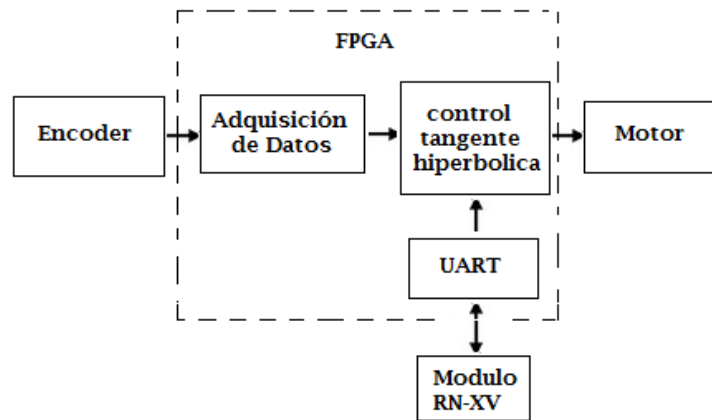


Figura 1.12 Diagrama a bloques del Firmware

1.4 Software del primer prototipo

Como control de mandos para poder manipular la posición deseada de la mesa de inclinación se realizó una interfaz de usuario en el ambiente de programación LabView, en la Figura 1.13 se puede observar el diagrama a bloques general del proceso llevado a cabo al momento de utilizar la mesa de inclinación.

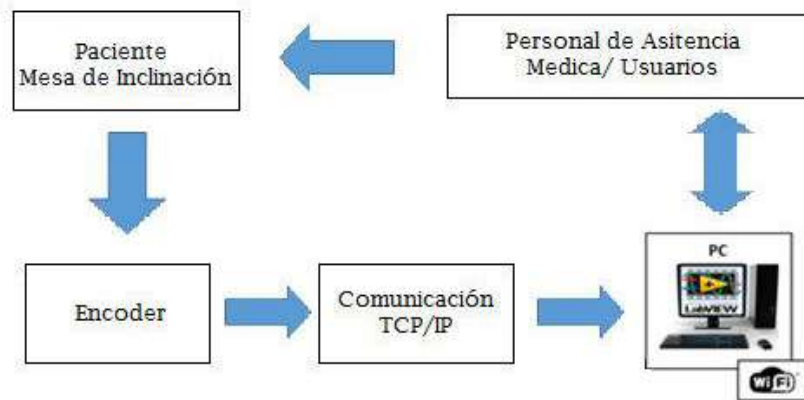


Figura 1.13 Diagrama a bloques de la interfaz de usuario

El software se encarga de realizar dos tareas principales: la primera consiste en enviar los datos al FPGA (los cuales pueden ser comandos tales como posición deseada y ganancias para los controladores, lectura de posiciones y pares aplicados) y la segunda consiste en procesar la información y calcular el error de posición.

En la Figura 1.14 se muestra la interfaz de usuario desarrollada en LabView, en la cual el usuario coloca la posición deseada en grados para llevar al paciente a dichos grados de inclinación.

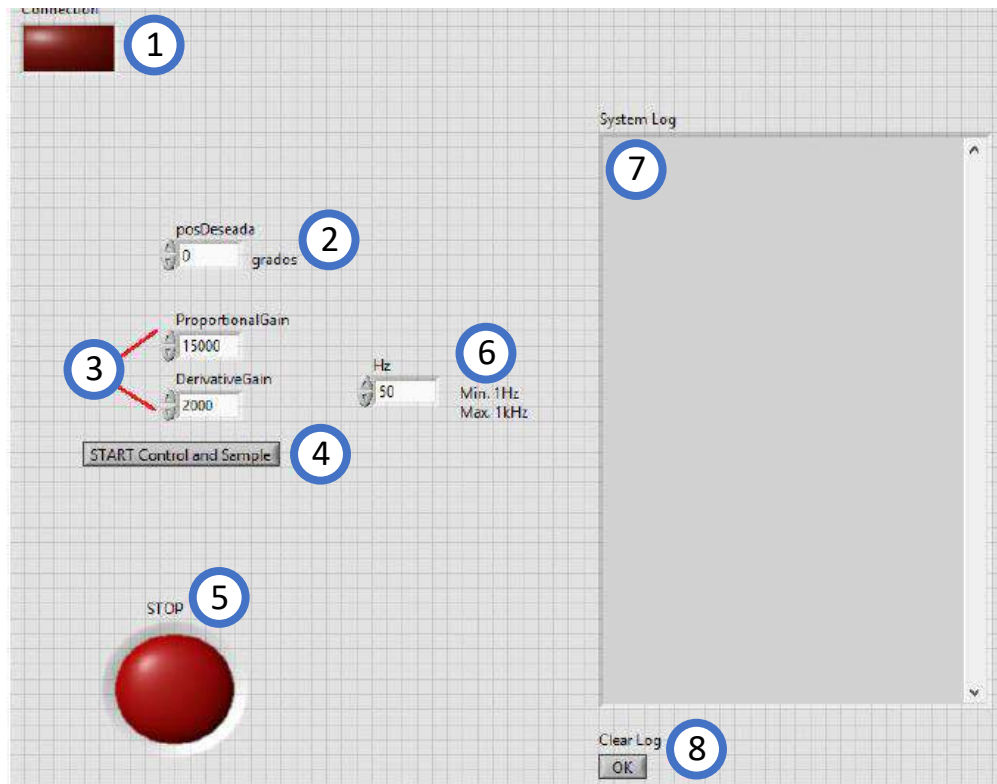


Figura 1.14 Interfaz de usuario desarrollada en LabView

Tabla 1.4 Elementos de la interfaz de usuario

No.	Descripción
1	Indicador del estado de la conexión TCP con el módulo Wi-Fi.
2	Posición deseada en grados, la cual es declarada por el usuario.
3	Ganancias (proporcional y derivativa).
4	Inicio de control.
5	Paro de emergencia.
6	Frecuencia de muestreo
7	Cuadro de registro.
8	Limpiar el cuadro de registro.

1.5 Descripción general del segundo prototipo

El prototipo desarrollado en este trabajo de tesis actualiza partes fundamentales del trabajo presentado en la sección anterior tales como la mecánica, electrónica (etapa de potencia y control), firmware y software.

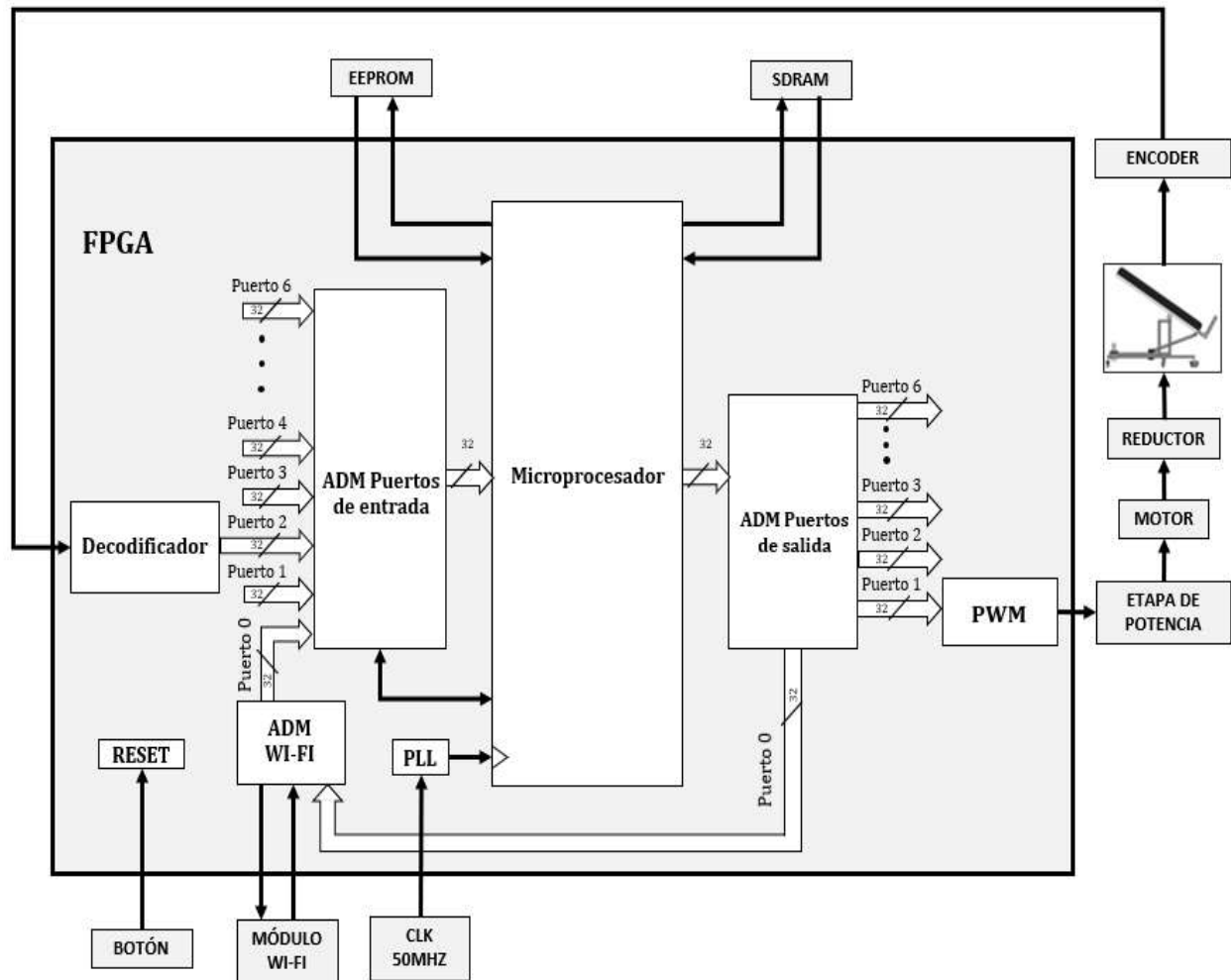


Figura 1.15 Diagrama a bloques del segundo prototipo

En la Figura 1.15 se presenta un diagrama a bloques general que ejemplifica la interacción entre los diferentes elementos constituyentes del nuevo prototipo, resaltando la parte del firmware, encargado de decodificar las señales provenientes del encoder incremental de cuadratura, ejecutar el algoritmo de control y generar una señal PWM la cual es inyectada a la etapa de potencia del sistema.

1.5.1 Sistema embebido

En la Figura 1.15 se resalta la presencia de un módulo para la comunicación inalámbrica Wi-Fi (ADM WI-FI), así como el desarrollo de sistemas para la comunicación con la memoria SDRAM.

Los módulos fueron desarrollados utilizando el lenguaje AHDL de Altera y permiten la ejecución concurrente de las diferentes estructuras descritas mediante firmware. La unidad central de

procesamiento (CPU) está conformada por una unidad aritmética lógica, una unidad para la decodificación de instrucciones, así como una unidad para el control de acceso a memoria. El decodificador de instrucciones se encarga de procesar el código de programa almacenado en la memoria, garantizando que la unidad será programada. Este proceso se realiza controlando la unidad aritmética lógica, donde se encuentra ubicado el firmware necesario para la ejecución de las instrucciones lógicas y aritméticas [22, 23].

El acceso oportuno y adecuado a los espacios de memoria es garantizado a partir del bloque de control de memoria, que permite mapear adecuadamente el módulo de memoria SDRAM. Las instrucciones desarrolladas para el control del microprocesador están diseñadas bajo la arquitectura MIPS de 32 bits como un conjunto basado en la utilización de 16 registros de memoria caché dentro del microprocesador.

La comunicación entre la tarjeta, el microprocesador y el medio circundante se realiza mediante los puertos de entrada y los puertos de salida que se definen. Cada puerto tiene asociado un registro de 32 bits que permite el direccionamiento de diferentes recursos. Cuando se realiza la programación de los algoritmos de control resulta importante considerar esta distribución para evitar realizar lecturas erróneas de datos.

Se han implementado 7 puertos de entrada, de ellos solo 6 son accesibles para los usuarios, el puerto PT0 está restringido para la comunicación inalámbrica Wi-Fi y no es accesible a los usuarios, el resto se especifican seguidamente. El bit 32 de cada uno de los registros asociados a los puertos no se utiliza para no cambiar el significado de la palabra que se envía, este bit es el de signo de ahí que una incorrecta manipulación puede modificar toda la palabra generando resultados no deseados. En el caso de los puertos de salida se han implementado 7 de ellos, al igual que los puertos de entrada solo 6 son accesibles para el usuario porque el puerto de salida PT0 se encuentra reservado para la comunicación inalámbrica.

En las Tablas 1.5 y 1.6 se presenta la distribución de los puertos de entrada y salida respectivamente. Se observa que inicialmente los puertos se encuentran vacíos a excepción del PT0 que como se mencionó con anterioridad está dedicado a la comunicación Wi-Fi y no resulta accesible a los usuarios.

Tabla 1.5 Distribución de puertos de entrada

Puerto	Indicación	Bits reservados y de usuario
PT0	No usar PT0[32]	Reservado para la lectura del módulo Wi-Fi PT0 [31-1]
PT1	No usar PT1[32]	Bits de usuario PT1[31-1]
PT2	No usar PT2[32]	Bits de usuario PT2[31-1]
PT3	No usar PT3[32]	Bits de usuario PT3[31-1]
PT4	No usar PT4[32]	Bits de usuario PT4[31-1]
PT5	No usar PT5[32]	Bits de usuario PT5[31-1]
PT6	No usar PT6[32]	Bits de usuario PT6[31-1]

Tabla 1.6 Distribución de puertos de salida

Puerto	Indicación	Bits reservados y de usuario
PT0	No usar PT0[32]	Reservado para la escritura del módulo Wi-Fi PT0 [31-1]
PT1	No usar PT1[32]	Bits de usuario PT1[31-1]
PT2	No usar PT2[32]	Bits de usuario PT2[31-1]
PT3	No usar PT3[32]	Bits de usuario PT3[31-1]
PT4	No usar PT4[32]	Bits de usuario PT4[31-1]
PT5	No usar PT5[32]	Bits de usuario PT5[31-1]
PT6	No usar PT6[32]	Bits de usuario PT6[31-1]

El sistema utilizado permite el empleo de una memoria SDRAM para el almacenamiento temporal de valores o datos necesarios en el procesamiento dentro de las labores de control. La arquitectura se diseñó para el trabajo con registros de 32 bits. La utilización de estos recursos permite disminuir los tiempos de respuesta y procesamiento del sistema desarrollado. En la Figura 1.16 se muestra la organización interna de la memoria y su separación en recursos del sistema, donde se almacena el firmware, recursos de usuario donde se descarga el programa a ejecutar y el espacio para los parámetros de configuración inicial.

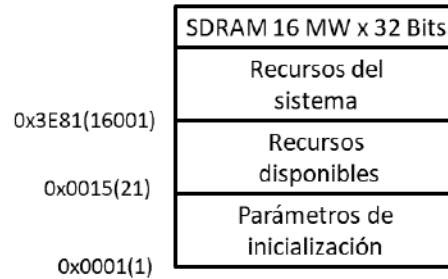


Figura 1.16 Distribución de la memoria SDRAM

1.5.2 Código de programación “D”

La programación del microprocesador puede realizarse utilizando instrucciones en lenguaje ensamblador; sin embargo, esta programación puede resultar compleja y en determinadas circunstancias engorrosa.

Para evitar estas problemáticas, se utilizó un lenguaje de programación de alto nivel denominado “Código D” [22, 23], el cual posteriormente es compilado para obtener las instrucciones en lenguaje ensamblador. Este código es producto de desarrollos anteriores dentro de la MCEA-BUAP. El mismo cuenta con instrucciones de asignación, condicionales, matemáticas y ciclos que

permiten desarrollar cualquier tipo de control con gran efectividad y rapidez, en función de las características de la tarjeta FPGA que se esté utilizando.

En la Tabla 1.7 se detallan las instrucciones disponibles en este código las cuales se utilizaron en la implementación del presente prototipo.

Tabla 1.7 Instrucciones disponibles en Código D

IF	R	>,<,>=,<=	R o N	
CÓDIGO POR REALIZAR SI LA CONDICIÓN ES CIERTA				
ENDIF				
WHILE	R	>,<,>=,<=	R o N	
CÓDIGO POR REALIZAR REPETIDAMENTE SI LA CONDICIÓN ES CIERTA				
ENDWHILE				
FOR	N (VALOR DE INICIO)	N (VALOR DE AUMENTO)	N (VALOR FINAL)	
CÓDIGO POR REALIZAR REPETIDAMENTE				
ENDFOR				
DELAY				
R	=	N		
R	=	R	+	R o N
R	=	R	-	R o N
R	=	R	*	R o N
R	=	R	/	R o N
R	=	R o N	^	R o N
R	=	R	AND	R
R	=	LN	R o N	
R	=	EXP	R o N	
R	=	SQRT	R o N	
R	=	SIN	R o N	
R	=	COS	R o N	
R	=	TAN	R o N	
R	=	CSC	R o N	
R	=	SEC	R o N	
R	=	COT	R o N	
R	=	SINH	R o N	
R	=	COSH	R o N	
R	=	TANH	R o N	
R	=	CSCH	R o N	
R	=	SECH	R o N	
R	=	COTH	R o N	
R	=	ARCSIN	R o N	
R	=	ARCCOS	R o N	
R	=	ARCTAN	R o N	
LRAM	DIRECCIÓN	R		
ERAM	R	DIRECCIÓN		
LPOR	P	R		
EPOR	R	P		

Con las instrucciones anteriormente presentadas es posible implementar cualquier subrutina y por tanto la ejecución de cualquier algoritmo de control de manera sencilla utilizando el procesador desarrollado.

1.5.3 Tarjeta de desarrollo

Como dispositivo de procesamiento se utilizó una tarjeta de desarrollo FPGA modelo DE0-CV. Esta tarjeta es una plataforma robusta para el diseño de hardware la cual utiliza un FPGA Cyclone V de Altera.

Como se aprecia en la Figura 1.17, la tarjeta provee un entorno de desarrollo complejo con puertos de entrada salida de tipo USB, VGA y PS/2; además cuenta con dos bloques de expansión para terminales que nos permiten acceder a 40 pines que pueden ser configurados como entrada o salida en función de los intereses de desarrollo. Es posible acceder a 4 botones y a un bloque de 10 switch que pueden ser utilizados para generar interrupciones o para programar diferentes funciones dentro de la FPGA.

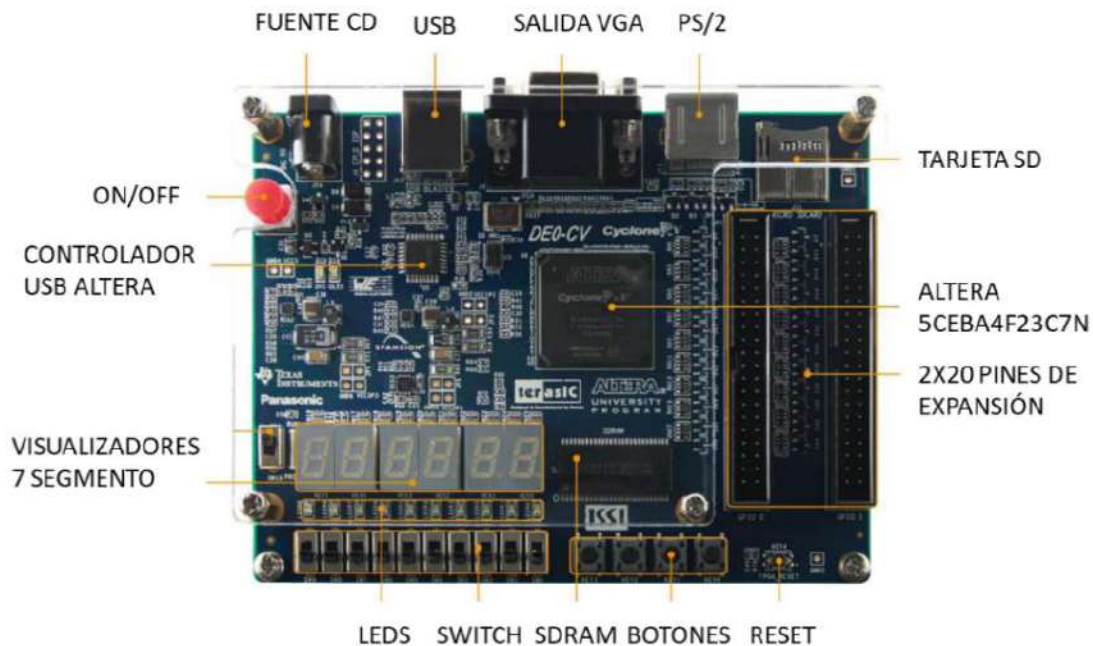


Figura 1.17 Tarjeta de desarrollo FPGA modelo DE0-CV

La tarjeta cuenta con capacidades de memoria con ranuras de expansión para tarjetas SD y una SDRAM propia para almacenar las instrucciones de programas y tiene un total de 49000 compuertas lógicas; se ha manejado para emular un microprocesador conectado a núcleos de propiedad intelectual, IP-Core, a través de los puertos de entrada/salida con funcionalidades para la lectura/escritura de datos con propósitos generales y específicos. Para un adecuado

funcionamiento es necesario su programación con los bloques de firmware interno necesarios desde los cuales se manejan los recursos disponibles.

En la Tabla 1.8 se presenta un resumen de las principales características de la tarjeta de desarrollo utilizada.

Tabla 1.8 Resumen de especificaciones de la tarjeta de desarrollo DE0-CV

Elemento	Descripción
Procesador	Cyclone V 5CEBA4F23C7N
Compuertas lógicas totales	49000
Memora SDRAM	64 MB
Método de programación	Software Quartus II y/o Nios II (aplicaciones embebidas)
Pines de propósito general	2 expansiones de 40 pines: 36 pines de entrada/salida, 2 fuentes (3.5 V y 5 V) y dos de tierra (GND)
Periféricos genéricos	4 push buttons, 10 switch, 10 leds, 6 pantallas 7 segmentos
Otros periféricos	Salida VGA, expansión SD, PS/2

En la Figura 1.18 se presenta la distribución de pines físicos en donde se conectan las diferentes etapas de control, así como los transductores para su comunicación con el microprocesador que se encuentra en el interior de la tarjeta de desarrollo, una vez se realiza el diseño de los bloques de firmware.

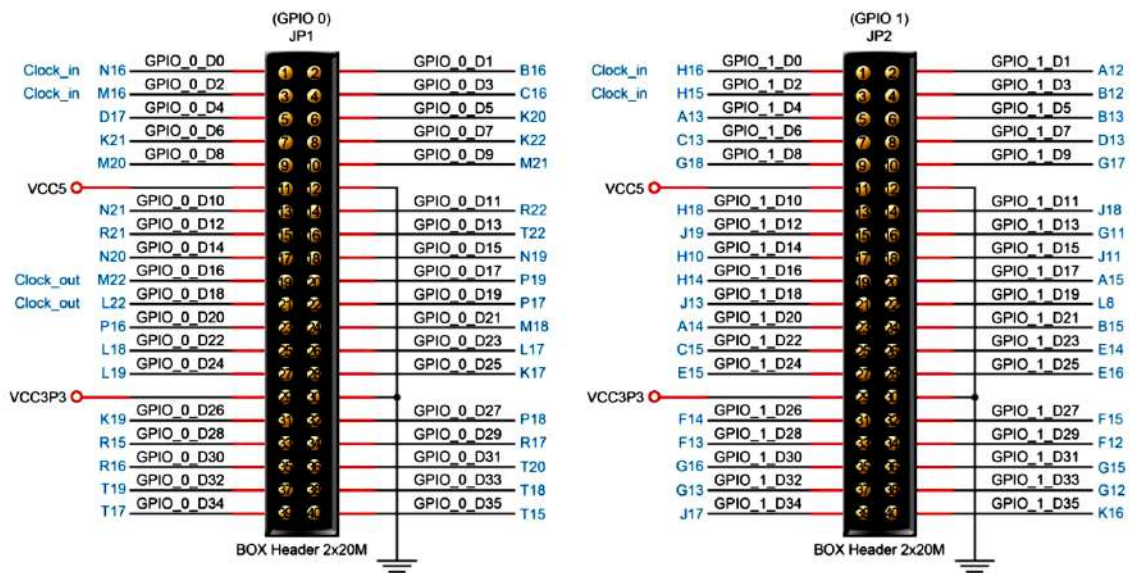


Figura 1.18 Distribución de los pines de expansión de la tarjeta de desarrollo DE0-CV

La distribución de terminales se realiza mediante firmware y puede ser modificada de acuerdo con los intereses en cada oportunidad.

1.5.4 Módulo de comunicación inalámbrico Wi-Fi

La comunicación entre el microprocesador emulado en interior de la tarjeta FPGA y el medio se realiza utilizando el protocolo de comunicación inalámbrica Wi-Fi. En la Figura 1.19 se presenta el módulo utilizado. Este módulo es capaz de administrar los comandos necesarios para permitir la comunicación bidireccional [22, 23].

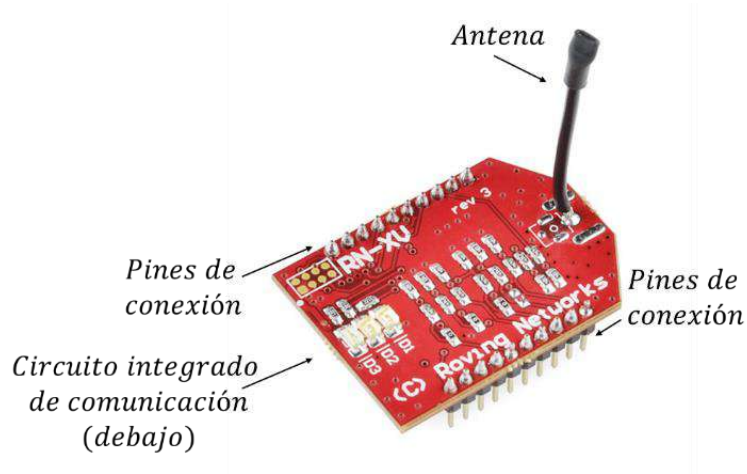


Figura 1.19 Módulo de comunicación WIFly EZX RN-171

En la Tabla 1.9 se presentan las principales características del módulo de comunicación inalámbrico utilizado.

Tabla 1.9 Principales características del módulo WIFly EZX RN-171

Característica	Valor
Frecuencias de operación	2402-2480 MHz
Modulación	802.11b y 802.11g
Separación entre canales	5MHz
Número de canales	1-14
Velocidad de transmisión	1-11 Mbps para el estándar 802.11b y 6-54 Mbps para el estándar 802.11g
Potencia de recepción	-83 dBm
Potencia de transmisión	0 dBm – 12 dBm (configurable por software)
Alcance	20 m (condiciones ideales)

Como se describió en las Tablas 1.5 y 1.6 se reservó el puerto PT0 de entrada y de salida para esta comunicación. Para un correcto enlace es preciso configurar parámetros tales como su dirección IP y su tasa de bits por unidad de tiempo, así como el canal adecuado para evitar la interferencia de otros módulos y de esta manera garantizar su funcionamiento en entornos concurrentes.

La configuración se realiza utilizando el software TeraTerm (Figura 1.20). Es necesario enlazar la computadora con el módulo inalámbrico para lo cual se utiliza su dirección IP, por defecto es 1.2.3.4. Una vez se han enlazado se selecciona el servicio Telnet y se indica el puerto de acceso TCP 2000.

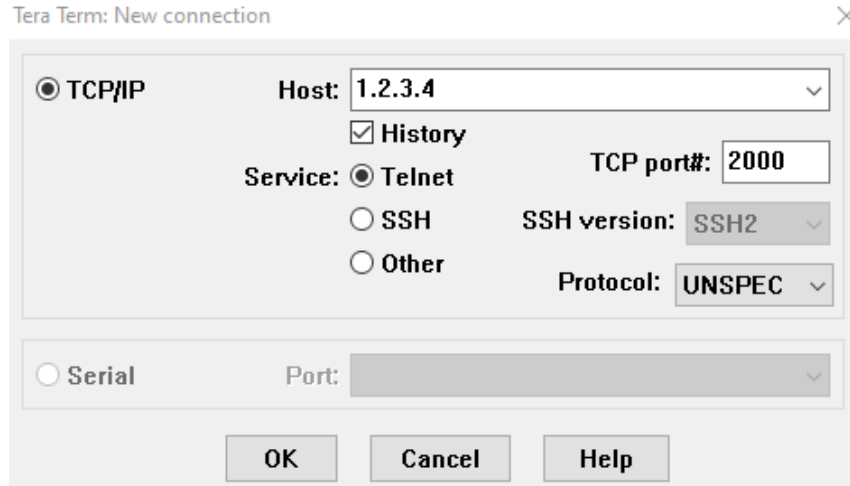


Figura 1.20 Interfaz gráfica del software TeraTerm

Al establecerse la comunicación, se habilita la ventana de comandos del terminal, Figura 1.21, ello indica que el dispositivo se encuentra correctamente conectado y se procede a su configuración. Se debe de especificar una velocidad de transferencia de 460800 baudios y el tamaño de la palabra en 5, el resto de las configuraciones pueden mantenerse en sus especificaciones de fábrica.

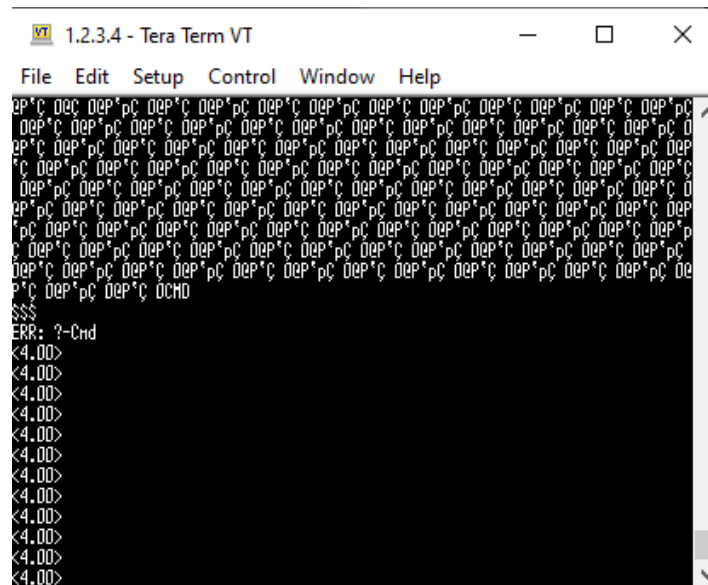


Figura 1.21 Ventana de configuración

Esta configuración se realiza utilizando los comandos que se listan a continuación:

- **\$\$\$**: se utiliza para entrar al modo de configuración, al ejecutarse se recibe un mensaje “CMD” que nos indica que el dispositivo está presto a ser configurado.
- **Set uart baudrate**; este comando permite especificar la velocidad de transferencia (anteriormente señalada), al especificar la velocidad se recibe un mensaje “AOK” de confirmación.
- **Set comm size**: permite cambiar el tamaño de la palabra (se configura como 5 palabras de 8 bits), al especificar el tamaño se recibe un mensaje “AOK” de confirmación.

Es preciso guardar los nuevos requerimientos de configuración, para lo cual se utilizan los comandos:

- **Save**: guarda las modificaciones realizadas a los parámetros de configuración.
- **Reboot**: permite reiniciar el dispositivo y salir del módulo de configuración.

Una vez realizada esta secuencia, el dispositivo se encuentra adecuadamente configurado de acuerdo con los requerimientos y es posible operarlo desde el microprocesador.

1.6 Conclusiones

En este primer capítulo se estableció una visión general de las principales características del primer prototipo de la mesa de inclinación. El estudio de cada uno de los sistemas constituyentes de este primer prototipo fue crucial para poder establecer un marco de partida y determinar los principales puntos de mejora del sistema.

A través de la breve descripción de los principales cambios introducidos en el segundo prototipo de la mesa de inclinación se pueden determinar algunas de las ventajas ofrecidas por este nuevo sistema, como por ejemplo la implementación del sistema embebido con un microprocesador permite el desarrollo de algoritmos de control a través de un lenguaje de programación de alto nivel.

En este trabajo de tesis se desarrolló el modelo matemático correspondiente al primer y segundo prototipo; una de las diferencias fundamentales entre ambos, radica en el tipo de tornillo utilizado para la conversión del movimiento rotacional a lineal, en el caso del primer prototipo se utilizó un tornillo con rosca Acme, mientras que en este trabajo ese elemento fue remplazado por un tornillo embalado. El mecanismo de inclinación RRRP, el sistema electromecánico y el sistema mecánico de rotación en ambos casos son compartidos, la diferencia en los modelos se hará notar cuando se estudie el sistema de accionamiento directo ya que la interacción entre el tornillo con rosca Acme y su tuerca, difiere de la interacción que se presenta en el tornillo embalado y su tuerca.

2.2 Mecanismo de inclinación

El estudio del mecanismo de inclinación (RRRP) tomó como referencia los trabajos realizados por Calva Yáñez, M. B. et al. [24] y Pei Tang, C. [25] en los cuales se lleva a cabo la obtención del modelo cinemático y dinámico de un mecanismo de transmisión de variación continua y un mecanismo de cuatro barras respectivamente, aplicando las ecuaciones de movimiento de Euler-Lagrange.

2.2.1 Modelo cinemático del mecanismo de inclinación

Para poder visualizar de manera clara los elementos que interactúan en el mecanismo de inclinación y así poder desarrollar de manera eficiente el modelo cinemático del mismo, se realizó una vista en sección A-A' del mecanismo, la cual se muestra en las Figuras 2.2 y 2.3.

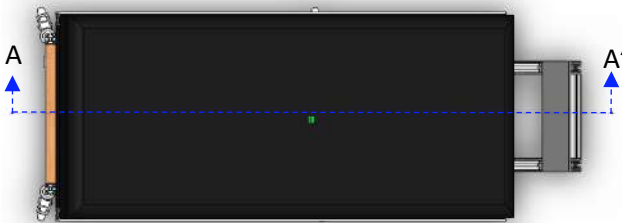


Figura 2.2 Sección utilizada para el desarrollo del modelo cinemático del mecanismo de inclinación

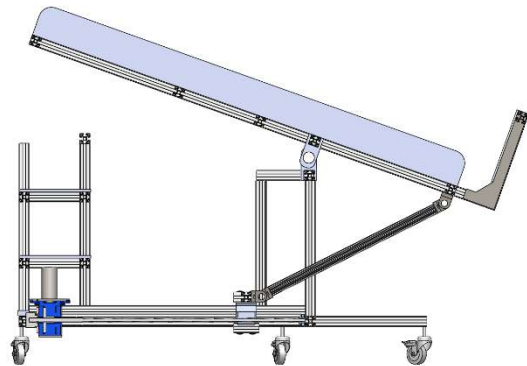


Figura 2.3 Vista lateral de la sección A-A' del mecanismo de inclinación

El primer punto a considerado en el desarrollo del modelo cinemático del mecanismo de inclinación, fue la cantidad de grados de libertad (GDL) asociados al mismo.

Para determinar los GDL del mecanismo se comenzó por establecer el número de eslabones y el tipo de pares cinemáticos.

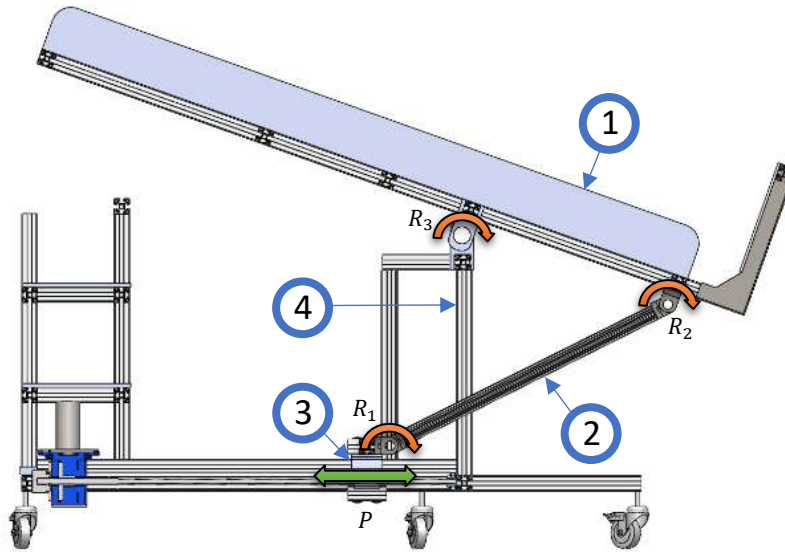


Figura 2.4 Eslabones y pares cinemáticos del mecanismo de inclinación

De acuerdo con la Figura 2.4 los eslabones que constituyen el mecanismo de inclinación son los siguientes:

1. Cama.
2. Barra de empuje.
3. Bloque de desplazamiento.
4. Soporte, marco o unión a tierra.

En la Figura 2.4 se han resaltado los pares cinemáticos a través de flechas de colores; para los pares cinemáticos rotacionales (Revolutas) R_{1-3} los cuales tienen un grado de libertad por par, se han utilizado flechas naranjas, mientras que para el par prismático P el cual tiene un grado de libertad se ha utilizado una flecha de color verde [20, 21].

Para determinar el número total de GDL se aplicó la fórmula de Kutzbach Grübler, para mecanismo de dos dimensiones [20, 21],

$$GDL = 3(N - 1) - 2P_1 - P_2 = (3)(3) - (2)(4) = 1, \quad (2.1)$$

donde N es el número total de eslabones, P_1 es el número de pares cinemáticos que permiten un GDL y P_2 es el número de pares cinemáticos que permiten dos GDL.

Del análisis anterior se concluye que el mecanismo de inclinación cuenta con un solo GDL, lo que implica que sólo se necesita una coordenada independiente para determinar la posición de todos los elementos del mecanismo.

Después de haber determinado los GDL del mecanismo, se realizó una simplificación del mismo como se muestra en la Figura 2.5, a partir de este esquema se obtuvo la ecuación de circuito cerrado del mecanismo y las expresiones matemáticas que devuelven el valor de los ángulos α y θ , los cuales describen el grado de inclinación de la cama con respecto al suelo y el grado de inclinación de la barra de empuje con respecto al suelo respectivamente.

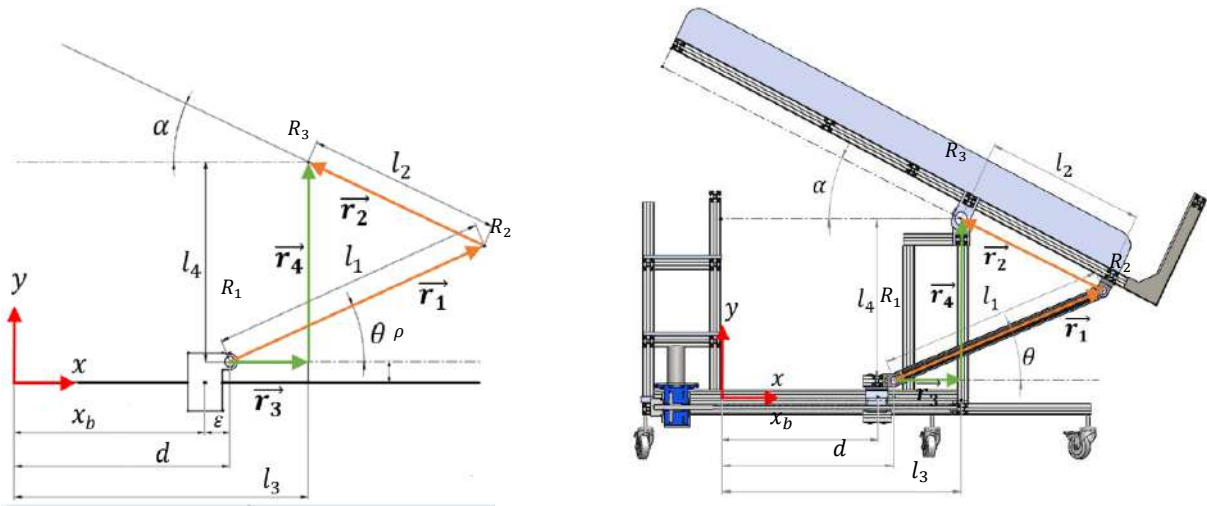


Figura 2.5 Mecanismo de inclinación simplificado

Se definió el sistema de referencia inercial x, y de tal manera que su origen coincide con el centro de masa del bloque de desplazamiento cuando la mesa de inclinación se encuentra en posición vertical, este sistema de referencia fue utilizado para el desarrollo del modelo cinemático y dinámico del mecanismo de inclinación.

Las medidas asociadas al mecanismo de inclinación se definen en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Descripción de los parámetros utilizados en el mecanismo de inclinación

Parámetro	Descripción
x_b	Posición horizontal del centro de masa del bloque de desplazamiento.
ε	Distancia horizontal del centro de masa del bloque de desplazamiento a la Revoluta R_1 .
ρ	Distancia vertical del centro de masa del bloque de desplazamiento a la Revoluta R_1 .
d	Posición horizontal de la Revoluta R_1 .
l_1	Largo de la barra de empuje.
l_2	Distancia de la Revoluta R_2 a la Revoluta R_3 .
l_3	Posición horizontal de la Revoluta R_3 .
l_4	Posición vertical de la Revoluta R_4 .
α	Ángulo de inclinación de la cama.
θ	Ángulo de inclinación de la barra de empuje.

Se comenzó estableciendo la ecuación de cierre de circuito del mecanismo RRRP la cual viene dada por la siguiente ecuación vectorial:

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_2 = \vec{r}_3 + \vec{r}_4 , \quad (2.2)$$

donde:

$$\vec{r}_1 = l_1 \cos(\theta) \mathbf{i} + l_1 \sin(\theta) \mathbf{j} \quad (2.3)$$

$$\vec{r}_2 = -l_2 \cos(\alpha) \mathbf{i} + l_2 \sin(\alpha) \mathbf{j} \quad (2.4)$$

$$\vec{r}_3 = (l_3 - d) \mathbf{i} \quad (2.5)$$

$$\vec{r}_4 = l_4 \mathbf{j} \quad (2.6)$$

Para que la ecuación de cierre de circuito se cumpla, las componentes en la dirección \mathbf{i} y \mathbf{j} deben de ser iguales por lo que:

$$l_1 \cos(\theta) - l_2 \cos(\alpha) = l_3 - d \quad (2.7)$$

$$l_1 \sin(\theta) + l_2 \sin(\alpha) = l_4 \quad (2.8)$$

En la ecuación de movimientos del mecanismo RRRP se decidió ocupar como coordenada generalizada la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento x_b , por lo que la ecuación (2.7) fue reescrita de tal manera que dependiera del valor que adopta esta variable tal como se muestra a continuación:

$$l_1 \cos(\theta) - l_2 \cos(\alpha) = l_3 - (x_b + \varepsilon) \quad (2.9)$$

A partir de las ecuaciones (2.8) y (2.9) se obtuvieron las siguientes dos expresiones, las cuales permiten determinar el valor de los ángulos θ y α en función de x_b .

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{l_4 - l_2 \sin(\alpha)}{l_3 - (x_b + \varepsilon) + l_2 \cos(\alpha)} \right) \quad (2.10)$$

$$\alpha = 2 * \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{|-a - c|} + \frac{b}{-a - c} \right) \quad (2.11)$$

donde:

$$a = 2l_2(l_3 - (x_b + \varepsilon)) \quad (2.12)$$

$$b = 2l_4l_2 \quad (2.13)$$

$$c = l_1^2 - l_2^2 - l_3^2 - l_4^2 - (x_b + \varepsilon)^2 + 2l_3(x_b + \varepsilon) \quad (2.14)$$

Para comprobar la validez de las ecuaciones (2.10) y (2.11) se utilizó un modelo CAD de la mesa de inclinación desarrollado en el software SolidWorks 2017. Se estableció un valor fijo para x_b y se midió el valor de los ángulos α y θ devueltos por el software, los cuales deberían coincidir con aquellos obtenidos utilizando las ecuaciones (2.10) y (2.11). A continuación, se presentan dos mediciones realizadas a través del software y su comparación con los valores devueltos por las ecuaciones obtenidas de manera teórica.

Medición 1:

Parámetro	Valor numérico [m]
l_1	0.81000
l_2	0.56759
l_3	0.86007
l_4	0.56000
x_b	0.59542
ε	0.06010
a	0.23220
b	0.63570
c	-0.02149

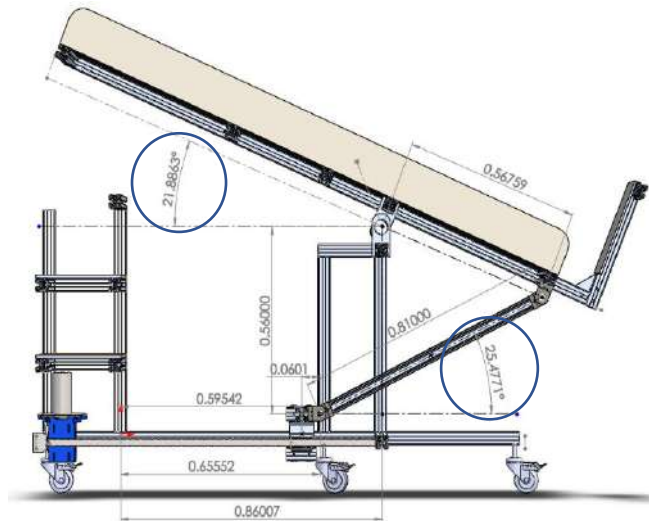


Figura 2.6 Simulación CAD utilizada para la medición 1

Utilizando la ecuación (2.10):

$$\theta = 25.47730^\circ$$

Utilizando la ecuación (2.11):

$$\alpha = 21.88603^\circ$$

Medición 2:

Parámetro	Valor numérico [m]
l_1	0.81000
l_2	0.56759
l_3	0.86007
l_4	0.56000
x_b	0.39009
ε	0.06010
a	0.46528
b	0.63570
c	-0.14766

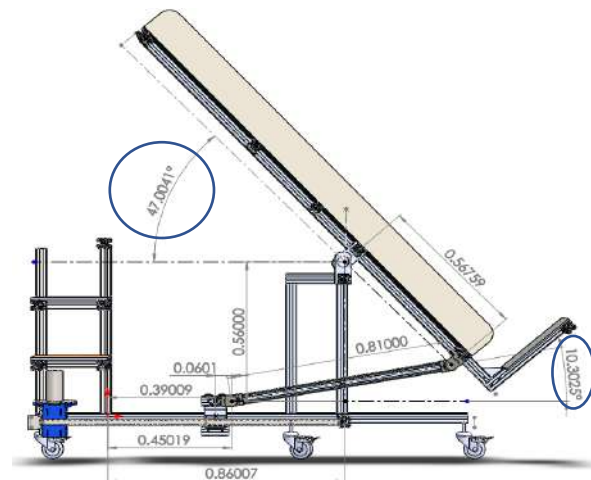


Figura 2.7 Simulación CAD utilizada para la medición 2

Utilizando la ecuación (2.10):

$$\theta = 10.30212^\circ$$

Utilizando la ecuación (2.11):

$$\alpha = 47.00468^\circ$$

Como se puede observar, tanto en la medición 1 como en la medición 2, el error entre el valor devuelto por el modelo CAD desarrollado en SolidWorks y las ecuaciones (2.10) y (2.11) se encuentra en el orden de las diez milésimas de grado.

Una vez determinadas las posiciones del mecanismo, para obtener las velocidades angulares del mismo, la ecuación (2.8) fue reescrita de la siguiente manera:

$$l_1 \sin(\theta) + \left(l_2^2 - (l_1 \cos(\theta) - (l_3 - d))^2 \right)^{1/2} = l_4 \quad (2.15)$$

Posteriormente las ecuaciones (2.9) y (2.15) fueron derivadas con respecto al tiempo, obteniendo los siguientes resultados:

$$\dot{\alpha} = -\frac{\cos(\theta) \csc(\theta + \alpha)}{l_2} \dot{x}_b \quad (2.16)$$

$$\dot{\theta} = \frac{\cos(\alpha) \csc(\theta + \alpha)}{l_1} \dot{x}_b \quad (2.17)$$

A partir de las ecuaciones (2.16) y (2.17), se establecieron las relaciones matemáticas de las velocidades angulares del mecanismo de inclinación como sigue:

$$\begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_1(\alpha, \theta) \\ S_2(\alpha, \theta) \end{pmatrix} \dot{x}_b \quad (2.18)$$

donde

$$S_1(\alpha, \theta) = -\frac{\cos(\theta) \csc(\theta + \alpha)}{l_2} \quad (2.19)$$

$$S_2(\alpha, \theta) = \frac{\cos(\alpha) \csc(\theta + \alpha)}{l_1} \quad (2.20)$$

2.2.2 Modelo dinámico del mecanismo de inclinación

Para la obtención del modelo dinámico del mecanismo de inclinación se utilizó un método estándar basado en las ecuaciones de movimiento de Euler-Lagrange [26].

Se partió de la obtención de la cinemática directa con respecto al centro de masa de cada uno de los eslabones del mecanismo, como se enuncia a continuación:

- Cinemática directa con respecto al centro de masa del bloque de desplazamiento.

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

- Cinemática directa con respecto al centro de masa de la barra de empuje.

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_b + \varepsilon + l_{c1} \cos(\theta) \\ \rho + l_{c1} \sin(\theta) \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

- Cinemática directa con respecto al centro de masa de la cama.

$$\begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_3 - l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) \\ \rho + l_4 + l_{c2} \sin(\alpha + \sigma) \end{pmatrix} \quad (2.23)$$

En las ecuaciones (2.22) y (2.23) se observa la introducción de los parámetros l_{c1} , l_{c2} y σ , donde l_{c1} es la distancia entre la Revoluta R_1 y el centro de masa de la barra de empuje, l_{c2} representa la distancia entre la Revoluta R_3 y el centro de masa de la cama, y σ representa la apertura del arco formado entre el ángulo α y la línea que une el centro de masa de la cama y la Revoluta R_3 , dicho ángulo varía conforme a la carga que debe soportar la mesa de inclinación. La Figura 2.8 muestra de manera gráfica los nuevos parámetros a considerar.

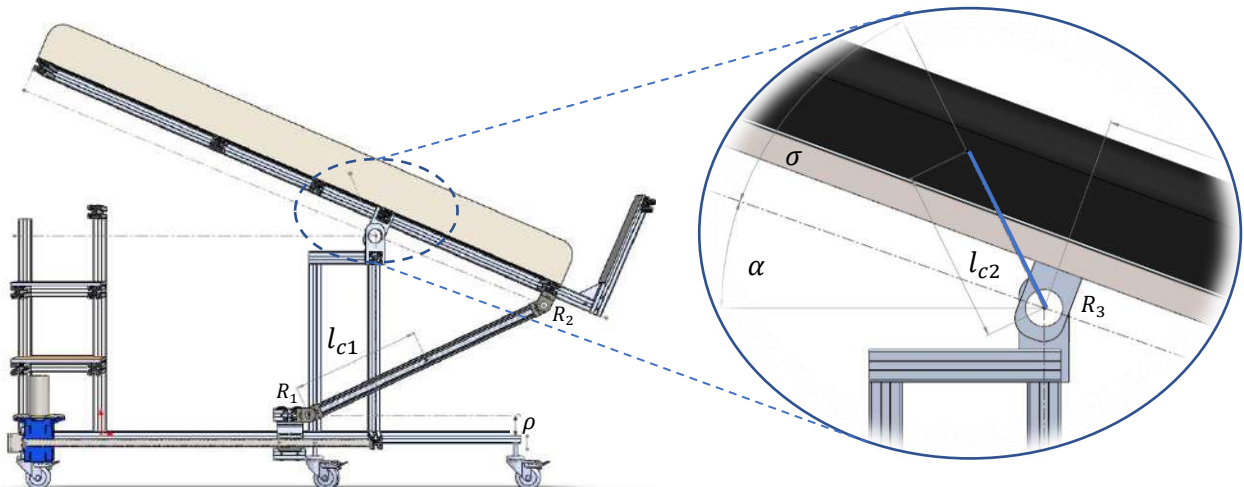


Figura 2.8 Nuevos parámetros a considerar en el modelo dinámico del mecanismo de inclinación

A través de la cinemática diferencial se obtuvo la velocidad lineal con respecto al centro de masa de cada eslabón.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_b - l_{c1} \sin(\theta) \dot{\theta} \\ l_{c1} \cos(\theta) \dot{\theta} \end{pmatrix} \quad (2.25)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_{c2} \sin(\alpha + \sigma) \dot{\alpha} \\ l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) \dot{\alpha} \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

Posteriormente se calculó la rapidez al cuadrado de cada eslabón, la cual viene dada por las siguientes expresiones:

$$V_1^T V_1 = \dot{x}_b^2 \quad (2.27)$$

$$V_2^T V_2 = \dot{x}_b^2 - 2\dot{x}_b l_{c1} \sin(\theta) \dot{\theta} + l_{c1}^2 \dot{\theta}^2 \quad (2.28)$$

$$V_3^T V_3 = l_{c2}^2 \dot{\alpha}^2 \quad (2.29)$$

La energía cinética del mecanismo de inclinación está dada por la siguiente expresión:

$$E_c = \frac{1}{2} M_{bl} V_1^T V_1 + \frac{1}{2} M_{ba} V_2^T V_2 + \frac{1}{2} M_{ca} V_3^T V_3 + \frac{1}{2} I_{ca} \dot{\alpha}^2 \quad (2.30)$$

donde M_{bl} representa la masa del bloque de desplazamiento, M_{ba} representa la masa de la barra de empuje, M_{ca} representa la masa de la cama e I_{ca} representa la inercia de la cama.

Sustituyendo las ecuaciones (2.27), (2.28) y (2.29) en (2.30) se obtuvo:

$$E_c = \frac{1}{2} M_{bl} \dot{x}_b^2 + \frac{1}{2} M_{ba} (\dot{x}_b^2 - 2\dot{x}_b l_{c1} \sin(\theta) \dot{\theta} + l_{c1}^2 \dot{\theta}^2) + \frac{1}{2} M_{ca} l_{c2}^2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} I_{ca} \dot{\alpha}^2 \quad (2.31)$$

Sustituyendo las velocidades angulares $\dot{\theta}$ y $\dot{\alpha}$ por las expresiones de la ecuación (2.18) se obtuvo:

$$E_c = \frac{1}{2} M_{bl} \dot{x}_b^2 + \frac{1}{2} M_{ba} (\dot{x}_b^2 - 2l_{c1} \sin(\theta) S_2 \dot{x}_b^2 + l_{c1}^2 S_2^2 \dot{x}_b^2) + \frac{1}{2} M_{ca} l_{c2}^2 S_1^2 \dot{x}_b^2 + \frac{1}{2} I_{ca} S_1^2 \dot{x}_b^2 \quad (2.32)$$

Con el objetivo de mantener simple la expresión para la energía cinética (2.32) se realizaron los siguientes cambios de variable:

$$J_1 = \frac{1}{2}M_{bl} + \frac{1}{2}M_{ba} \quad (2.33)$$

$$J_2 = \frac{1}{2}M_{ba}l_{c1}^2 \quad (2.34)$$

$$J_3 = \frac{1}{2}M_{ca}l_{c2}^2 + \frac{1}{2}I_{ca} \quad (2.35)$$

$$J_4 = M_{ba}l_{c1} \quad (2.36)$$

$$C_1 = \text{sen}(\theta) \quad (2.37)$$

Dando como resultado la siguiente expresión para la energía cinética:

$$Ec = \{J_1 + J_2S_2^2 + J_3S_1^2 - J_4C_1S_2\}\dot{x}_b^2 \quad (2.38)$$

La energía potencial del mecanismo de inclinación se definió mediante la siguiente expresión

$$Ep = M_{ba}g(\rho + l_{c1}\text{sen}(\theta)) + M_{ca}g(l_4 + \rho + l_{c2}\text{sen}(\alpha + \sigma)) \quad (2.39)$$

donde g representa el valor de la aceleración de la gravedad 9.81 m/s^2 para efectos de este trabajo.

El lagrangiano se define como la diferencia entre la energía cinética y la energía potencial, por lo que el lagrangiano del mecanismo de inclinación esta dado por la siguiente expresión:

$$L = \{J_1 + J_2S_2^2 + J_3S_1^2 - J_4C_1S_2\}\dot{x}_b^2 - M_{ba}g(b + l_{c1}\text{sen}(\theta)) - M_{ca}g(l_4 + b + l_{c2}\text{sen}(\alpha + \sigma)) \quad (2.40)$$

Las ecuaciones de movimiento de Euler-Lagrange para el caso particular del mecanismo de inclinación, adquieren la forma de una ecuación escalar:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_b}\right) - \frac{\partial L}{\partial x_b} = F_{x_b} \quad (2.41)$$

donde F_{x_b} representa la fuerza generalizada aplicada al centro de masa del bloque de desplazamiento y la cual se define como:

$$F_{x_b} = F_x \frac{\partial x}{\partial x_b} + F_y \frac{\partial y}{\partial x_b} + F_z \frac{\partial z}{\partial x_b} \quad (2.42)$$

La expresión (2.42) se puede simplificar de la siguiente manera:

$$F_{x_b} = \vec{F} \cdot \frac{\partial \vec{r}}{\partial x_b} \quad (2.43)$$

donde \vec{F} representa el vector de la fuerza externa aplicado al centro de masa del bloque de desplazamiento y \vec{r} representa el vector de posición del centro de masa del bloque de desplazamiento medido a partir del sistema inercial establecido con anterioridad.

Después de aplicar la ecuación de movimiento de Euler-Lagrange se obtuvo la siguiente ecuación dinámica que describe la aceleración del bloque de desplazamiento \ddot{x}_b .

$$\ddot{x}_b = \frac{F_{x_b} - \{2J_2S_2A_2 + 2J_3S_1A_1 - J_4(A_3S_2 + C_1A_2)\}\dot{x}_b^2 - b\dot{x}_b - M_{ba}gl_{c1}\cos(\theta)S_2 - M_{ca}gl_{c2}\cos(\alpha + \sigma)S_1}{2A_0} \quad (2.44)$$

donde

$$A_0 = J_1 + J_2S_2^2 + J_3S_1^2 - J_4C_1S_2 \quad (2.45)$$

$$A_1 = \frac{\partial S_1}{\partial \alpha} S_1 + \frac{\partial S_1}{\partial \theta} S_2 \quad (2.46)$$

$$A_2 = \frac{\partial S_2}{\partial \alpha} S_1 + \frac{\partial S_2}{\partial \theta} S_2 \quad (2.47)$$

$$A_3 = \frac{\partial C_1}{\partial \theta} S_2 \quad (2.48)$$

De las ecuaciones anteriores tenemos que

$$\frac{\partial S_1}{\partial \alpha} = \frac{\cos(\theta)\cot(\alpha + \theta)\csc(\alpha + \theta)}{l_2} \quad (2.49)$$

$$\frac{\partial S_1}{\partial \theta} = \frac{\cos(\alpha)\csc^2(\alpha + \theta)}{l_2} \quad (2.50)$$

$$\frac{\partial S_2}{\partial \alpha} = -\frac{\cos(\theta)\csc^2(\alpha + \theta)}{l_1} \quad (2.51)$$

$$\frac{\partial S_2}{\partial \theta} = -\frac{\cos(\alpha)\cot(\alpha + \theta)\csc(\alpha + \theta)}{l_1} \quad (2.52)$$

La fuerza externa que actúa en el centro de masa del bloque de desplazamiento, es la fuerza entregada por la tuerca del tornillo embalado o por la tuerca del tonillo con rosca Acme. En este trabajo de tesis dicha fuerza se decidió modelar como una fuerza puntual que actúa directo en el centro de masa del bloque de desplazamiento como se muestra en la Figura 2.9.

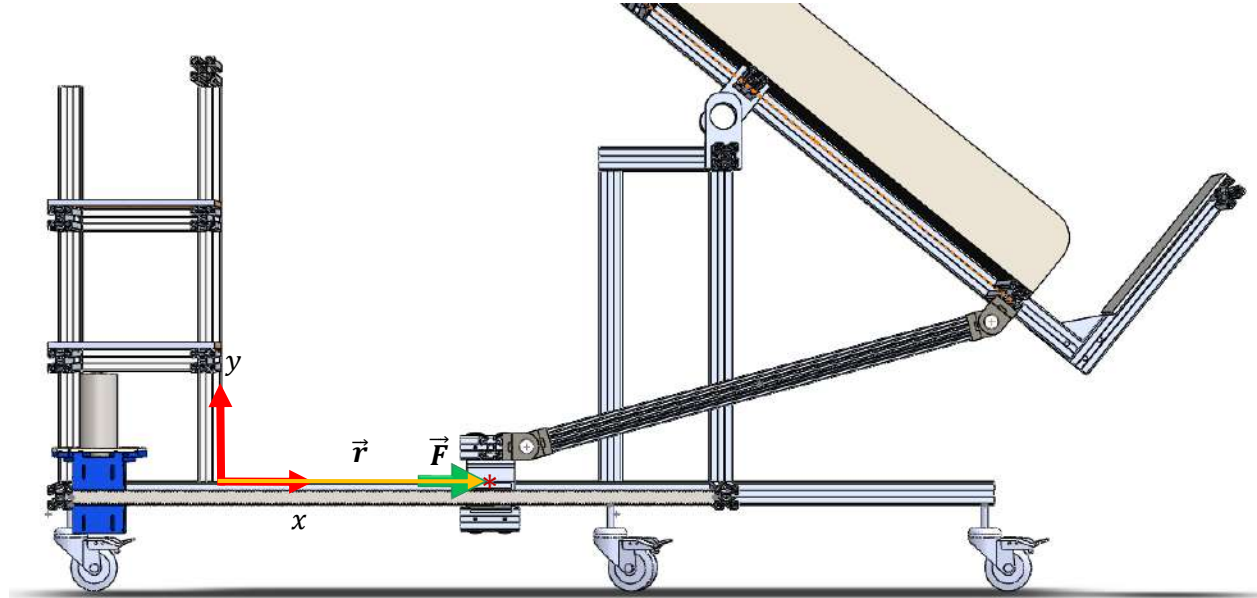


Figura 2.9 Fuerza aplicada al centro de masa del bloque de desplazamiento

El vector de posición \vec{r} y el vector de fuerza \vec{F} se describieron de la siguiente manera:

$$\vec{r} = x_b \mathbf{i} + 0 \mathbf{j} + 0 \mathbf{k} \quad (2.53)$$

$$\vec{F} = F_x \mathbf{i} + 0 \mathbf{j} + 0 \mathbf{k} \quad (2.54)$$

por lo que la expresión para la fuerza generalizada se definió como:

$$F_{x_b} = F_x \quad (2.55)$$

De acuerdo con los desarrollos mostrados por Richard G. Budynas et al. [27] y Robert L. Mott [28], la eficiencia de la transmisión de una fuerza por un tornillo de bolas o de potencia (donde la diferencia entre ambos radica en el nivel de este parámetro) se puede expresar como la relación del par torsional necesario para mover una carga sin fricción dividida entre el par torsional necesario para mover la misma carga con fricción. Entonces la eficiencia e está dada por:

$$e = \frac{\tau_0}{\tau_s} \quad (2.56)$$

$$e = \frac{Fl_s}{2\pi\tau_s} \quad (2.57)$$

donde τ_0 representa el valor del par torsional necesario para mover una carga sin fricción, τ_s representa el valor del par torsional necesario para mover la misma carga con fricción, F representa la suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca y l_s representa el valor del paso del tornillo.

Despejando la fuerza F de la expresión (2.57) se obtuvo la siguiente ecuación, la cual se utilizó como la fuerza generalizada F_x en la ecuación (2.55).

$$F = \frac{e2\pi\tau_s}{l_s} \quad (2.58)$$

Utilizando la ecuación (2.58), la expresión (2.44) puede escribirse en función del torque aplicado al tornillo dando como resultado la siguiente expresión:

$$\ddot{x}_b = \frac{\frac{e2\pi\tau_s}{l_s} - \{2J_2S_2A_2 + 2J_3S_1A_1 - J_4(A_3S_2 + C_1A_2)\}\dot{x}_b^2 - b\dot{x}_b - M_{ba}gl_{c1}\cos(\theta)S_2 - M_{ca}gl_{c2}\cos(\alpha + \sigma)S_1}{2A_0} \quad (2.59)$$

Para probar la validez de la ecuación dinámica (2.59) se utilizó el modelo CAD desarrollado en SolidWorks y el complemento “SOLIDWORKS Motion” el cual puede ser configurado para utilizar tres posibles modos: “animación”, “movimiento básico” y “análisis de movimiento”. Para este trabajo de tesis se decidió utilizar el modo de “análisis de movimiento” ya que este permite una simulación precisa y un análisis basado en los efectos generados por fuerzas, resortes, amortiguadores y fricción, además, este también toma en cuenta propiedades de los materiales utilizados en el ensamble, como la masa y la inercia de los mismos. Para realizar la comparación entre los resultados arrojados por la ecuación (2.59) y los devueltos por el “análisis de movimiento” se aplicó un torque constante a la entrada del tornillo tal como se muestra en la Figura 2.10.

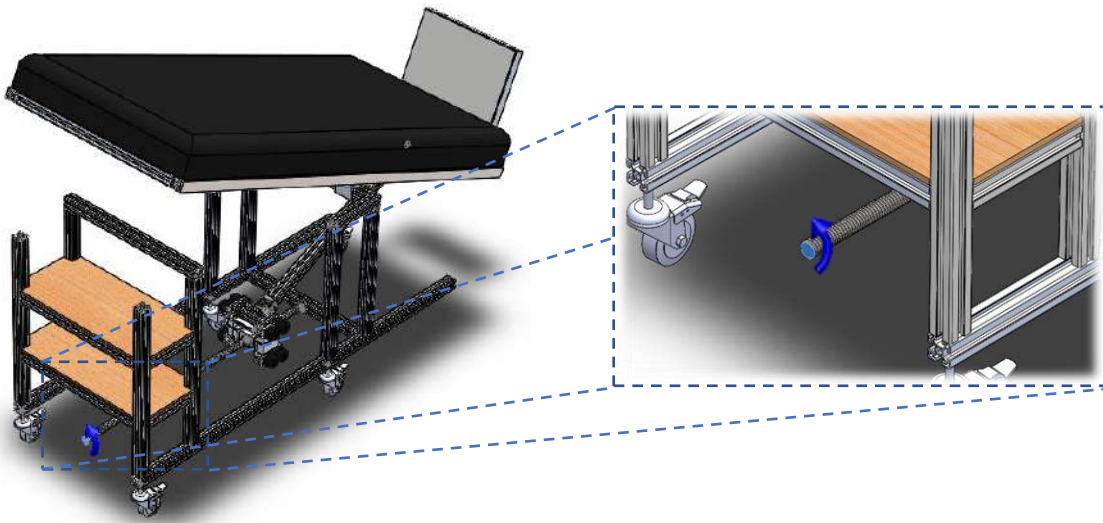


Figura 2.10 Torque constante aplicado al tornillo

Como el torque de entrada es aplicado al extremo del tronillo es necesario tomar en consideración la inercia del mismo por lo que τ_s se definió de la siguiente manera:

$$\tau_s = \tau_i - J_s \ddot{\theta}_s \quad (2.60)$$

donde τ_i representa el torque a la entrada del tornillo, J_s representa la inercia del tornillo y $\ddot{\theta}_s$ representa la aceleración angular del tornillo.

Sustituyendo la ecuación (2.60) en (2.59) y reescribiendo la aceleración angular del tronillo en función de la aceleración del centro de masa del bloque de desplazamiento se consiguió una ecuación dinámica que describe el comportamiento del mecanismo de inclinación en función de un torque aplicado a la entrada del tornillo.

$$\dot{x}_b = \frac{\frac{e2\pi\tau_i}{l_s} - \{2J_2S_2A_2 + 2J_3S_1A_1 - J_4(A_3S_2 + C_1A_2)\}\dot{x}_b^2 - b\dot{x}_b - M_{ba}gl_{c1}\cos(\theta)S_2 - M_{ca}gl_{c2}\cos(\alpha + \sigma)S_1}{2A_0 + J_s\left(\frac{2\pi}{l_s}\right)^2} \quad (2.61)$$

La respuesta de dicha ecuación fue comparada con la respuesta devuelta por el “análisis de movimiento” del complemento “SOLIDWORKS motion”.

Para evaluar la precisión de los resultados se decidió utilizar la Raíz del Error Cuadrático Medio o RMSE por sus siglas en inglés (Root Mean Square Error), la cual es comúnmente utilizada para medir la diferencia entre los valores predichos por un modelo y los valores observados. La Raíz del Error Cuadrático Medio es siempre un valor positivo, donde 0 indica un ajuste perfecto de los datos. La Raíz del Error Cuadrático Medio se puede calcular usando la siguiente expresión:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}{n}} \quad (2.62)$$

Comparación 1

Los parámetros generales de configuración que se utilizaron para el análisis de movimiento en SolidWorks son: 75 frames por segundo, 90 (sin unidades) de resolución de contacto 3D, precisión de 0.0000000100 (sin unidades) y un valor de 9.81 m/s² para la aceleración de gravedad tal como se muestra en la Figura 2.11.

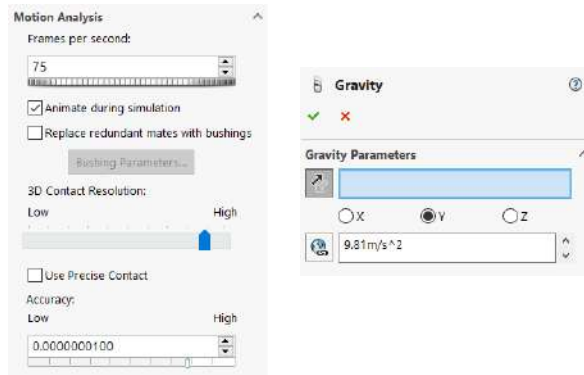


Figura 2.11 Parámetros de configuración utilizados en el análisis de movimiento

Los valores utilizados en la ecuación de movimiento del mecanismo de inclinación (ecuación 2.61), se listan en detalle en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2 Parámetros del mecanismo de inclinación

Parámetro	Valor numérico
ε	0.0601 m
l_1	0.8100 m
l_{c1}	0.4050 m
l_2	0.5676 m
l_{c2}	0.2115 m
l_3	0.8601 m
l_4	0.5600 m
M_{bl}	3.1153 kg
M_{ba}	1.2915 kg
M_{ca}	47.930 kg
I_{ca}	15.120 kg m ²
g	9.81 m/s ²
l_s	6.450 mm
J_s	0.0002645 kg m ²
σ	0.7766 rad
τ_i	0.3 Nm
e	1.00 sin unidades
b	0 N s/m

Para obtener la solución de la ecuación (2.67) se utilizó el software Matlab y la herramienta Simulink ofrecida por el mismo.

En las Figuras 2.12, 2.13, 2.14 y 2.15 se muestran los resultados obtenidos a través del software SolidWorks (línea negra continua) y los resultados obtenidos de manera teórica (línea roja discontinua), el tiempo transcurrido desde el inicio hasta el final de las mediciones es de 1.595 s, para esta prueba la cama partió desde una posición horizontal de 90° hasta alcanzar una posición vertical de 0°.

En la Figura 2.12 se muestra la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento la cual parte desde 0 m hasta alcanzar un valor de 0.79 m, el resultado teórico se obtuvo a partir de la solución de la ecuación (2.61), el valor RMSE correspondiente a este resultado es de 7.3924×10^{-4} .

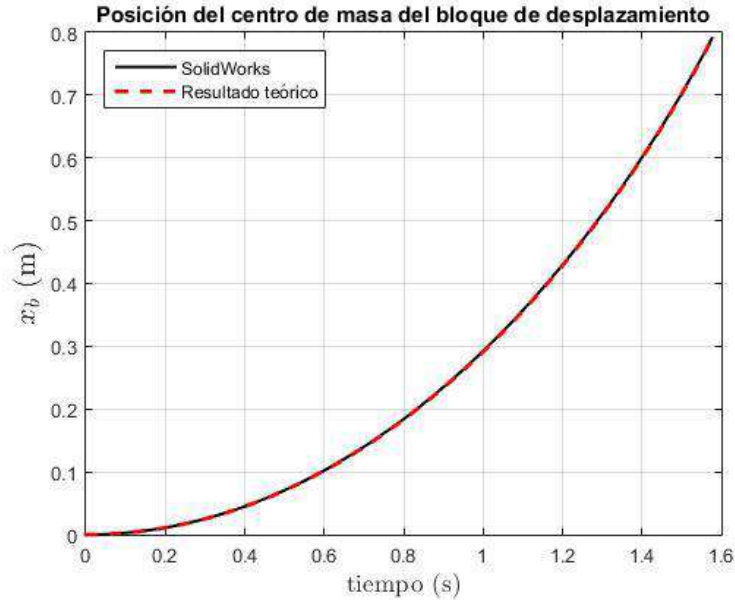


Figura 2.12 Gráfica de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 1

En la Figura 2.13 se muestra la velocidad lineal del centro de masa del bloque de desplazamiento la cual va desde 0 m/s hasta 1.2 m/s, el resultado teórico se obtuvo a partir de la solución de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 6.6546×10^{-3} .

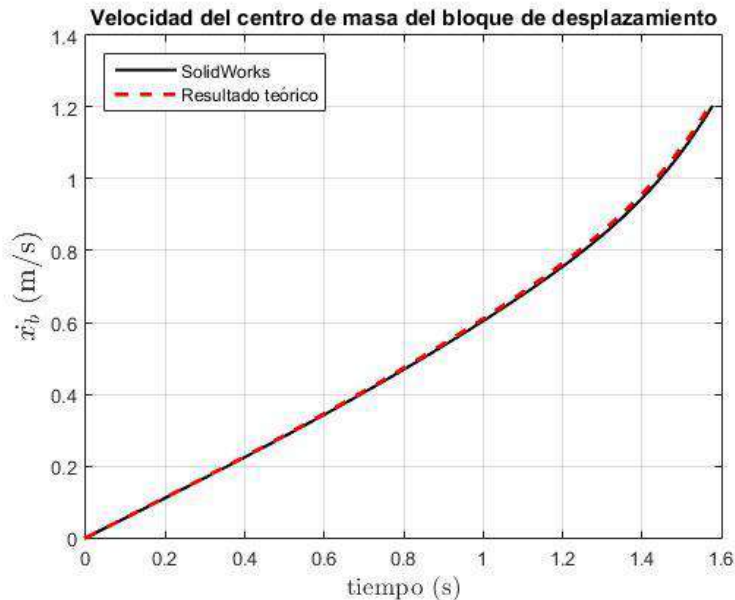


Figura 2.13 Gráfica de la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 1

En la Figura 2.14 se muestra la posición angular de la mesa de inclinación la cual parte desde una posición inicial de 1.57 rad (90°) hasta alcanzar el valor de 0 rad (0°), el resultado teórico se obtuvo a partir de la ecuación (2.11) utilizando el valor de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento obtenida a partir de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 3.4587×10^{-3} .

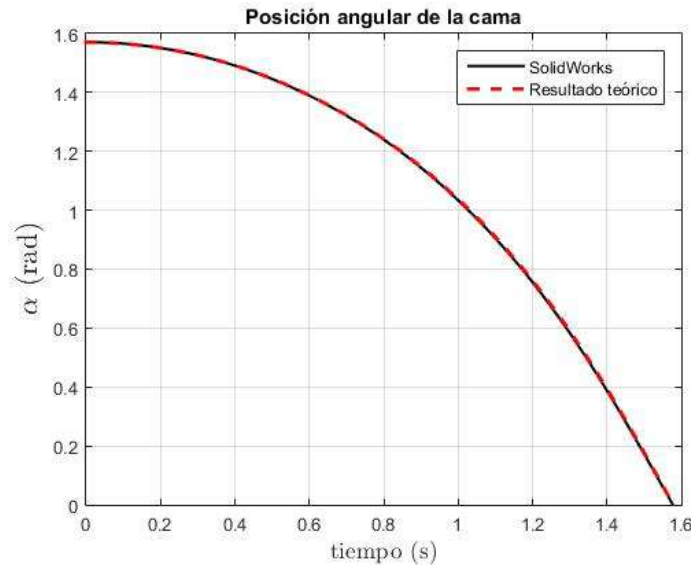


Figura 2.14 Gráfica de la posición angular de la cama comparación 1

En la Figura 2.15 se muestra la velocidad angular de la mesa de inclinación la cual va desde una velocidad inicial de 0 rad/s hasta 2.18 rad/s en el caso del valor devuelto por el estudio de movimiento y de 2.24 rad/s en el caso del resultado teórico, mostrando una ligera variación entre ambos, el resultado teórico se obtuvo a partir de la ecuación (2.16) utilizando el valor de la velocidad lineal del centro de masa del bloque de desplazamiento obtenida a partir de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 1.8032×10^{-2} .

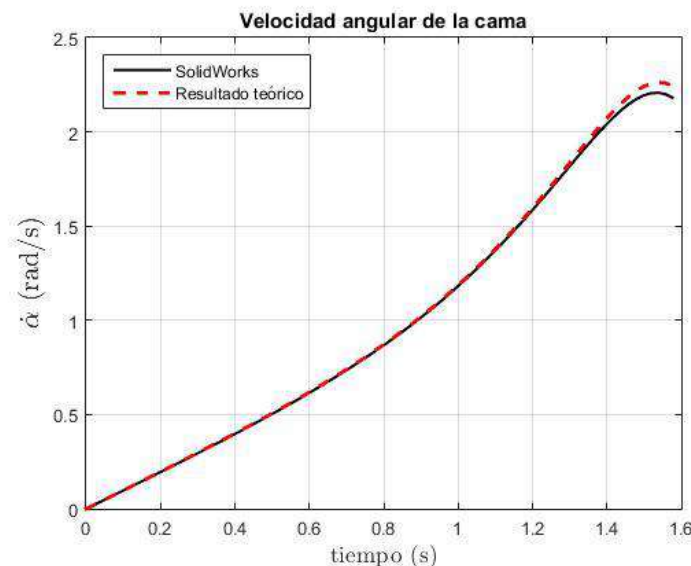


Figura 2.15 Gráfica de la velocidad angular de la cama comparación 1

Comparación 2

Los parámetros de configuración utilizados para realizar el análisis de movimiento en SolidWorks para esta segunda comparación coinciden con los utilizados en la comparación anterior.

En esta comparación se introdujo peso extra a la mesa de inclinación, por lo que en SolidWorks se emuló un cuerpo humano con un modelo CAD, las medidas (en metros) del mismo se muestran en la Figura 2.16, el material utilizado para este modelo CAD fue agua.

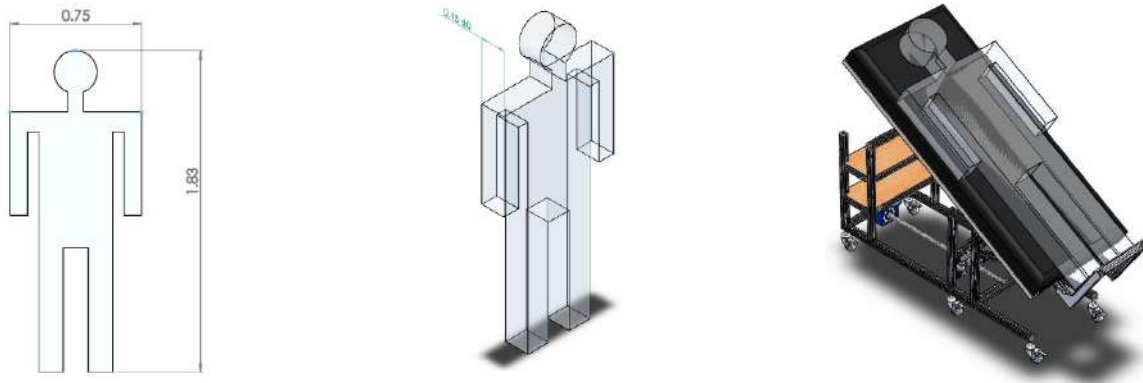


Figura 2.16 Modelo CAD del cuerpo humano

La Tabla 2.3 muestra en detalle el valor de los parámetros asociados al modelo CAD del cuerpo humano.

Tabla 2.3 Parámetros asociados al modelo CAD del cuerpo humano

Parámetro	Valor numérico
Alto	1.83 m
Ancho	0.75 m
Espesor	0.15 m
Masa	106.88 kg

Para la obtención de los resultados teóricos fue necesario cambiar algunos parámetros con respecto a la comparación anterior, en la Tabla 2.4 se muestra el valor de los parámetros modificados (si algún parámetro no es listado, su valor permanece sin cambios con respecto a la comparación anterior).

Tabla 2.4 Parámetros ajustados para la realización de la comparación 2

Parámetro	Valor numérico
l_{c2}	0.3289 m
M_{ca}	154.806 kg
I_{ca}	37.94 kg m ²
σ	0.8750 rad
τ_i	0.7 Nm

En las Figuras 2.17, 2.18, 2.19 y 2.20 se compararon los resultados obtenidos a través del software SolidWorks (línea negra continua) y los resultados obtenidos de manera tórica (línea roja discontinua), el tiempo transcurrido desde el inicio hasta el final de las mediciones es de 2.84 s, para esta prueba la cama partió desde una posición horizontal de 90° hasta alcanzar una posición vertical de 0° .

En la Figura 2.17 se muestra la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento la cual parte desde una posición inicial de 0 m hasta alcanzar un valor de 0.79 m, el resultado teórico se obtuvo a partir de la solución de la ecuación (2.61), el valor RMSE correspondiente a este resultado es de 4.1014×10^{-4} .

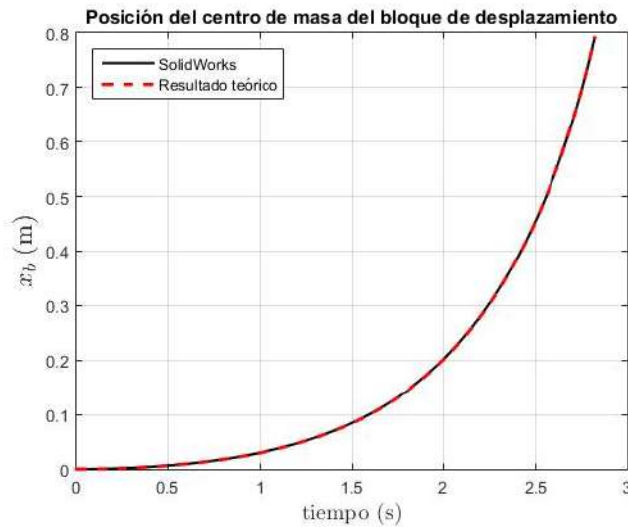


Figura 2.17 Gráfica de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 2

En la Figura 2.18 se muestra la velocidad lineal del centro de masa del bloque de desplazamiento la cual va desde un valor inicial de 0 m/s hasta 1.47 m/s, el resultado teórico se obtuvo a partir de la solución de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 3.3184×10^{-3} .

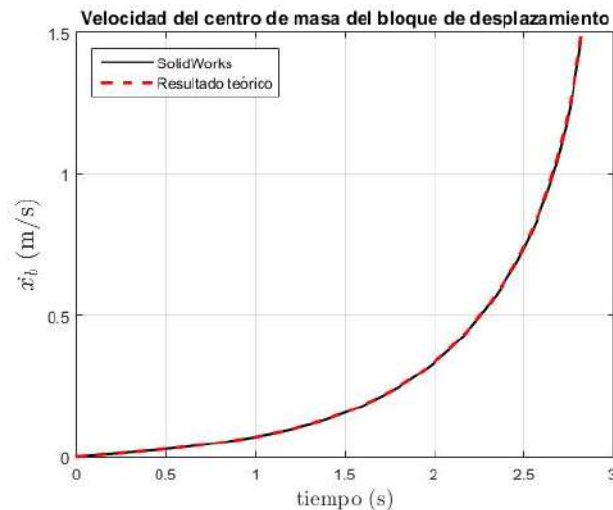


Figura 2.18 Gráfica de la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento comparación 2

En la Figura 2.19 se muestra la posición angular de la mesa de inclinación la cual parte desde una posición inicial de 1.57 rad (90°) hasta alcanzar el valor de 0 rad (0°), el resultado teórico se obtuvo a partir de la ecuación (2.11) utilizando el valor de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento obtenida de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 2.2565×10^{-3} .

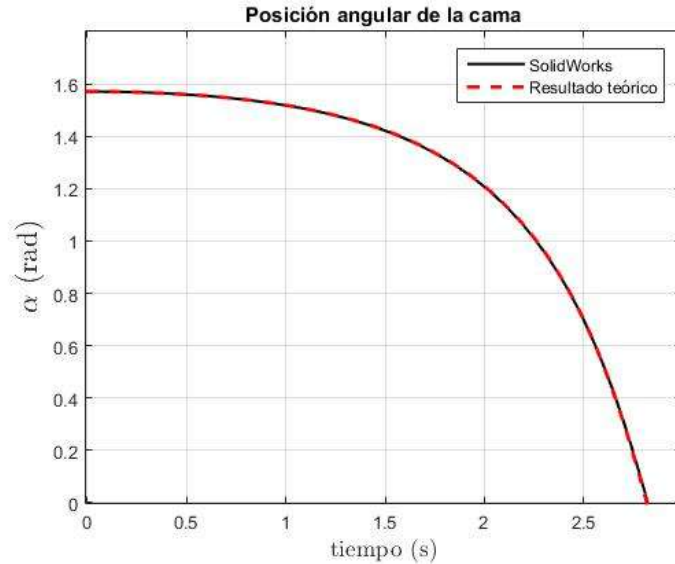


Figura 2.19 Gráfica de la posición angular de la cama comparación 2

En la Figura 2.20 se muestra la velocidad angular de la mesa de inclinación la cual va desde una velocidad inicial de 0 rad/s hasta 2.68 rad/s en el caso del valor devuelto por el estudio de movimiento y de 2.78 rad/s en el caso del resultado teórico, mostrando una ligera variación entre ambos, el resultado teórico se obtuvo a partir de la ecuación (2.16) utilizando el valor de la velocidad lineal del centro de masa del bloque de desplazamiento obtenida a partir de la ecuación (2.61). El valor RMSE correspondiente a este resultado es de 2.1991×10^{-2} .

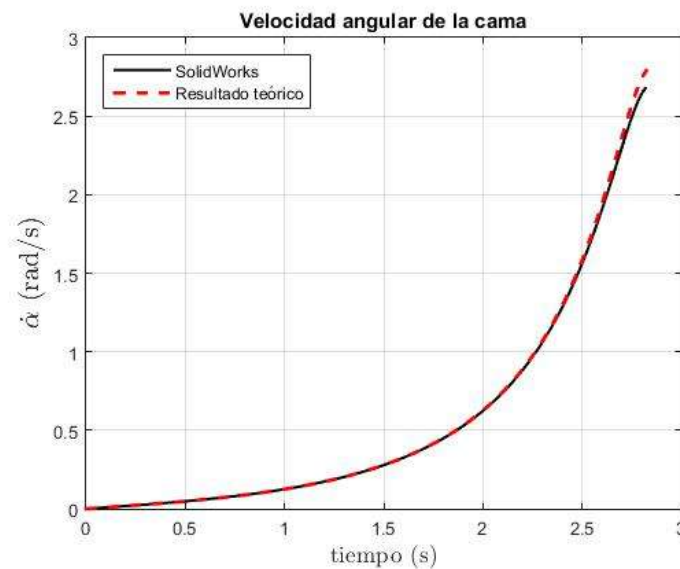


Figura 2.20 Gráfica de la velocidad angular de la cama comparación 2

Como se pudo observar en las dos comparaciones llevadas a cabo, las diferentes mediciones arrojaron valores pequeños de la Raíz del Error Cuadrático Medio, lo que destaca la precisión de las respuestas obtenidas de manera teórica, comparadas contra aquellas devueltas por el software SolidWorks. Este resultado nos garantizó que las ecuaciones cinemáticas y dinámicas del mecanismo de inclinación predecirían el comportamiento real de dicho sistema con precisión.

2.3 Sistema electromecánico

Un motor es un componente electromecánico que genera un desplazamiento angular a la salida usando un voltaje como entrada, dicho de otra forma, una salida mecánica generada a partir de una entrada eléctrica. La obtención de las ecuaciones dinámicas del sistema electromecánico se basó en el desarrollo presentado por Norman S. Nise [29] en el cual se deduce la función de transferencia de un servomotor DC controlador por armadura.

La Figura 2.21 muestra un diagrama eléctrico del motor DC utilizado en este trabajo de tesis.

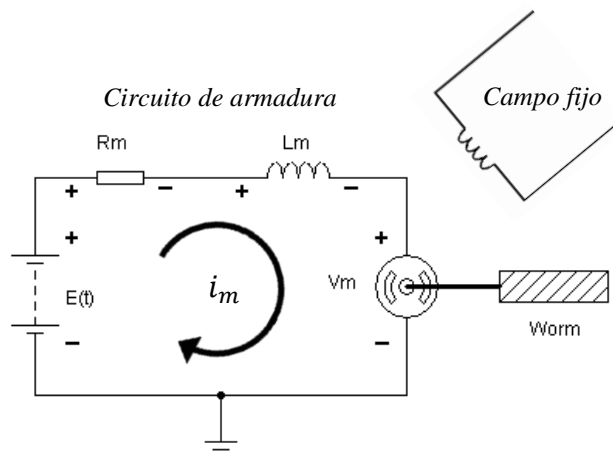


Figura 2.21 Diagrama eléctrico del motor de DC

donde R_m representa el valor de la resistencia asociada al motor de DC, L_m representa el valor de la inductancia asociada al motor de DC, i_m representa el valor de la corriente que circula a través del circuito de armadura, V_m representa el valor del voltaje contra electromotriz o contra fem y $E(t)$ representa el valor del voltaje de entrada.

En la Figura 2.21 un campo magnético fijo es desarrollado a través de un electroimán estacionario, el cual es llamado “campo fijo”. Un circuito rotatorio llamado “armadura” a través del cual fluye una corriente i_m pasa a través de este campo magnético, sintiendo una fuerza $F = Bli_a$, donde B es la intensidad del campo magnético y l es la longitud del conductor. El torque resultante hace girar el rotor.

En el motor ocurre otro fenómeno, un conductor moviéndose en ángulo recto respecto a un campo magnético genera un voltaje en las terminales del conductor igual a $e = Blv$, donde e es el voltaje

y v es la velocidad del conductor normal al campo magnético. Puesto que la armadura portadora de corriente está rotando en un campo magnético su voltaje es proporcional a la velocidad, por lo que:

$$V_m = k_e \dot{\theta}_m \quad (2.63)$$

donde k_e es una constante de proporcionalidad llamada constante de contra fem (constante eléctrica del motor) y $\dot{\theta}_m$ es la velocidad angular del motor.

La relación entre la corriente de armadura i_m , el voltaje aplicado a la armadura $E(t)$, y el voltaje contraelectromotriz V_m se encontró aplicando la ley de voltajes de Kirchhoff alrededor de la malla de la armadura.

$$E(t) - V_{Rm} - V_{Lm} - V_m = 0 \quad (2.64)$$

Por ley de ohm se sabe que el voltaje que cae sobre una resistencia es directamente proporcional al valor de la resistencia y a la corriente que circula a través de ésta por lo que:

$$V_{Rm} = R_m i_m \quad (2.65)$$

El voltaje que cae a través del inductor se calculó de la siguiente forma:

$$V_{Lm} = L_m \frac{di_m}{dt} \quad (2.66)$$

Sustituyendo (2.65) y (2.66) en (2.64) se definió la ecuación eléctrica del motor DC como sigue:

$$E(t) - R_m i_m - L_m \frac{di_m}{dt} - k_e \dot{\theta}_m = 0 \quad (2.67)$$

El torque desarrollado por el motor es proporcional a la corriente de armadura por lo que:

$$\tau_m = k_m i_m \quad (2.68)$$

donde τ_m es el torque generado por el rotor debido a una corriente de excitación y k_m es una constante mecánica de proporcionalidad.

Como se expresa en el trabajo desarrollado por B.W. Mooring [30], la ecuación dinámica del motor de corriente directa tomando en cuenta el toque generado por el gusano del reductor se puede expresar de la siguiente forma:

$$\tau_m - \tau_w - J_m \ddot{\theta}_m - b_m \dot{\theta}_m = 0 \quad (2.69)$$

donde τ_w es el torque generado por el gusano, J_m es la inercia del motor, $\ddot{\theta}_m$ es la aceleración angular del motor, b_m es el coeficiente de fricción viscosa del motor y $\dot{\theta}_m$ es la velocidad angular del motor.

Se asume que la conexión entre el eje del motor y del gusano es rígida, por lo que la posición angular del motor θ_m y la posición angular del gusano θ_w , son equivalentes.

Del trabajo realizado por A. Razzaghi [31] que aborda el diseño de reductores tipo tornillo sin fin corona, sabemos que la posición angular del gusano θ_w y la posición angular del engrane θ_g se encuentran relacionadas cinemáticamente por la expresión:

$$\theta_g = \theta_w \frac{N_w}{N_g} \quad (2.70)$$

donde N_w representa el número de hilos del gusano y N_g representa el número de dientes de la corona.

Por lo que la ecuación eléctrica y dinámica que describen al motor y su conexión a la entrada del reductor, pueden ser escritas como:

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{E(t) - R_m i_m - k_e \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{L_m} \quad (2.71)$$

$$J_m \ddot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w} = k_m i_m - \tau_w - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w} \quad (2.72)$$

Debido a que el modelo dinámico será descrito en función del torque entregado a la salida del reducto, la ecuación (2.72) se reescribió utilizando la relación entre el torque de entrada y el torque de salida del reductor la cual está dada por la siguiente expresión:

$$\tau_w = \eta \tau_g \quad (2.73)$$

donde τ_w representa el torque de entra del reductor, τ_g representa el torque de salida del reductor y η es una medida de la eficiencia del reductor.

Sustituyendo la expresión (2.73) en (2.72) se obtuvo la siguiente expresión:

$$J_m \ddot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w} = k_m i_m - \eta \tau_g - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w} \quad (2.74)$$

Despejando $\ddot{\theta}_g$ de la ecuación (2.74) se obtuvo la siguiente ecuación dinámica que describe el comportamiento de la corona.

$$\ddot{\theta}_g = \frac{k_m i_m - \eta \tau_g - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{J_m \frac{N_g}{N_w}} \quad (2.75)$$

2.4 Sistema mecánico de rotación

Los sistemas mecánicos rotacionales se encuentran constituidos por resortes de torsión, amortiguadores viscosos e inercias. En este trabajo de tesis, el tornillo embalado y el tornillo con rosca Acme correspondientes a cada uno de los prototipos, se modelaron como un cuerpo rígido; físicamente ambos tornillos se conectaron a la corona del reductor a través de un coplee rígido y una cuña; para poder realizar un modelo preciso del sistema mecánico de rotación, la corona del reductor y el tornillo se conectaron a través de un resorte de torsión y un amortiguador viscoso (Figura 2.22). Se definió k_r como la constante del resorte y b_r como la constante de fricción viscosa.

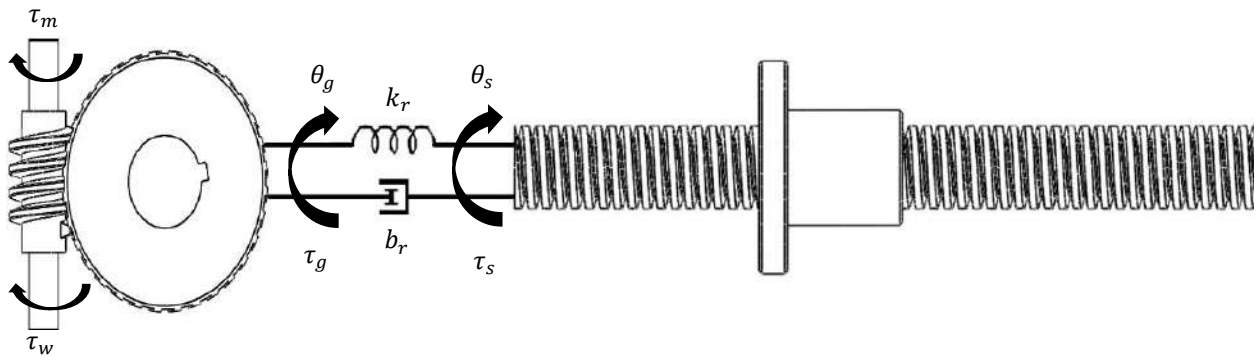


Figura 2.22 Elementos del sistema mecánico de rotación

Si θ_s es la posición angular del tornillo, entonces el torque desarrollado por la corona τ_g puede ser escrito como una función de las posiciones y velocidades relativas de la corona y el tornillo.

$$\tau_g = k_r(\theta_g - \theta_s) + b_r(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_s) \quad (2.76)$$

Realizando una suma de torques alrededor de la inercia del tornillo se obtiene la siguiente expresión:

$$\tau_s = \tau_g - J_s \ddot{\theta}_s \quad (2.77)$$

Sustituyendo la expresión (2.76) en (2.77) se obtuvo una ecuación que describe el torque entregado al tornillo en función de las posición y velocidades relativas de la corona y el tornillo.

$$\tau_s = k_r(\theta_g - \theta_s) + b_r(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_s) - J_s \ddot{\theta}_s \quad (2.78)$$

2.5 Sistema de accionamiento directo

2.5.1 Tornillo Acme

Para modelar la interacción entre la tuerca del tornillo con rosca Acme y el bloque de desplazamiento, se consideró una conexión rígida entre estos elementos, tal como se muestra en la Figura 2.23.

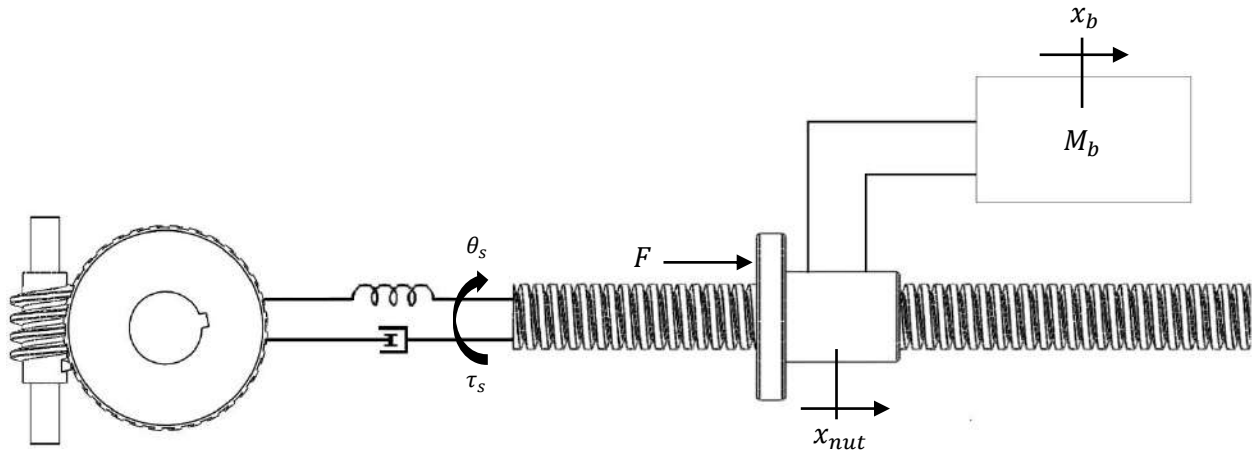


Figura 2.23 Elementos del sistema de accionamiento directo del tornillo con rosca Acme

Se estableció la relación cinemática entre el desplazamiento lineal de la tuerca y el desplazamiento angular del tornillo, de la siguiente forma:

$$x_{nut} = \theta_s \frac{l_s}{2\pi} \quad (2.79)$$

donde x_{nut} representa la posición del centro de masa de la tuerca, θ_s representa la posición angular del tornillo y l_s representa el paso del tornillo con rosca Acme.

Dado que la conexión entre la tuerca y el bloque de desplazamiento se consideró como rígida, la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento se puede definir como la posición del centro de masa de la tuerca más una distancia horizontal constante, tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$x_b = x_{nut} + x_{cte} \quad (2.80)$$

donde x_{cte} representa la distancia horizontal entre el centro de masa de la tuerca y el centro de masa del bloque de desplazamiento.

Despejando x_{nut} de la ecuación (2.80) y sustituyendo el resultado en la ecuación (2.79) se obtuvo una expresión para determinar la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento en función del desplazamiento angular del tornillo.

$$x_b - x_{cte} = \theta_s \frac{l_s}{2\pi} \quad (2.81)$$

Dado que x_{cte} es muy pequeño, dicho valor es despreciado dando como resultado la siguiente ecuación:

$$x_b = \theta_s \frac{l_s}{2\pi} \quad (2.82)$$

Despejando la posición angular del tornillo de la ecuación (2.82) se obtuvo la siguiente expresión:

$$\theta_s = x_b \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.83)$$

Derivando con respecto al tiempo la expresión (2.83), se obtuvo la velocidad angular del tornillo con rosca Acme respecto a la velocidad lineal del centro de masa del bloque de desplazamiento.

$$\dot{\theta}_s = \dot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.84)$$

Derivando con respecto al tiempo la ecuación (2.84), se obtuvo la aceleración angular del tornillo con respecto a la aceleración lineal del bloque de desplazamiento.

$$\ddot{\theta}_s = \ddot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.85)$$

Sustituyendo las expresiones (2.83), (2.84) y (2.85) en la ecuación (2.78), el torque aplicado al tornillo con rosca Acme se puede describir de la siguiente manera:

$$\tau_s = k_r \left(\theta_g - x_b \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \right) - J_s \ddot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.86)$$

El último parámetro a considerar con respecto a la interacción entre la tuerca, el tornillo con rosca Acme y el bloque de desplazamiento es el valor de la eficiencia propia de este tipo de tornillos, la cual ronda entre el 30% o menos [27, 28].

2.5.2 Tornillo embalado

Para modelar la interacción entre la tuerca del tornillo embalado y el bloque de desplazamiento, se implementó un resorte y un amortiguador lineal entre ambos, tal como se muestra en la Figura 2.24.

La fuerza aplicada al bloque de desplazamiento se describió en función de las posiciones y velocidades lineales relativas al bloque de desplazamiento y la tuerca embalada, ecuación (2.87).

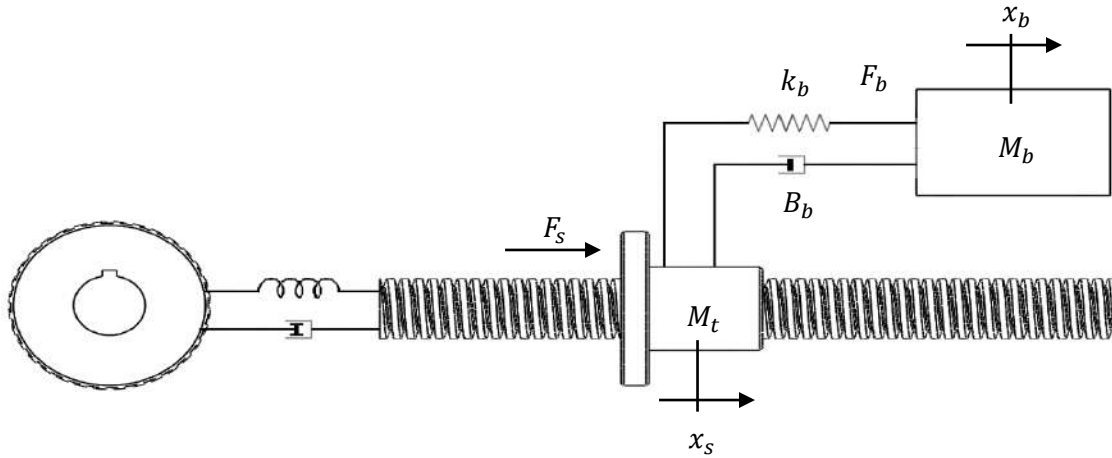


Figura 2.24 Elementos del sistema de accionamiento directo del tornillo embalado

$$F_b = k_b(x_s - x_b) + B_b(\dot{x}_s - \dot{x}_b) \quad (2.87)$$

donde k_b representa la rigidez del resorte, B_b representa el valor del coeficiente de fricción viscosa del amortiguador, x_s representa la posición del centro de masa la tuerca embalada, x_b representa la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento y F_b la fuerza aplicada al bloque de desplazamiento.

La ecuación diferencial que describe la aceleración de la tuerca embalada se muestra en la siguiente expresión:

$$\ddot{x}_s = \frac{F_s + k_b(x_b - x_s) + B_b(\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t} \quad (2.88)$$

donde M_t representa la masa de la tuerca, F_s representa la suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre la tuerca y \ddot{x}_s la aceleración de la tuerca embalada.

Sustituyendo la expresión (2.58) en (2.88) se obtuvo:

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi\tau_s}{l_s} + k_b(x_b - x_s) + B_b(\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t} \quad (2.89)$$

Sustituyendo la ecuación (2.78) en (2.89), se consiguió una expresión que describe la aceleración de la tuerca en función de las posiciones y velocidades relativas de la corona y el tornillo.

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi}{l_s}(k_r(\theta_g - \theta_s) + b_r(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_s) - J_s\ddot{\theta}_s) + k_b(x_b - x_s) + B_b(\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t} \quad (2.90)$$

La expresión cinemática que relaciona el desplazamiento lineal de la tuerca y el desplazamiento angular del tornillo embalado es:

$$x_s = \theta_s \frac{l_s}{2\pi} \quad (2.91)$$

Despejando θ_s de la expresión anterior se obtuvo:

$$\theta_s = x_s \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.92)$$

Derivando con respecto al tiempo la expresión (2.92) se obtuvo:

$$\dot{\theta}_s = \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.93)$$

Derivando con respecto al tiempo la expresión (2.93) se obtuvo:

$$\ddot{\theta}_s = \ddot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \quad (2.94)$$

Sustituyendo (2.92), (2.93) y (2.94) en (2.90) se obtuvo la siguiente ecuación:

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi}{l_s} \left(k_r \left(\theta_g - x_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) - J_s \ddot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + k_b(x_b - x_s) + B_b(\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t} \quad (2.95)$$

Reorganizando los términos en la expresión (2.95) se obtuvo una ecuación dinámica que describe el comportamiento de la tuerca embalada en función de las posiciones y velocidades relativas de la corana y la tuerca embalada.

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi}{l_s} \left\{ k_r \left(\theta_g - x_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} + k_b(x_b - x_s) + B_b(\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t + J_s e \left(\frac{2\pi}{l_s} \right)^2} \quad (2.96)$$

El último parámetro a considerar con respecto a la interacción entre la tuerca, el tornillo embalado y el bloque de desplazamiento es el valor de la eficiencia propia de este tipo de tornillos, la cual puede tener valores por arriba del 80% [27, 28].

2.6 Modelo matemático

2.6.1 Tornillo Acme

Para establecer el modelo matemático final de la mesa de inclinación usando el tornillo con rosca Acme se parte de las ecuaciones (2.59), (2.71) y (2.75) las cuales se reescriben a continuación:

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{E(t) - R_m i_m - k_e \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{L_m} \quad (2.97)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{k_m i_m - \eta \tau_g - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{J_m \frac{N_g}{N_w}} \quad (2.98)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{\frac{e2\pi\tau_s}{l_s} - \{2J_2 S_2 A_2 + 2J_3 S_1 A_1 - J_4 (A_3 S_2 + C_1 A_2)\} \dot{x}_b^2 - b \dot{x}_b - M_{ba} g l_{c1} \cos(\theta) S_2 - M_{ca} g l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) S_1}{2A_0} \quad (2.99)$$

Por último, la ecuación (2.76) se reescribe en función de la posición y velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y se sustituye en (2.98), y la ecuación (2.86) se sustituye en (2.99), dando como resultado el siguiente modelo matemático final para la mesa de inclinación que usa el tornillo con rosca Acme:

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{E(t) - R_m i_m - k_e \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{L_m} \quad (2.100)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{k_m i_m - \eta \left\{ k_r \left(\theta_g - x_b \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{J_m \frac{N_g}{N_w}} \quad (2.101)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{\frac{e2\pi}{l_s} \left\{ k_r \left(\theta_g - x_b \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_b \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} - \psi \dot{x}_b^2 - b \dot{x}_b - M_{ba} g l_{c1} \cos(\theta) S_2 - M_{ca} g l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) S_1}{2A_0 + J_s e \left(\frac{2\pi}{l_s} \right)^2} \quad (2.102)$$

donde:

$$\psi = \{2J_2 S_2 A_2 + 2J_3 S_1 A_1 - J_4 (A_3 S_2 + C_1 A_2)\} \quad (2.103)$$

En la Tabla 2.5 se describen en detalle cada uno de los parámetros utilizados en el modelo matemático final de la mesa de inclinación que utiliza el tornillo con rosca Acme.

Tabla 2.5 Parámetros utilizados en el modelo matemático de la mesa de inclinación con tornillo rosca Acme

Parámetro	Descripción	Parámetro	Descripción
$E(t)$	Voltaje de entrada del motor de DC	k_r	Constante de rigidez torsional del resorte
R_m	Resistencia del motor de DC	b_r	Fricción viscosa del amortiguador de torsión
i_m	Corriente del motor de DC	l_s	Paso del tornillo con rosca Acme
L_m	Inductancia del motor de DC	J_s	Inercia del tornillo con rosca Acme
J_m	Inercia del motor de DC	x_b	Pos. del centro de masa del bloque de desplazamiento
b_m	Fricción viscosa del motor de DC	\dot{x}_b	Vel. del centro de masa del bloque de desplazamiento
k_m	Constante mecánica del motor de DC	\ddot{x}_b	Acel. del centro de masa del bloque de desplazamiento
k_e	Constante eléctrica del motor de DC	M_{ba}	Masa de la barra de empuje
N_g	Número de dientes de la corona	M_{ca}	Masa de la cama
N_w	Número de hilos del gusano	M_{bl}	Masa del bloque de desplazamiento
η	Coefficiente de eficiencia del reductor	l_{c1}	Pos. Del centro de masa de la barra de empuje
θ_g	Pos. angular de la salida del reductor	l_{c2}	Pos. Del centro de masa de la cama.
$\dot{\theta}_g$	Vel. angular de la salida del reductor	α	Ángulo de inclinación de la cama
$\ddot{\theta}_g$	Acel. angular de la salida del reductor	θ	Ángulo de inclinación de la barra de empuje
σ	Ángulo del centro de masa de la cama	g	Aceleración de gravedad
e	Eficiencia del tornillo con rosca Acme	b	Coefficiente de fricción viscosa de la mesa
l_1	Largo de la barra de empuje	l_2	Distancia de la Revoluta R_2 a la Revoluta R_3
l_3	Posición horizontal de la Revoluta R_3	l_4	Posición vertical de la Revoluta R_4
ε	Distancia horizontal del centro de masa del bloque de desplazamiento a la Revoluta R_1	I_{ca}	Inercia de la cama

2.6.2 Tornillo Embalado

Para establecer el modelo matemático final de la mesa de inclinación usando el tornillo embalado se parte de las ecuaciones (2.44), (2.71), (2.75) y (2.96) las cuales se reescriben a continuación:

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{E(t) - R_m i_m - k_e \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{L_m} \quad (2.104)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{k_m i_m - \eta \tau_g - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{J_m \frac{N_g}{N_w}} \quad (2.105)$$

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi}{l_s} \left\{ k_r \left(\theta_g - x_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} + k_b (x_b - x_s) + B_b (\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t + J_s e \left(\frac{2\pi}{l_s} \right)^2} \quad (2.106)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{F_{x_b} - \{2J_2 S_2 A_2 + 2J_3 S_1 A_1 - J_4 (A_3 S_2 + C_1 A_2)\} \dot{x}_b^2 - b \dot{x}_b - M_{ba} g l_{c1} \cos(\theta) S_2 - M_{ca} g l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) S_1}{2A_0} \quad (2.107)$$

Por último, la ecuación (2.76) se reescribe en función de la posición y velocidad del centro de masa de la tuerca embalada y se sustituye en (2.105), y la ecuación (2.87) se sustituye en (2.107) dando

como resultado el siguiente modelo matemático final para la mesa de inclinación que usa el tornillo embalado:

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{E(t) - R_m i_m - k_e \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{L_m} \quad (2.108)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{k_m i_m - \eta \left\{ k_r \left(\theta_g - x_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} - b_m \dot{\theta}_g \frac{N_g}{N_w}}{J_m \frac{N_g}{N_w}} \quad (2.109)$$

$$\ddot{x}_s = \frac{\frac{e2\pi}{l_s} \left\{ k_r \left(\theta_g - x_s \frac{2\pi}{l_s} \right) + b_r \left(\dot{\theta}_g - \dot{x}_s \frac{2\pi}{l_s} \right) \right\} + k_b (x_b - x_s) + B_b (\dot{x}_b - \dot{x}_s)}{M_t + J_s e \left(\frac{2\pi}{l_s} \right)^2} \quad (2.110)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{k_b (x_s - x_b) + B_b (\dot{x}_s - \dot{x}_b) - \beta \dot{x}_b^2 - b \dot{x}_b - M_{ba} g l_{c1} \cos(\theta) S_2 - M_{ca} g l_{c2} \cos(\alpha + \sigma) S_1}{2A_0} \quad (2.111)$$

donde:

$$\beta = \{2J_2 S_2 A_2 + 2J_3 S_1 A_1 - J_4 (A_3 S_2 + C_1 A_2)\} \quad 2.112$$

En la Tabla 2.6 se describen en detalle cada uno de los parámetros utilizados en el modelo matemático final de la mesa de inclinación que utiliza el tornillo con rosca Acme.

Tabla 2.6 Parámetros utilizados en el modelo matemático de la mesa de inclinación con tornillo embalado

Parámetro	Descripción	Parámetro	Descripción
$E(t)$	Voltaje de entrada del motor de DC	k_r	Constante de rigidez torsional del resorte
R_m	Resistencia del motor de DC	b_r	Fricción viscosa del amortiguador de torsión
i_m	Corriente del motor de DC	l_s	Paso del tornillo con rosca Acme
L_m	Inductancia del motor de DC	J_s	Inercia del tornillo embalado
J_m	Inercia del motor de DC	x_b	Pos. del centro de masa del bloque de desplazamiento
b_m	Fricción viscosa del motor de DC	\dot{x}_b	Vel. del centro de masa del bloque de desplazamiento
k_m	Constante mecánica del motor de DC	\ddot{x}_b	Acel. del centro de masa del bloque de desplazamiento
k_e	Constante eléctrica del motor de DC	M_{ba}	Masa de la barra de empuje
N_g	Número de dientes de la corona	M_{ca}	Masa de la cama
N_w	Número de hilos del gusano	M_{bl}	Masa del bloque de desplazamiento
η	Coefficiente de eficiencia del reductor	l_{c1}	Pos. Del centro de masa de la barra de empuje
θ_g	Pos. angular de la salida del reductor	l_{c2}	Pos. Del centro de masa de la cama.
$\dot{\theta}_g$	Vel. angular de la salida del reductor	α	Ángulo de inclinación de la cama
$\ddot{\theta}_g$	Acel. angular de la salida del reductor	θ	Ángulo de inclinación de la barra de empuje
σ	Ángulo del centro de masa de la cama	g	Aceleración de gravedad
k_b	Constante de rigidez lineal del resorte	x_s	Pos. Del centro de masa de la tuerca
B_b	Fricción viscosa del amortiguador lineal	\dot{x}_s	Vel. Del centro de masa de la tuerca
M_t	Masa de la tuerca	\ddot{x}_s	Acel. Del centro de masa de la tuerca
b	Coefficiente de fricción viscosa de la mesa	l_2	Distancia de la Revoluta R_2 a la Revoluta R_3
l_1	Largo de la barra de empuje	l_4	Posición vertical de la Revoluta R_4
l_3	Posición horizontal de la Revoluta R_3	I_{ca}	Inercia de la cama
ε	Distancia horizontal del centro de masa del bloque de desplazamiento a la Revoluta R_1		

2.7 Conclusiones

El modelo matemático desarrollado en este capítulo, permite explicar los fenómenos asociados a la mesa de inclinación a través de simulaciones numéricas.

La determinación de la cantidad de GDL del mecanismo de inclinación permitió establecer de manera clara el número de variables independientes necesarias para describir el comportamiento completo del mecanismo.

Se desarrolló un modelo matemático fehaciente que emula con un error pequeño el comportamiento de la mesa de inclinación, la respuesta de este modelo se comparó contra la respuesta devuelta por SolidWorks mostrando una alta precisión, por lo que fue posible predecir cual sería el comportamiento del sistema utilizando los algoritmos de control PD y PID, realizando simulaciones.

Capítulo 3: Mecánica del prototipo

3.1 Sistema mecánico

Los sistemas mecánicos están constituidos fundamentalmente por componentes, dispositivos o elementos que tienen como función específica transportar o transmitir el movimiento desde las fuentes que lo generan, hasta un punto específico del mismo sistema, obteniendo diversos patrones de movimiento.

Los sistemas mecánicos comúnmente se encuentran asociados con sistemas eléctricos, para producir movimiento a partir de un motor de corriente directa o corriente alterna. Con el objetivo de reducir la velocidad y aumentar el par de torsión entregado por el motor eléctrico se emplean reductores de velocidad, los cuales se acoplan directamente al eje del motor y su salida es aprovechada por el resto del sistema.

3.1.1 Motor DC

El sistema mecánico de la mesa de inclinación utiliza un motor DC de la marca Dunker Motoren modelo GR 63X55. Sus principales características se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Características del motor GR 63X55

Característica	Unidades	Valor
Voltaje nominal	Vdc	40
Torque nominal	Ncm	270
Corriente continua	A	8.7
Velocidad sin carga	Rpm	3650
Inercia del rotor	g cm ²	750
Peso del motor	g	1700



Figura 3.1 Motor GR 63X55

3.1.2 Reductor de velocidad

El reductor utilizado en este trabajo de tesis es un reductor de la marca WMI con una relación de reducción de 30 a 1 (Figura 3.2). Este reductor es del tipo tornillo sin fin corona, también conocido como reductor con engranes de gusano. Esta clase de reductores se usan para transmitir movimiento y potencia entre ejes que forman 90° entre sí. La transmisión consiste en un sin fin o gusano, en el eje de alta velocidad el cual tiene una rosca helicoidal. Este sin fin impulsa a una corona que tiene un aspecto parecido al de un engrane helicoidal. A veces la corona se llama corona sin fin o solo engrane.

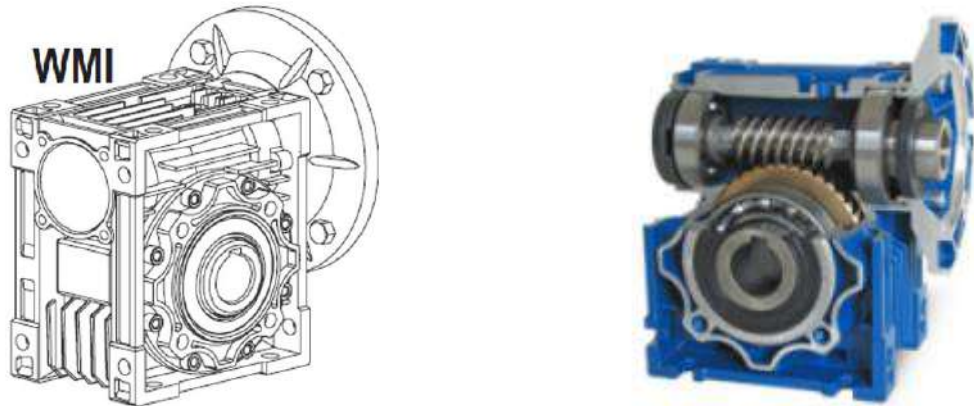


Figura 3.2 Reductor tipo tornillo sin fin corona marca WMI

La salida de la corona se acopló a través de un cople rígido y una cuña al tornillo embalado.

3.1.3 Tornillo embalado

Los tornillos embalados y de potencia (tornillo con rosca Acme) se diseñan para convertir el movimiento rotatorio en movimiento lineal, y para transmitir potencia, lo cual permite mover un elemento mecánico a lo largo de una trayectoria deseada.

Los tornillos de potencia trabajan con el principio clásico del tornillo con rosca y su tuerca correspondiente. Si el tornillo se soporta con cojinetes y gira, mientras la tuerca se mantiene sin girar, la tuerca se trasladará a lo largo del tornillo. Los tres tipos de roscas más comunes para tornillos de potencia son: la cuadrada, la Acme y la trapezoidal. Como se mencionó en capítulos anteriores el primer prototipo utilizó un tornillo de potencia con rosca Acme sencilla (Figura 3.3), sin embargo, la principal desventaja de este tipo de tornillos es la eficiencia relativamente baja que tienen, la cual suele rondar entre el 30% o menos [27, 28], si bien se pueden alcanzar mayores eficiencias en el intervalo de 30% a 70% con mayores avances y filetes múltiples, en este segundo prototipo se optó por utilizar un tornillo embalado o de bolas.

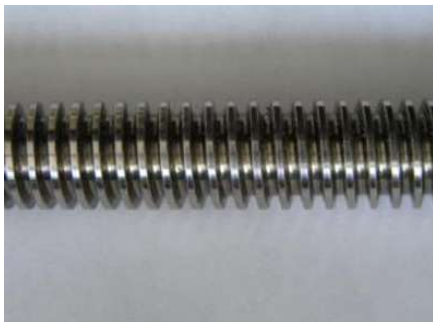


Figura 3.3 Tornillo de potencia con rosca Acme utilizado en el primer prototipo

Tabla 3.2 Características del tornillo de potencia con rosca Acme

Parámetro	Valor numérico
Paso	6.45 mm
Diámetro	1 in
Longitud total	76 cm

Los tornillos embalados tienen funciones casi idénticas a las de un tornillo de potencia, pero la configuración es distinta. La tuerca contiene muchos balines pequeños y esféricos que tienen contacto de rodadura con la rosca del tornillo, lo cual genera poca fricción y grandes eficiencias las cuales rondan en valores por arriba del 80% en comparación con los tornillos de potencia [27, 28]. Las máquinas herramienta modernas, los equipos de automatización, los sistemas de dirección de vehículos y los actuadores en aviones usan tornillos de bolas por tener una gran precisión, respuesta rápida y funcionamiento uniforme. El sistema desarrollado en este trabajo de tesis utiliza un tornillo embalado modelo SFU2505 (Figura 3.4).



Tabla 3.3 Características del tornillo embalado modelo SFU2505

Parámetro	Valor numérico
Paso	5 mm
Diámetro	1 in
Longitud total	76 cm

Figura 3.4 Tornillo embalado modelo SFU2505

Debido a que la conexión entre la salida del reductor y el tornillo embalado se realizó a través de un cople rígido y una cuña, fue necesario maquinarse los extremos del tornillo. Para generar un plano con los detalles del maquinado fue necesario realizar un modelo CAD del tornillo embalado usando SolidWorks, el cual posteriormente fue modificado de tal forma que uno de sus extremos embonara con el cople rígido y la cuña (Figura 3.5).

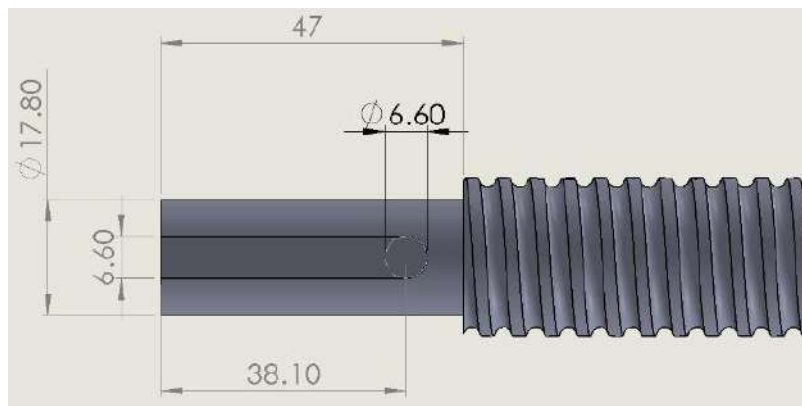


Figura 3.5 Modelo CAD del tornillo embalado

Para poder acoplar el tornillo embalado y el bloque de desplazamiento fue necesario reemplazar uno de los elementos de esta última parte, ya que le primer prototipo utilizó una pieza con un tuerca Acme incrustada en su interior y fijada usando prisioneros (Figura 3.6).

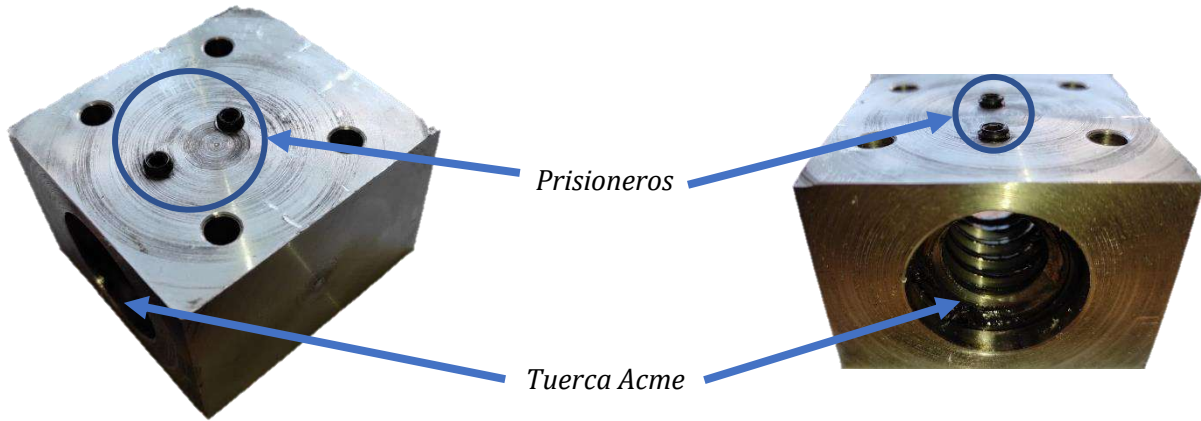


Figura 3.6 Pieza utilizada para el acoplamiento del tornillo con rosca Acme y el bloque de desplazamiento

A continuación se muestran los detalles de la pieza utilizada para acoplar el tornillo embalado con el bloque de desplazamiento. En la Figura 3.7 se observa un agujero de 40.5 mm de diámetro donde se introdujo la tuerca y alrededor 6 barrenos de 1/4 de pulgada donde se colocaron los tornillos para sujetar la tuerca.

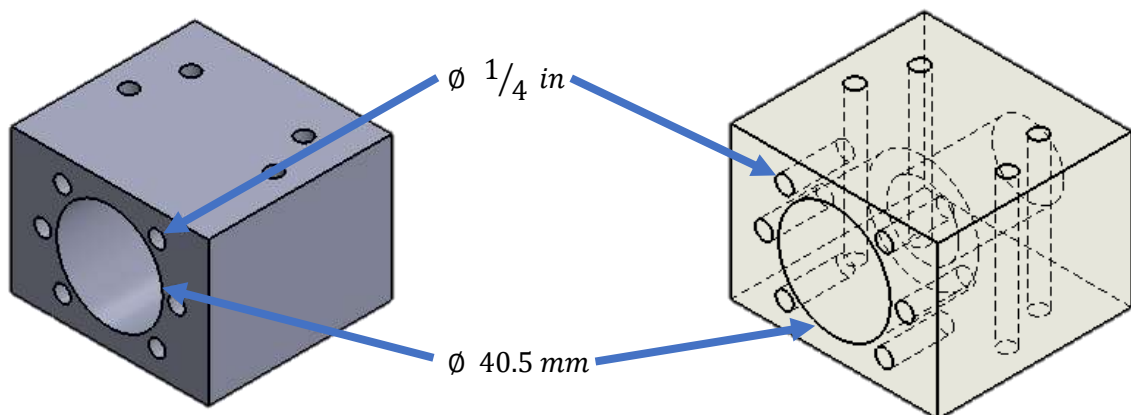


Figura 3.7 Pieza utilizada para el acoplamiento del tornillo embalado y el bloque de desplazamiento

En la Figura 3.8 se observa el montaje realizado con el tornillo embalado, su tuerca y la nueva pieza la cual permitió el acoplamiento con el bloque de desplazamiento.



Figura 3.8 Montaje final para el acoplamiento entre el tornillo embalado y el bloque de desplazamiento

3.1.4 Soporte

El soporte de la mesa de inclinación está constituido por diferentes elementos que funcionan como puntos de apoyo para las demás partes del sistema. El soporte de la mesa de inclinación se encuentra formado por:

- Base

La principal característica de la base que se puede resaltar son las seis ruedas que incluyen un sistema de freno, lo cual brinda una buena estabilidad al momento de utilizar el prototipo. En la Tabla 3.4 se describen en detalle las piezas utilizadas para la construcción de este elemento.

Tabla 3.4 Piezas utilizadas en el ensamble de la base

LISTA DE PIEZAS		
No.	Cantidad	Pieza
1	2	Perfil de 52 cm
2	2	Perfil de 161 cm
3	2	Perfil doble de 109 cm
4	6	Rueda con sistema de freno

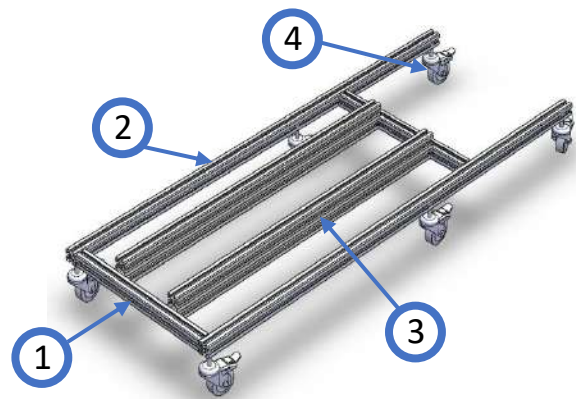


Figura 3.9 Modelo CAD del ensamble de la base

- Ensamble lateral con eje para la cama

En el ensamble lateral se montaron las uniones utilizadas como ejes de giro de la cama, por lo que este elemento se diseño de tal manera que pudiera soportar dicha carga. La Tabla 3.5 muestra en detalles las piezas utilizadas para construir el ensamble lateral.

Tabla 3.5 Piezas utilizadas en el ensamble lateral

LISTA DE PIEZAS		
No.	Cantidad	Pieza
1	2	Perfil de 23 cm
2	1	Perfil de 52 cm
3	4	Perfil de 53.5 cm
4	2	Eje de rotación (cama)

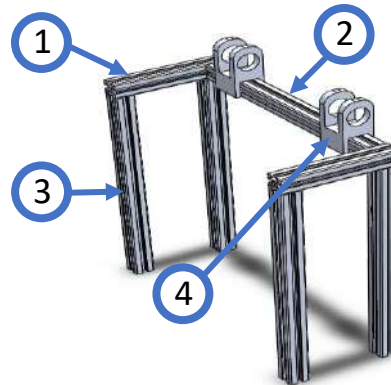


Figura 3.10 Modelo CAD del ensamble lateral

3.1.5 Mecanismo de inclinación

El mecanismo de inclinación se estudió en el capítulo dos durante el desarrollo del modelo matemático, por lo que en esta sección sólo se presentarán los elementos mecánicos constituyentes de dicho mecanismo, los cuales son:

- Ensamble superior

El ensamble superior incluye la cama donde el paciente se recostará, y además en la parte inferior de este elemento se pueden notar las uniones utilizadas para acoplarse con el ensamble lateral y poder tener un eje de rotación fijo.

Tabla 3.6 Piezas utilizadas en el ensamble superior

LISTA DE PIEZAS		
No.	Cantidad	Pieza
1	1	Colchón
2	2	Perfil de 178 cm
3	5	Perfil de 69 cm
4	2	Eje de rotación (cama)
5	1	Eje de rotación (cama – barra de empuje)

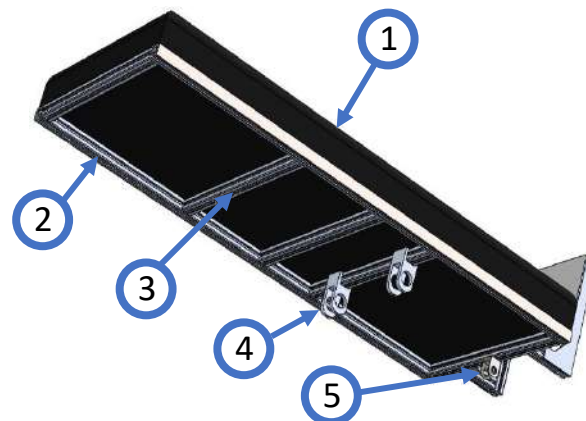


Figura 3.11 Modelo CAD del ensamble superior

- Barra de empuje

La barra de empuje es la pieza utilizada para conectar el ensamble superior con el bloque de desplazamiento y es la encargada de transmitir el movimiento entre estos dos elementos. La Tabla 3.7 muestra los elementos utilizados para construir la burra de empuje.

Tabla 3.7 Piezas utilizadas en la barra de empuje

LISTA DE PIEZAS		
No.	Cantidad	Pieza
1	1	Perfil de 77 cm
2	1	Eje de rotación (cama – barra de empuje)
3	1	Eje de rotación (barra de empuje – bloque de desplazamiento)

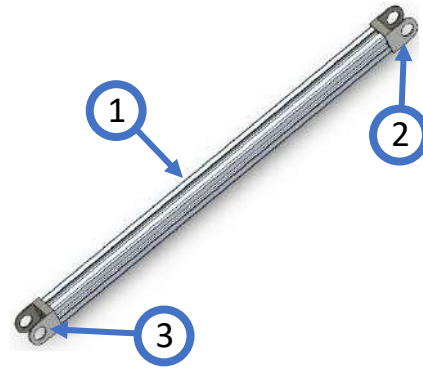


Figura 3.12 Modelo CAD de la barra de empuje

- Bloque de desplazamiento

El bloque de desplazamiento se encuentra constituido por diversos elementos y la función principal de esta pieza es transmitir la fuerza proporcionada por la tuerca al mecanismo de inclinación y de esta manera poder posicionar el sistema de la manera deseada.

Tabla 3.8 Piezas utilizadas en el bloque de desplazamiento

LISTA DE PIEZAS		
No.	Cantidad	Pieza
1	4	Perfil de 10 cm
2	1	Perfil de 10.7 cm
3	2	Placa de 17 x 8 cm
4	2	Bloque de 2.55 x 2.6 x 8 cm
5	2	Bloque de 2.55 x 3.8 x 8 cm
6	1	Bloque de 6.5 x 4.5 x 6.85 cm
7	2	Escuadra (1)
8	2	Escuadra (2)
9	8	Llanta
10	1	Eje de rotación (barra de empuje – bloque de desplazamiento)

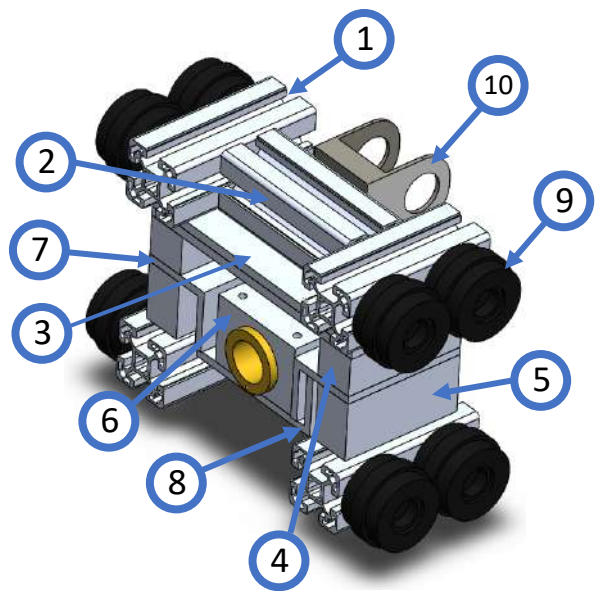


Figura 3.13 Modelo CAD del bloque de desplazamiento

3.2 Conclusiones

En este capítulo se presentó el diseño del sistema mecánico de la mesa de inclinación para fisioterapia, dicho sistema primeramente se diseñó en el software SolidWorks 2017, en este software se comprobó el correcto ensamble y movimiento del mecanismo. Usando el modelo CAD se generaron los planos para maquinar cada una de las piezas que fueron remplazadas en el sistema mecánico.

El cambio de algunas piezas como el elemento de acoplamiento entre el bloque de desplazamiento y el tornillo de potencia, fueron indispensables para alcanzar una mejor movilidad y así obtener menos fricción en el sistema, un movimiento más continuo y mayor comodidad para el paciente que recibe la terapia.

Capítulo 4: Diseño del sistema

4.1 Hardware

El hardware de la mesa de inclinación contiene los elementos indispensables para que el actuador (motor de cd) reciba la energía suficiente y este a su vez proporcione el torque requerido al sistema. Esta etapa está conformada por una fuente conmutada de 48 V a 12.5 A, un puente H de potencia que tiene la capacidad de manejar 10 Amperes de corriente, un FPGA en el cual se encuentra el microprocesador encargado del control de sistema (descrito en el capítulo 1) y algunos otros bloque de firmware como el generador PWM el cual envía dicha señal a las entradas a y b de la etapa de protección (las cuales controlan la dirección de giro del motor) y un encoder incremental de cuadratura el cual está encargado de medir la posición angular del tornillo embalado, dicha posición es enviada al decodificador a través de una conexión física que cierra el lazo de control.

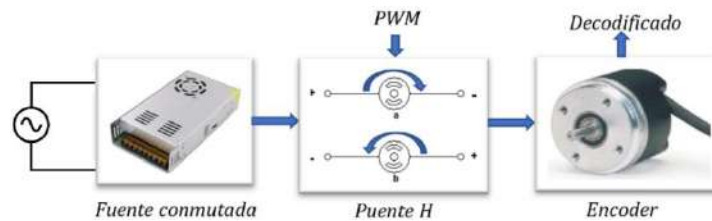


Figura 4.1 Principales componentes del hardware de la mesa de inclinación

4.1.1 Etapa de potencia

La etapa de potencia está constituida por el puente H (bloque A Fig. 4.2), el motor de CD (bloque B Fig. 4.2), una red snubber RC (bloque C Fig. 4.2) y un circuito de protección (bloque D Fig. 4.2).

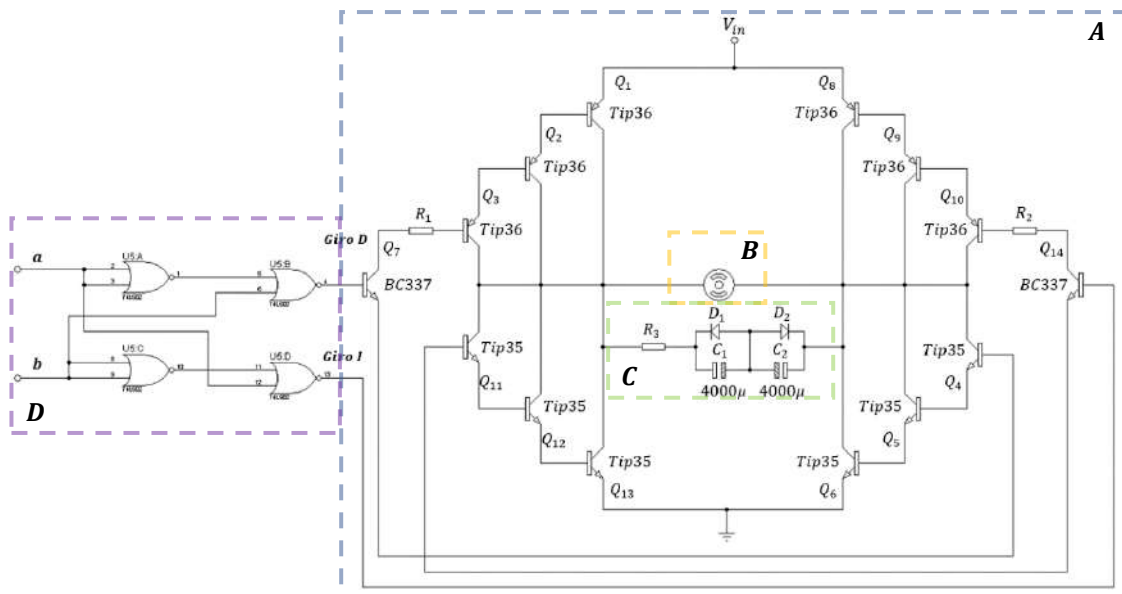


Figura 4.2 Etapa de potencia de la mesa de inclinación

Para realizar el análisis del puente H se tomó en consideración sólo medio puente H (Figura 4.3) y se desacoplaron la red snubber y el circuito de protección formado por compuertas lógicas NOR (74LS02) que tiene como objetivo evitar un cortocircuito al momento de generar la conmutación del giro del motor, dicha etapa se analizará con detalle más adelante.

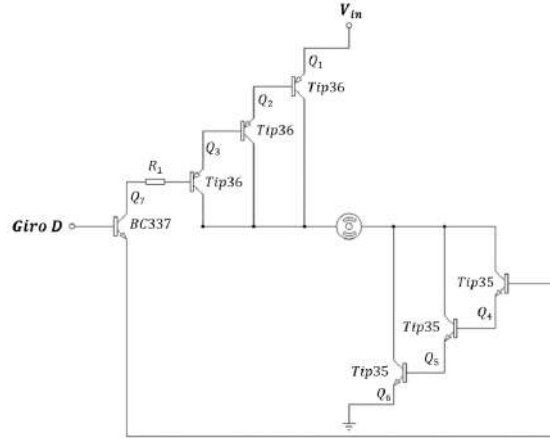
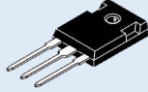
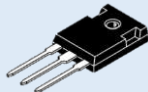

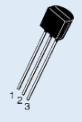


Figura 4.3 Medio puente H

A continuación, se presentan las características más relevantes de los dispositivos utilizados en el diseño del puente H, las cuales serán ocupadas en el análisis posterior.

Tabla 4.1 Dispositivos utilizados en el desarrollo del puente H

Dispositivo	Tipo de transistor	Características eléctricas	Rango	Unidad
 TIP35C	Transistor BJT NPN	Corriente de colector (continua)	25	Adc
		Ganancia de corriente directa	15-75	-----
		Voltaje Colector-Emisor saturación	1.8	Vdc
		Voltaje Base-Emisor	2.0	Vdc
 TIP36C	Transistor BJT PNP	Corriente de colector (continua)	-25	Adc
		Ganancia de corriente directa	15-75	-----
		Voltaje Colector-Emisor saturación	-1.8	Vdc
		Voltaje Base-Emisor	-2.0	Vdc
 BC337-40	Transistor BJT NPN	Corriente de colector (continua)	800	mAdc
		Ganancia de corriente directa	250-630	-----
		Voltaje Colector-Emisor saturación	0.7	Vcd
		Voltaje Base-Emisor	1.2	Vcd
 BC327-40	Transistor BJT PNP	Corriente de colector (continua)	-800	mAdc
		Ganancia de corriente directa	250-630	-----
		Voltaje Colector-Emisor saturación	-0.7	Vdc
		Voltaje Base Emisor	-1.2	Vdc

Realizando una suma de las caídas de voltaje a través del camino indicado en la Figura 4.4 se obtuvo el valor del voltaje de entrada V_{in} .

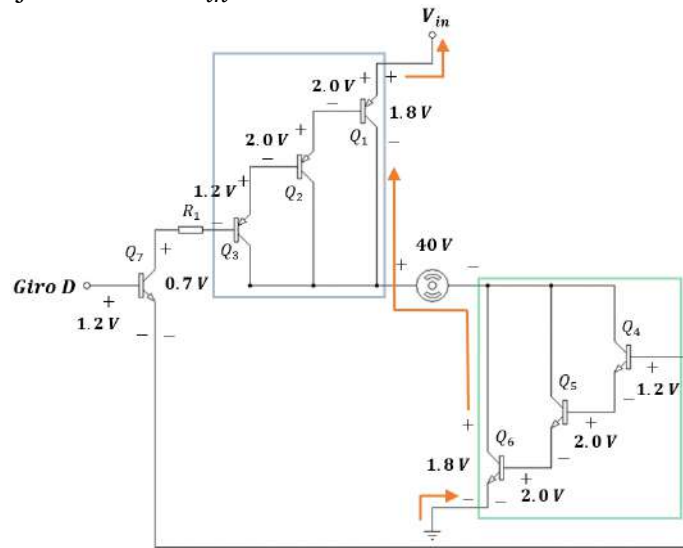


Figura 4.4 Obtención del valor del voltaje de entrada V_{in}

$$V_{in} = 1.8 V + 40 V + 1.8 V = 43.6 V \quad (4.1)$$

En la Figura 4.4 los transistores dentro del rectángulo azul forman un arreglo Darlington de transistores PNP mientras que los transistores encerrados en rectángulo verde forman un arreglo Darlington de transistores NPN [32, 33]. Aislando la etapa dentro del rectángulo azul se continuó con el análisis tal como se indica a continuación.

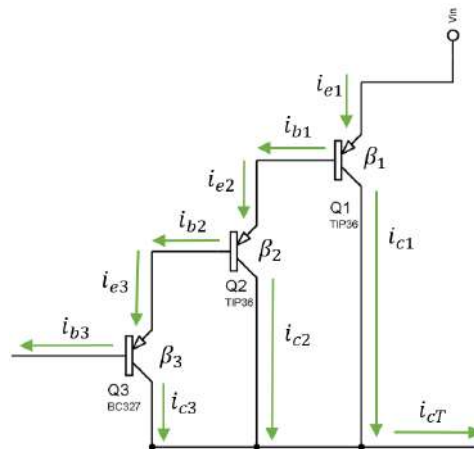


Figura 4.5 Corrientes presente en el arreglo Darlington de transistores PNP

donde i_{e1} es la corriente de emisor del transistor Q_1 , i_{b1} es la corriente de base del transistor Q_1 , i_{c1} es la corriente de colector del transistor Q_1 , i_{e2} es la corriente de emisor del transistor Q_2 , i_{b2} es la corriente de base del transistor Q_2 , i_{c2} es la corriente de colector del transistor Q_2 , i_{e3} es la corriente de emisor del transistor Q_3 , i_{b3} es la corriente de base del transistor Q_3 , i_{c3} es la corriente de colector del transistor Q_3 e i_{cT} es la corriente de colector total del arreglo Darlington.

Utilizando las expresiones básicas que describen el comportamiento de los transistores BJT se derivan las siguientes ecuaciones:

$$i_{c3} = i_{b3}\beta_3 \quad (4.2)$$

$$i_{e3} = i_{b3} + i_{c3} = i_{b3} + i_{b3}\beta_3 = i_{b3}(1 + \beta_3) \quad (4.3)$$

$$i_{e3} = i_{b2} \quad (4.4)$$

$$i_{c2} = i_{b2}\beta_2 \quad (4.5)$$

$$i_{e2} = i_{b2} + i_{c2} = i_{b2} + i_{b2}\beta_2 = i_{b2}(1 + \beta_2) = i_{b3}(1 + \beta_3)(1 + \beta_2) \quad (4.6)$$

$$i_{e2} = i_{b1} \quad (4.7)$$

$$i_{c1} = i_{b1}\beta_1 \quad (4.8)$$

$$i_{e1} = i_{b1} + i_{c1} = i_{b1} + i_{b1}\beta_1 = i_{b1}(1 + \beta_1) = i_{b3}(1 + \beta_3)(1 + \beta_2)(1 + \beta_1) \quad (4.9)$$

$$i_{cT} = i_{c3} + i_{c2} + i_{c1} \quad (4.10)$$

$$i_{cT} = i_{b3}\beta_3 + i_{b2}\beta_2 + i_{b1}\beta_1 = i_{b3}\beta_3 + i_{b3}\beta_2(1 + \beta_3) + i_{b3}\beta_1(1 + \beta_3)(1 + \beta_2) \quad (4.11)$$

Considerando las especificaciones proporcionadas por los fabricantes $\beta_{1min}, \beta_{2min}, \beta_{3min} \gg 1$

$$i_{cT} \approx i_{b3}\beta_3 + i_{b3}\beta_2\beta_3 + i_{b3}\beta_1\beta_2\beta_3 = i_{b3}(\beta_3 + \beta_2\beta_3 + \beta_1\beta_2\beta_3) = i_{b3}\beta_3(1 + \beta_2 + \beta_1\beta_2) \quad (4.12)$$

Considerando $\beta_2 + \beta_1\beta_2 \gg 1$

$$i_{cT} \approx i_{b3}\beta_3(\beta_2 + \beta_1\beta_2) \approx i_{b3}\beta_3\beta_2(1 + \beta_1) \quad (4.13)$$

Como $\beta_1 \gg 1$

$$i_{cT} \approx i_{b3}\beta_3\beta_2\beta_1 \quad (4.14)$$

El resultado anterior muestra que los tres transistores PNP en arreglo Darlington se pueden sustituir por un solo transistor PNP con una $\beta_{eq1} = \beta_1\beta_2\beta_3$, respetando el nivel de las caídas de potencial entre el emisor y la base correspondientes a los tres transistores. De manera análoga los tres transistores NPN en arreglo Darlington se pueden sustituir por un solo transistor NPN con una $\beta_{eq2} = \beta_4\beta_5\beta_6$. El circuito equivalente se muestra en la Figura 4.6.

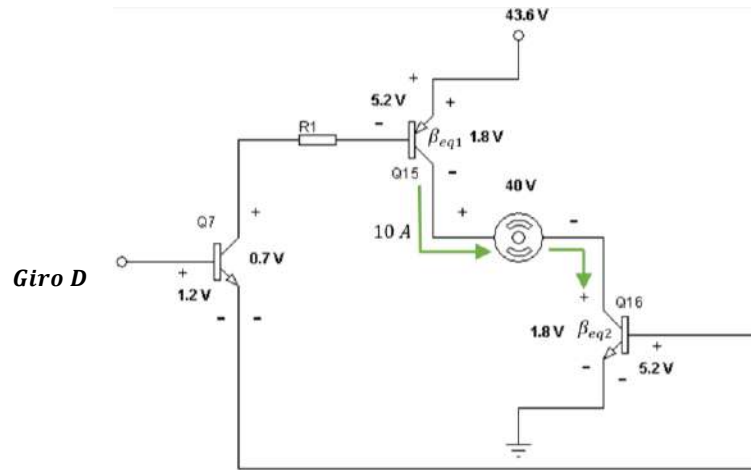


Figura 4.6 Circuito equivalente del medio puente H

Para realizar una correcta conmutación de los transistores se requiere que estos dispositivos trabajen en la región de corte y saturación por lo que el valor de la resistencia R_1 se debe de escoger de manera adecuada. A continuación, se presenta el análisis realizado para obtener el valor de la resistencia R_1 .

Por diseño la etapa de protección cumple con dos funciones, la primera es evitar un cortocircuito al conmutar el giro en el motor de CD y la segunda es proporcionar la corriente necesaria a la base del transistor Q7 para que este sature los transistores Q15 y Q16. El voltaje proporcionado por la etapa de protección a la base del transistor Q7 es de aproximadamente 5 V por lo que el voltaje de caída entre la base-emisor del transistor Q16 es forzado a un nivel de 3.8 V. Aplicando la ley de voltajes de Kirchoff a través del camino que se muestra en la Figura 4.7 se determinó la caída de voltaje en la resistencia R_1 (V_{R1}).

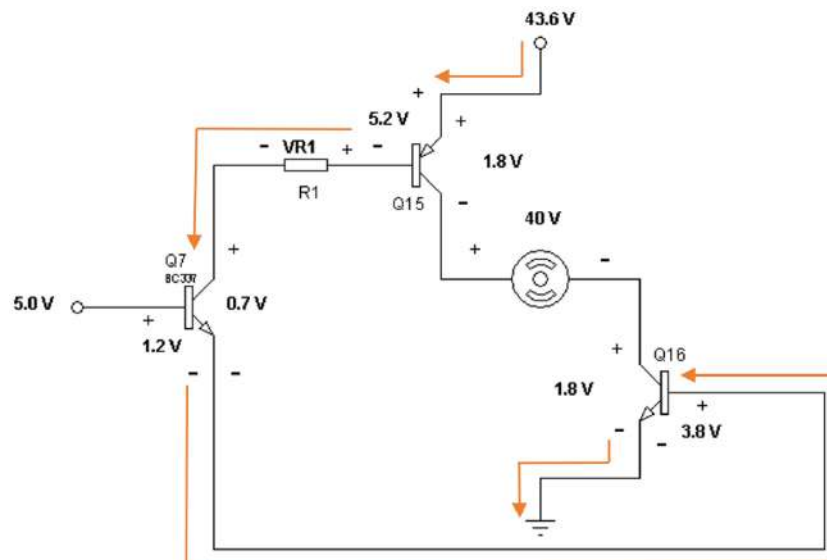


Figura 4.7 Determinación de la caída de voltaje a través de la resistencia R_1

$$43.6 V - 5.2 V - V_{R1} - 0.7 V - 3.8 V = 0 \quad (4.15)$$

$$V_{R1} = 43.6 V - 5.2 V - 0.7 V - 3.8 V = 33.9 V \quad (4.16)$$

Por diseño se requiere que la corriente de colector del transistor Q15 sea igual a 10 Amperes, por lo que el corriente umbral que se debe de aplicar a la base de dicho transistor antes de que se sature es la siguiente:

$$i_{b15} = \frac{i_{c15}}{\beta_{eq1}} \quad (4.17)$$

donde

$$\beta_{eq1} = (\beta_{1min})(\beta_{2min})(\beta_{3min}) = (15)(15)(250) = 56250 \quad (4.18)$$

$$i_{b15} = \frac{10 A}{56250} = 177.7 \mu A \quad (4.19)$$

Para que el transistor Q15 entre en saturación la corriente de la base i_{b15} deberá de ser mayor que la corriente umbral calculada, para asegurar que el transistor entre a la zona de saturación, se utilizó un factor de sobreexcitación de 20 por lo que la corriente de base necesaria es:

$$i_{b15} = 20 \left(\frac{10}{56250} \right) = 3.55 mA \quad (4.20)$$

Aplicando la ley de Ohm, el valor de la resistencia R1 se calculó de la siguiente manera:

$$R1 = \frac{V_{R1}}{i_{b15}} = \frac{33.9 V}{3.55 mA} = 9534.357 \Omega \quad (4.21)$$

Aproximando el valor de la resistencia R1 al valor comercial más cercano $R1 = 10 k\Omega$.

Analizando el transistor Q7 el valor de la corriente de base se aproxima de la siguiente manera:

$$i_{b7} \approx \frac{i_{c7}}{\beta_{7min}} \approx \frac{i_{b15}}{\beta_{7min}} \approx \frac{3.55 mA}{250} \approx 14.2 \mu A \quad (4.22)$$

El transistor Q16 al ser el complemento del transistor Q15, con el análisis anterior se asegura que la corriente de emisor del transistor Q7 saturará dicho transistor.

La etapa de protección (Figura 4.8) se encuentra conformada por cuatro compuertas NOR (74LS02), como ya se mencionó con anterioridad los dos objetivos de esta etapa son: evitar un cortocircuito durante la conmutación del giro del motor de CD y proporcionar las señales de control al puente H, para entender el funcionamiento del circuito se presenta la tabla de verdad del mismo en la Tabla 4.2.

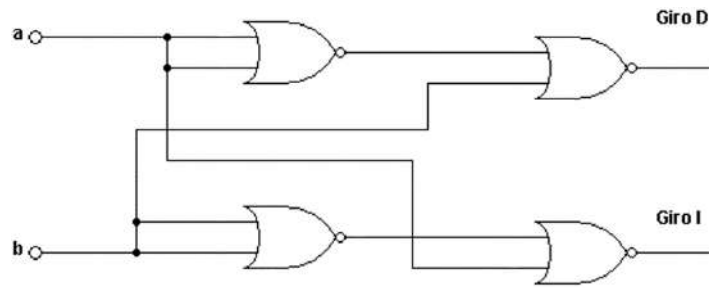


Figura 4.8 Etapa de protección construida con compuertas lógicas NOR

Tabla 4.2 Tabla de verdad de la etapa de protección

Tabla de verdad			
Entradas		Salidas	
a	b	Giro D	Giro I
0	0	0	0
0	1	0	1
1	0	1	0
1	1	0	0

Después de corroborar el correcto funcionamiento del circuito a través de una simulación en el software Proteus, se procedió con el diseño del PCB, para el cual se modificó el circuito general del puente H, agregando los conectores tipo clemas, además de los integrados necesario, dando como resultado el diagrama eléctrico de la Figura 4.9.

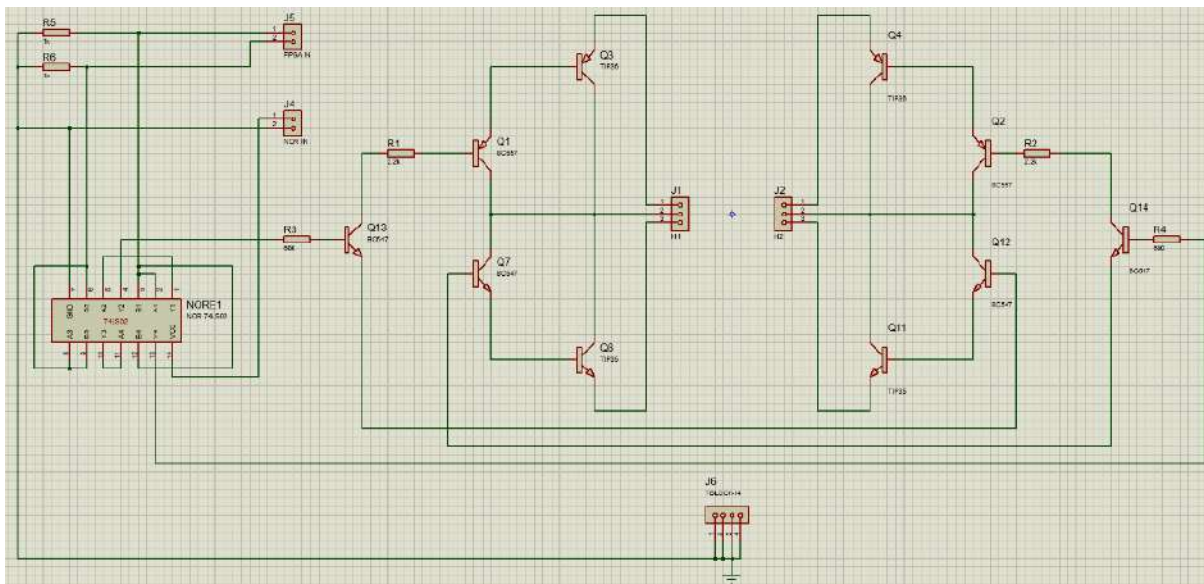


Figura 4.9 Diagrama eléctrico del puente H diseñado en el software Proteus

Utilizando la herramienta Ares de Proteus se generó el PCB del circuito como se muestra en la Figura 4.10.

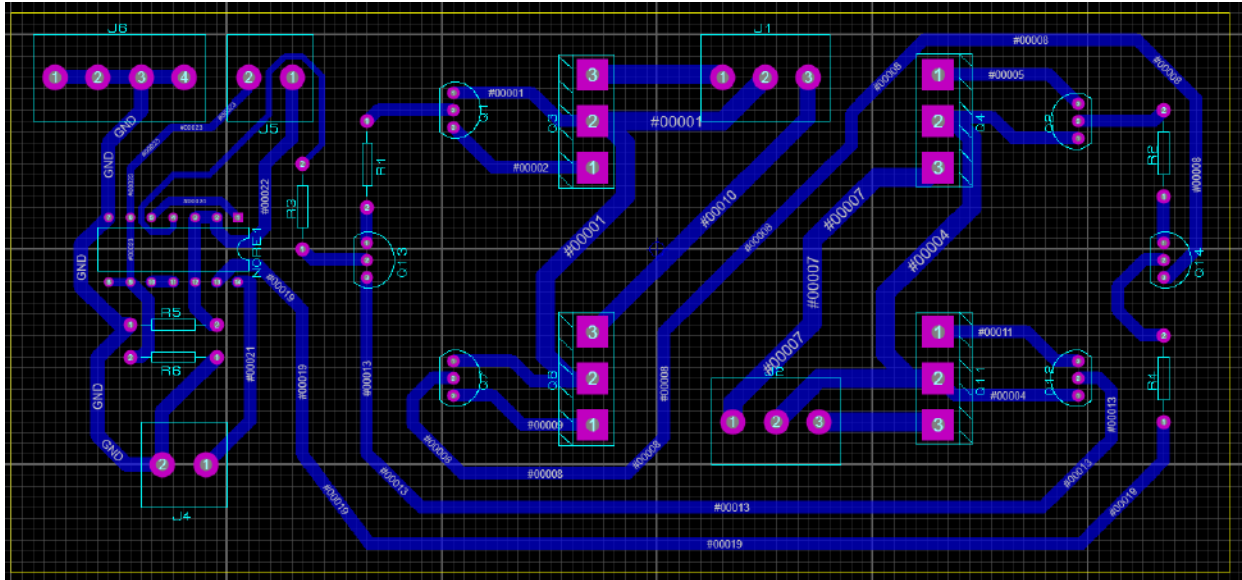


Figura 4.10 Diseño del PCB correspondiente al puente H

En la Figura 4.11 podemos ver un renderizado en 3D del PCB elaborado para el puente H, el cual nos muestra una aproximación del circuito físico.

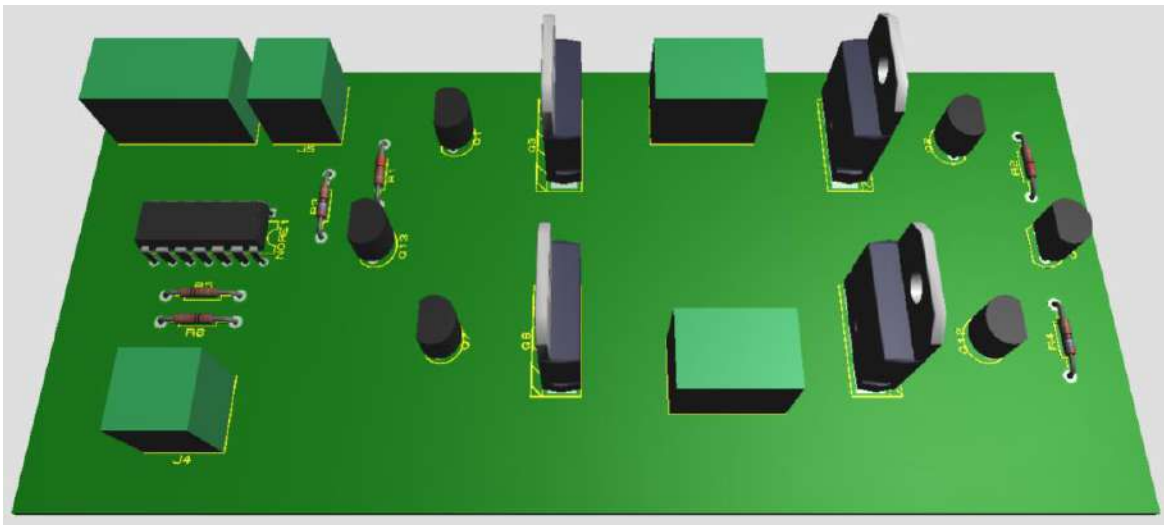


Figura 4.11 Modelo 3D del PCB correspondiente al puente H

Después de llevar a cabo el proceso de fabricación del circuito impreso utilizando la técnica del planchado, se procedió con el montaje y las primeras pruebas experimentales del sistema en lazo abierto.

El diseño original de la mesa de inclinación utilizaba una fuente analógica elaborada con un transformador de 40 V a 10 A, un puente de diodos rectificadores en un encapsulado cuadrado con una capacidad de 10 A y un banco de capacitores de 145 mF (Figura 4.12).

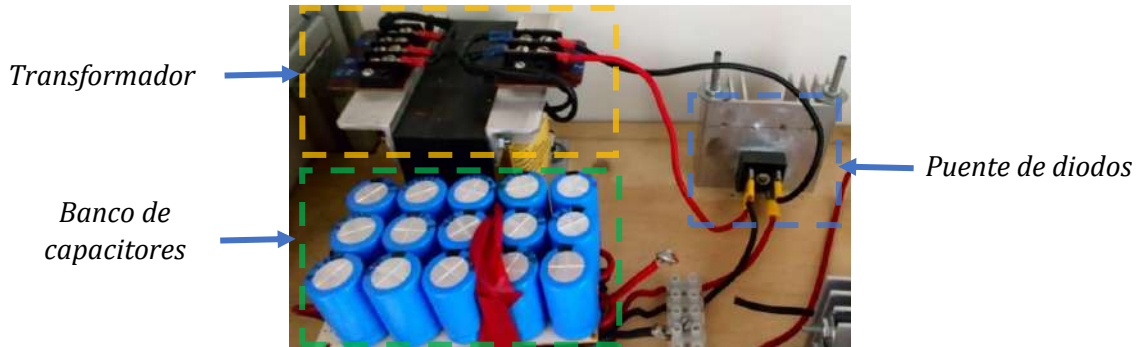


Figura 4.12 Fuente analógica utilizada en el primer prototipo

Como ya fue mencionado para la actualización del diseño se utilizó una fuente conmutada de 48 V (regulables) a 12.5 A (Figura 4.13), las principales características de esta fuente se presentan en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Detalle de las especificaciones técnicas de la fuente conmutada

Especificaciones técnicas	
Voltaje de entrada	110 Vac-220 Vac
Voltaje de salida	48 Vdc
Corriente de salida	12.5 A
Potencia de salida	600 W
Dimensiones	21.5cm*11.5cm*5cm



Figura 4.13 Fuente conmutada de 48 V a 12.5 A

En la Figura 4.14 se puede observar el circuito de potencia implementado en el primer prototipo, mientras que en la Figura 4.15 se muestra la implementación de la nueva electrónica utilizando la fuente conmutada y el circuito impreso desarrollado.



Figura 4.14 Circuito de potencia implementado en el primer prototipo



Figura 4.15 Circuito de potencia implementado en el segundo prototipo

En la Figura 4.16 se puede apreciar el funcionamiento del sistema sin carga con la nueva electrónica implementada.



Figura 4.16 Funcionamiento de la mesa de inclinación sin carga utilizando el nuevo sistema de potencia

En la Figura 4.17 se observa el funcionamiento del sistema aplicando una carga (la persona que ofreció su ayuda en esta prueba tiene un peso aproximado de 85 kg).



Figura 4.17 Funcionamiento de la mesa de inclinación con carga utilizando el nuevo sistema de potencia

4.1.2 Acondicionamiento de las señales A y B del encoder

Durante el proceso de implementación de la nueva electrónica se observó que al recibir las señales A y B provenientes del encoder incremental de cuadratura, la cuenta devuelta por el decodificador en algunas ocasiones era errada, por lo que se optó por realizar un estudio minucioso de estas señales, encontrando que, al momento de la activación del motor, se inducía una fuerte interferencia electromagnética (EMI) en el sistema, perjudicando la integridad de las señales ya mencionadas. En la Figura 4.18 se muestran la señal A y B provenientes del encoder justo después de haber puesto en marcha el sistema.

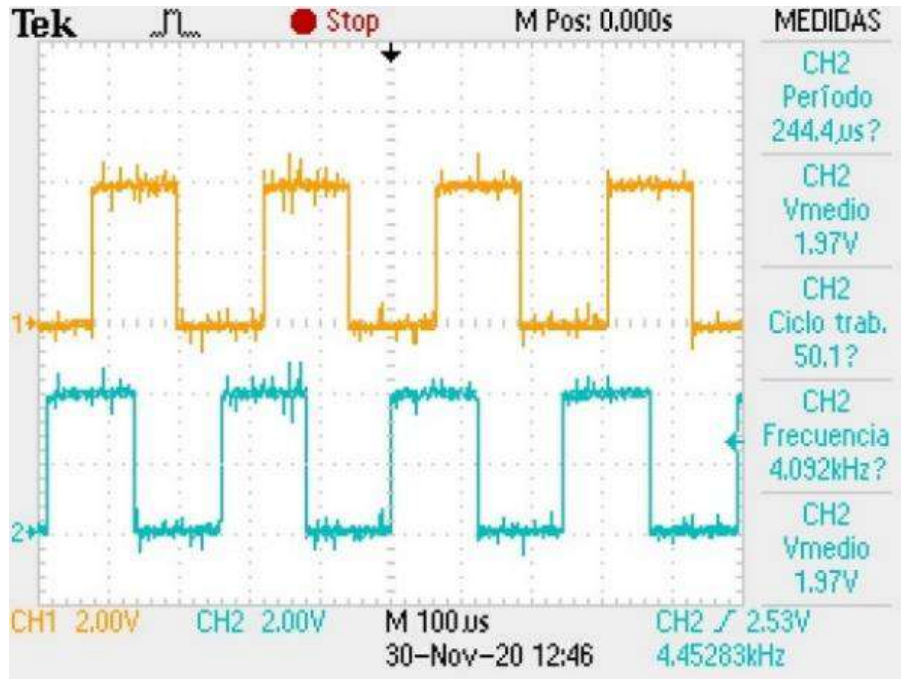


Figura 4.18 Señales A y B provenientes del encoder con EMI

Para poder limpiar las señales provenientes del encoder se optó por implementar un manejador y receptor de líneas diferenciales. En la Figura 4.19 se puede apreciar este circuito.

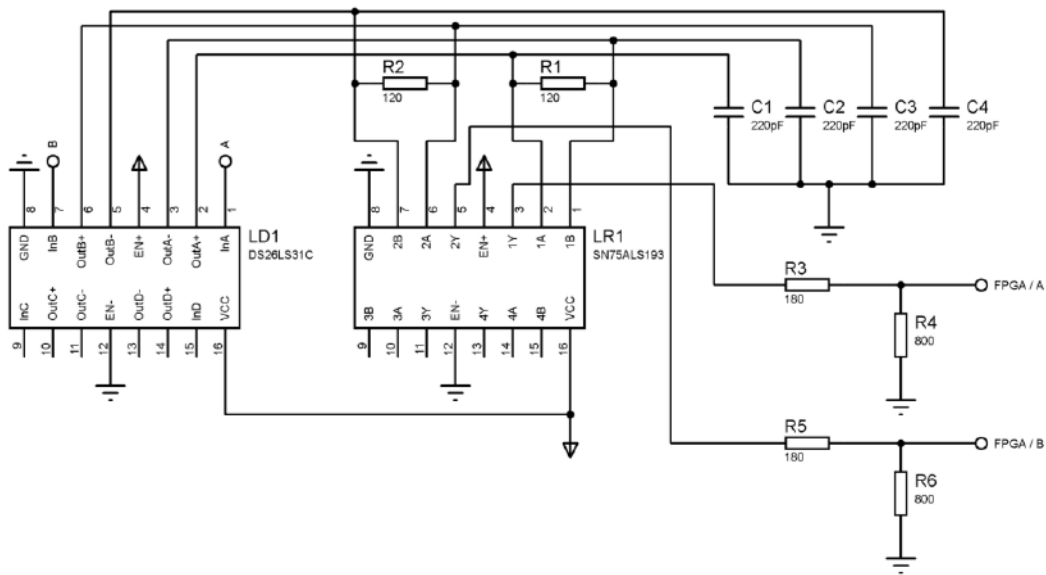


Figura 4.19 Manejador y receptor de líneas diferenciales

Después de haber sido acondicionadas las señales A y B, los resultados se muestran en la Figura 4.20, dichas señales se pueden apreciar libres de EMI, además de que el circuito de la Figura 4.19 cuenta con la ventaja de que utiliza una fuente de alimentación simple.

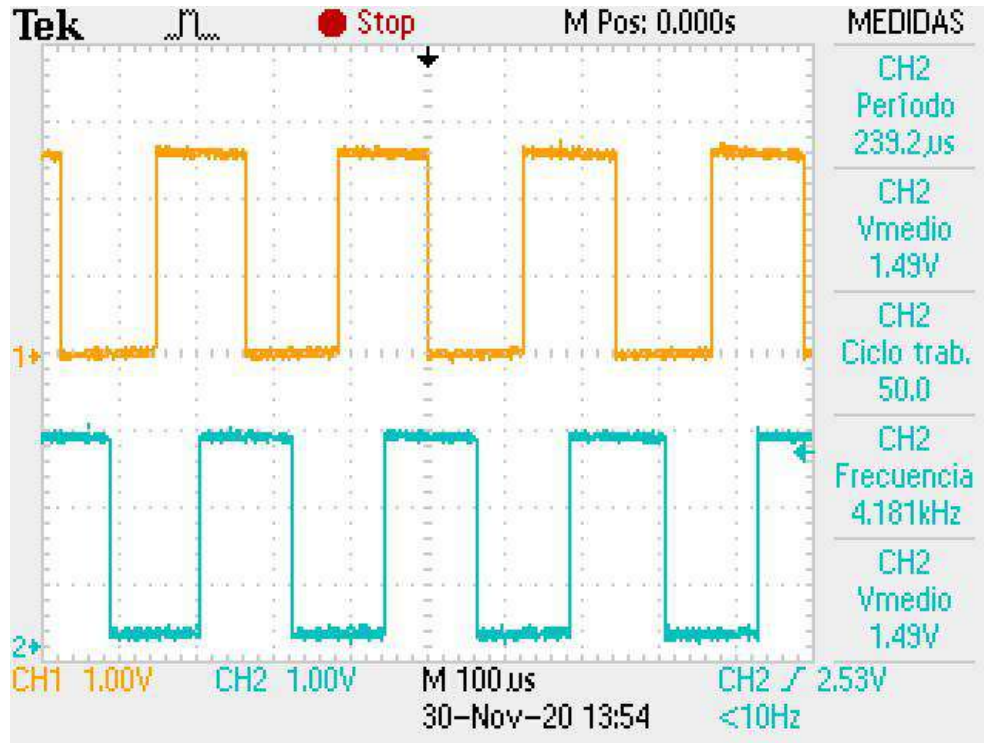


Figura 4.20 Señales A y B acondicionadas

4.2 Software

El software implementado partió de una interfaz de usuario general que permite enviar y recibir información desde y hacia el sistema embebido, esta interfaz se desarrolló en LabView y puede ser adaptada a las necesidades de cada proyecto en particular. La interfaz está compuesta de varias pestañas: Descarga de software, Ejecución de Programas, Descarga de datos a RAM y Manual de usuario que a su vez contienen operaciones internas. Cada pestaña corresponde a una instrucción condicional tipo IF.

En la Figura 4.21 se presenta la interfaz de usuario inicial del software de programación, en esta interfaz se procede a realizar la carga del archivo con formato hexadecimal (bloque C) que contiene la información codificada de los algoritmos desarrollados en código D, así como un indicador de grabado (bloque B).

Además, presenta una pantalla para indicar errores en la comunicación de la información entre el módulo de LabView y la tarjeta FPGA (bloque D), considerando que esta comunicación se realiza de manera inalámbrica y pueden existir interferencias que comprometan la calidad de la transmisión. Incorpora además la visualización de dos vectores de depuración para la transferencia de datos (bloque A) como asistencia a la programación del microprocesador.

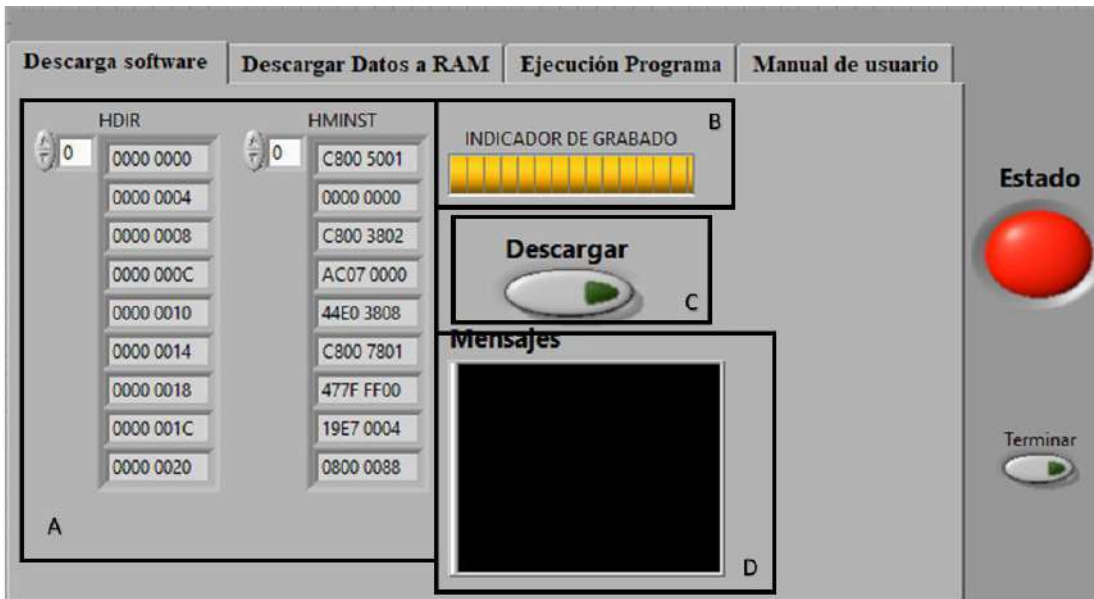


Figura 4.21 Interfaz para la programación del microprocesador

En la Figura 4.22 se presenta la interfaz para la descarga directa de datos o parámetros a la memoria RAM, estos datos pueden ser incorporados por el microprocesador para la implementación de diversos sistemas de control. Los recursos disponibles son un botón para la descarga que da acceso a la tabla de valores de interés (bloque B), además de un indicador de descarga en memoria y la indicación de la longitud del archivo a transferir (bloque C). En este caso resulta importante definir la dirección inicial en la que se resguardarán los datos por lo que se incorporan dos vectores para el proceso de depuración de la información (bloque A).

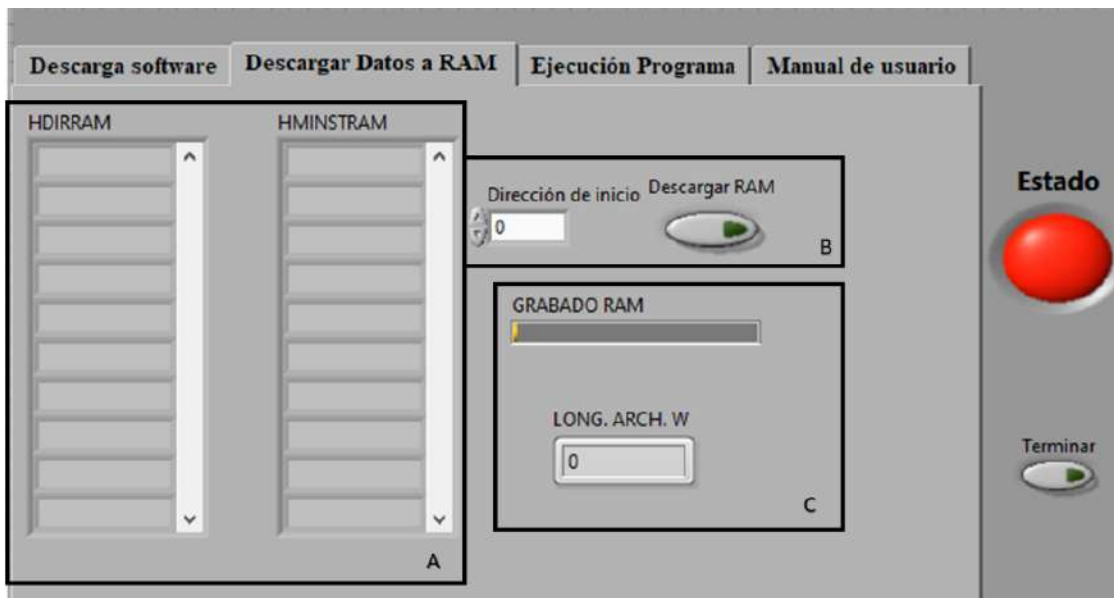


Figura 4.22 Interfaz para la descarga de parámetros a la RAM

En la Figura 4.23 se aprecia la ventana de envío de comandos. Esta sección permite la configuración de 15 parámetros o variables a utilizar en la programación de los diferentes algoritmos de control (bloque B). Los parámetros se descargan al microprocesador cada vez que se acciona el botón “INICIO” (bloque A). Cuenta además con un led para indicar que el programa se está ejecutando al interior del microprocesador. Los parámetros numéricos son enviados en paquetes de 32 bits de los cuales 8 bits corresponden a la etiqueta o identificador. Estos bits de etiquetas nos permiten configurar hasta 255 parámetros numéricos.

Al interior del FPGA se realizan los procesos de decodificación y recuperación de la información suministrada. Los botones de inicio y detención del microprocesador utilizan comandos de 32 bits de longitud. Estos parámetros al ser decodificados por el firmware activan o desactivan el funcionamiento del microprocesador. Cuando se inicia el procesamiento matemático, se envían los parámetros numéricos previamente colocados en la interfaz de LabView. Al detener el funcionamiento del microprocesador se reinicia la memoria caché y todos los registros internos del microprocesador.

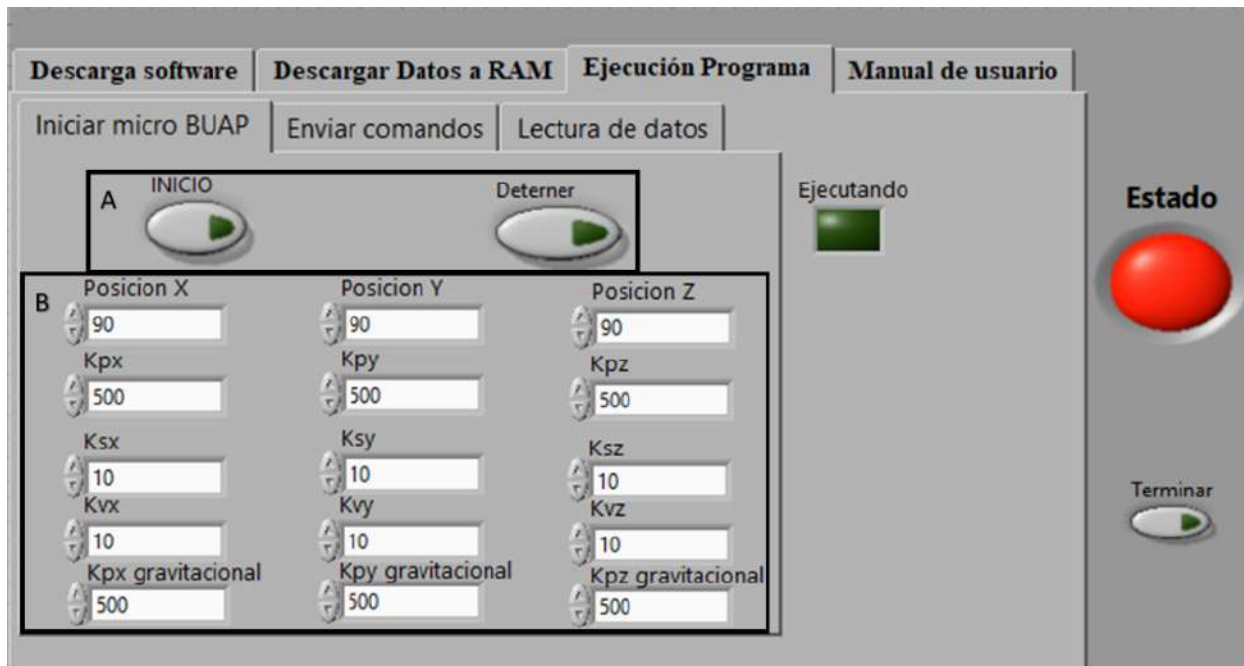


Figura 4.23 Ventana usada para el envío de parámetros de configuración

Otra parte importante de la interfaz de usuario es la que se muestra en la Figura 4.24, esta ventana permite el envío de parámetros de configuración en tiempo real (bloque A), a diferencia de la interfaz anterior que solo permite el envío de los parámetros de inicio al comenzar la ejecución. Esta interfaz se utiliza para realizar labores de depuración de parámetros y para comprobar la ejecución de acciones o algoritmos en el interior del microprocesador, al permitir la visualización en formato entero y en punto flotante, es posible determinar y comprobar cual recurso se encuentra activado en cada momento (bloque B).

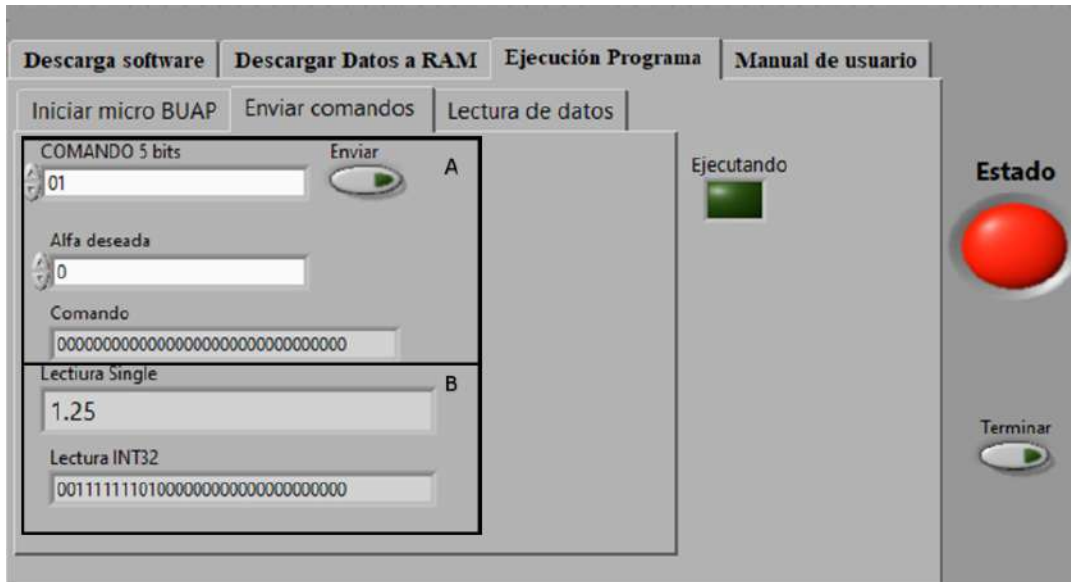


Figura 4.24 Interfaz de usuario. Envío de parámetros en tiempo real

De la misma manera, es posible acceder a los datos que se procesan al interior del FPGA o en su defecto a los resultados de las acciones de control para su posterior análisis, para ello en la sección de lectura de datos (Figura 4.25), se define el nombre del archivo en el cual se desea guardar los datos para su posterior procesamiento (bloque B). Este archivo tiene formato .dat y puede ser analizado o procesado en otro software como Matlab. Por defecto este archivo se almacena en la raíz del sistema, aunque su ubicación puede ser modificada según los intereses de cada proyecto. Cuenta además con una Tolbox de visualización en tiempo real de los datos o parámetros transmitidos por el módulo Wi-Fi (bloque A).

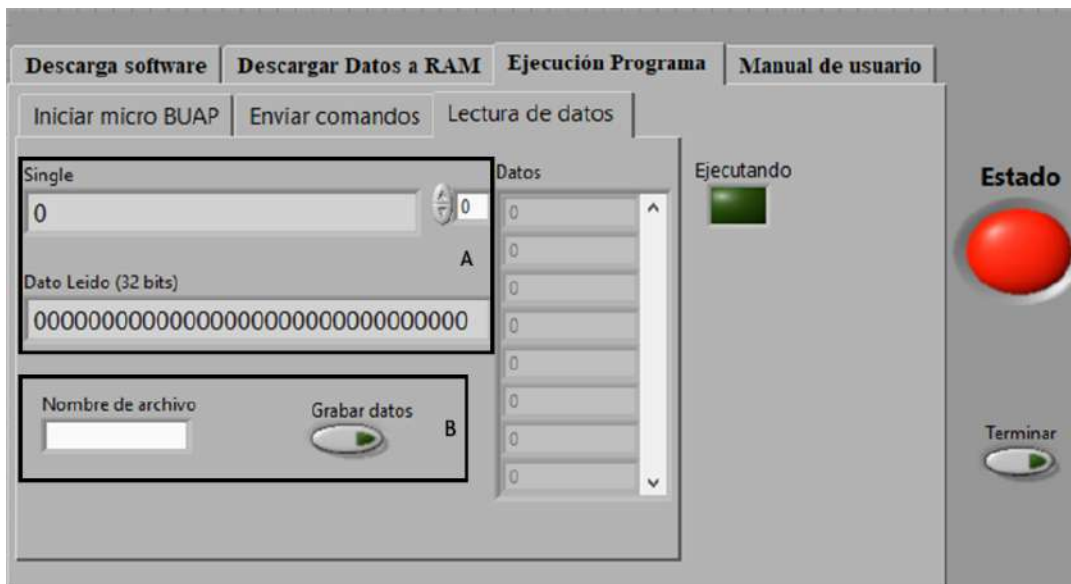


Figura 4.25 Lectura de datos en la interfaz de usuario

Cada una de estas secciones son accesibles al programador para su modificación y adecuación a las necesidades y particularidades del trabajo que se esté desarrollando.

4.2.1 Modificaciones en la interfaz de usuario

La interfaz de usuario general permaneció sin grandes cambios a excepción de los que se muestran a continuación (Figura 4.26). Las modificaciones se realizaron en la ventana de envío de comandos, la posición deseada del eje x (Posición X Figura 4.23) cambio por el ángulo deseado (bloque A), además se anexaron los indicadores numéricos x_b y Alpha los cuales muestran la posición en tiempo real del bloque de desplazamiento y el ángulo de inclinación de la cama respectivamente (bloque B).

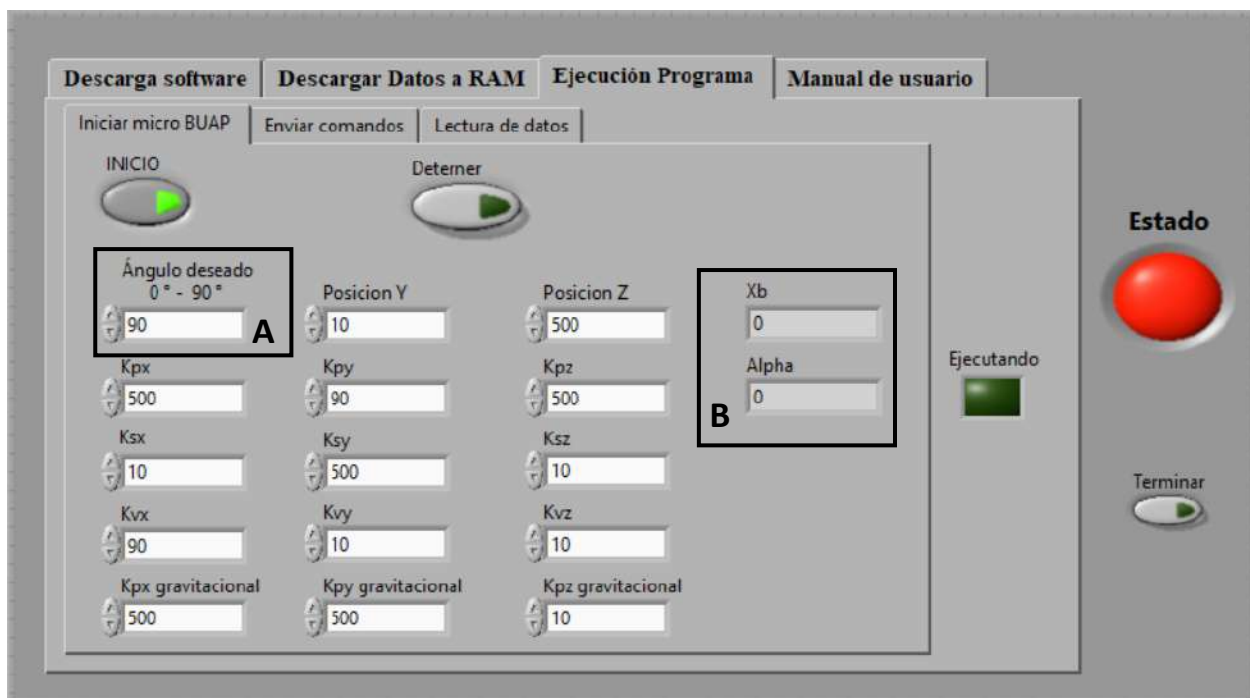


Figura 4.26 Modificaciones de la ventana de envío de comandos

Usando el control numérico llamado “Ángulo deseado” se introduce el valor del ángulo Alpha en el cual el usuario desea que se posicione la mesa de inclinación, este ángulo es procesado en LabView para que el dato enviado al microprocesador sea la posición deseada del centro de masa del bloque de desplazamiento x_b , esto se realiza debido a que el control de posición se encarga de llevar el centro de masa del bloque de desplazamiento a la posición deseada.

La conversión del ángulo deseado a la posición deseada del centro de masa del bloque de desplazamiento se implementó utilizando la ecuación (2.7) y (2.10) dando como resultado la siguiente expresión:

$$x_b = l_3 + l_2 \cos(\alpha) - \sqrt{l_1^2 - (l_4 - l_2 \sin(\alpha))^2} - \varepsilon \quad (4.23)$$

En LabView la expresión (4.23) se estableció utilizando bloques numéricos tal como se muestra en la Figura 4.27.

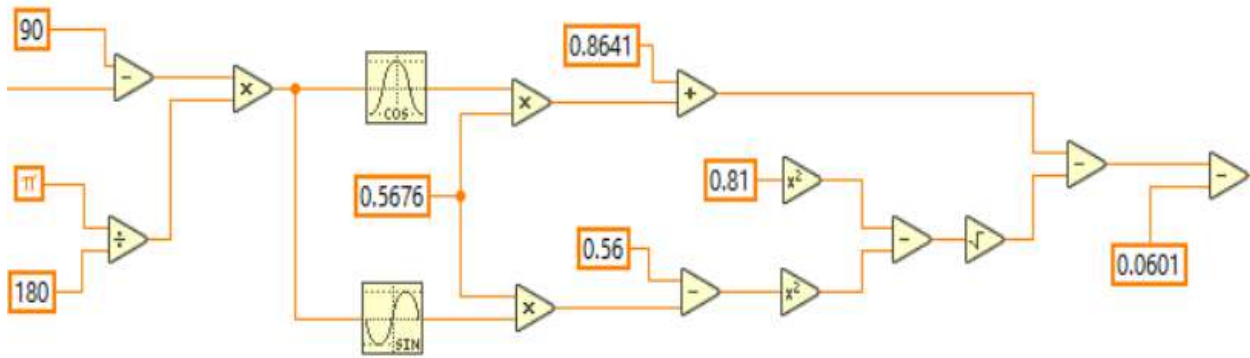


Figura 4.27 Implementación en LabView de la expresión (4.23)

4.2.2 Implementación de los algoritmos de control

En robótica el problema de control de posición o regulación consiste en mover el extremo final de un robot manipulador desde cualquier posición inicial hacia una posición deseada. Formalmente, el objetivo del problema de control de posición está determinado por encontrar una ley de control τ que proporcione los pares aplicados a las articulaciones o servomotores del robot, de tal forma que la posición actual del robot $\mathbf{q}(t)$ y la velocidad articular de movimiento $\dot{\mathbf{q}}(t)$ tiendan asintóticamente hacia la posición deseada \mathbf{q}_d y velocidad cero, respectivamente sin importar las condiciones iniciales [26].

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_d \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

En este trabajo de tesis se implementaron los algoritmos de control PD y PID utilizando el lenguaje D mostrado en el capítulo 1 [21], el objetivo de los algoritmos de control es llevar la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento a una posición deseada la cual permitirá posicionar la mesa de inclinación en el ángulo requerido.

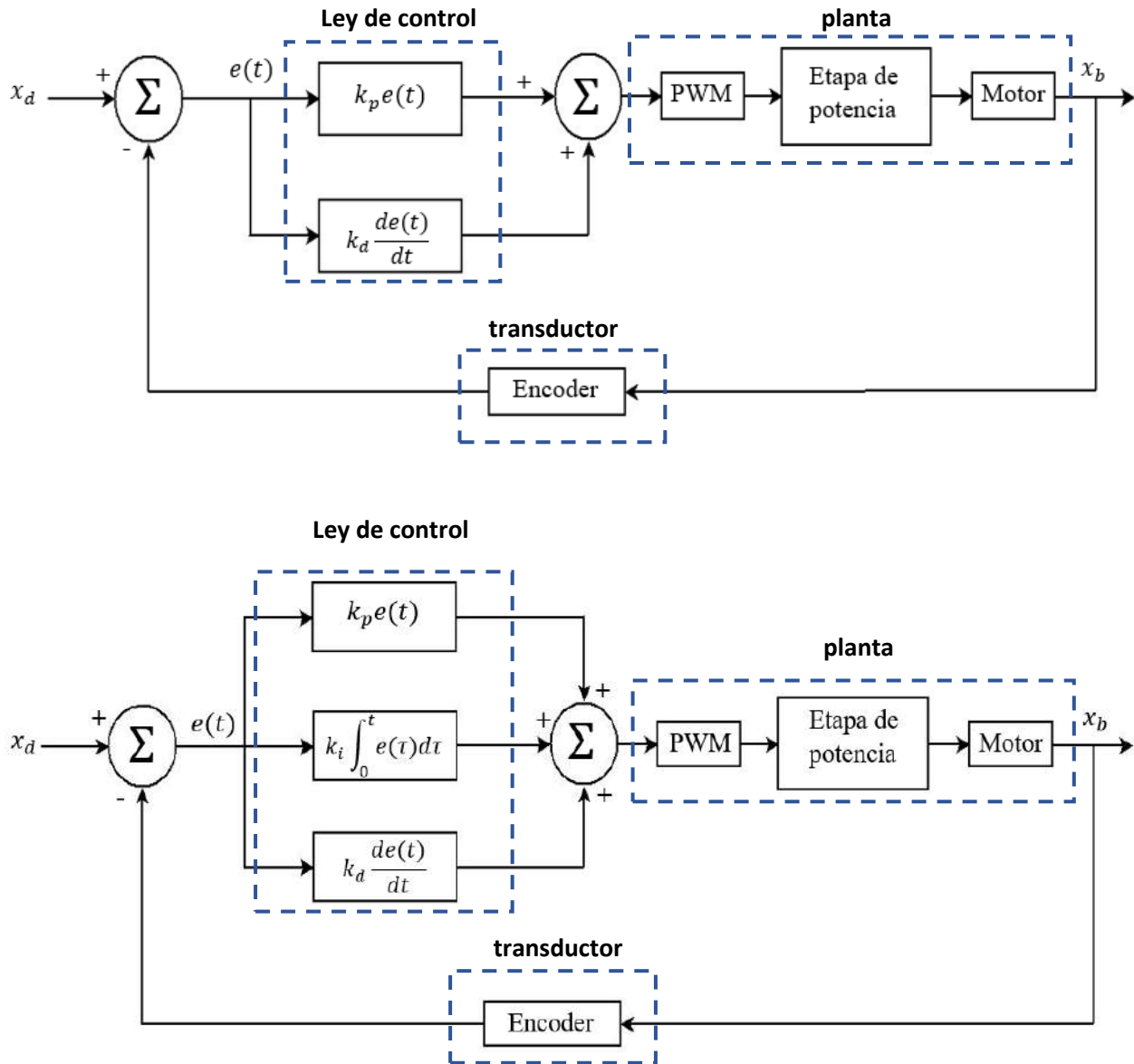


Figura 4.28 Lazo cerrado para el control de la mesa de inclinación

En la Figura 4.28 se muestran los diagramas correspondientes al control PD y PID. La lógica de implementación de ambos algoritmos se basó en el trabajo de García Eduardo [34], en el cual se muestra el desarrollo de un control PID usando un microcontrolador PIC16f887 para el control de temperatura de un horno.

En el diagrama de flujo de la Figura 4.29 se muestra el algoritmo correspondiente al control PID; el diagrama de flujo del control PD es idéntico a este, con la única diferencia de que el término integral es eliminado.

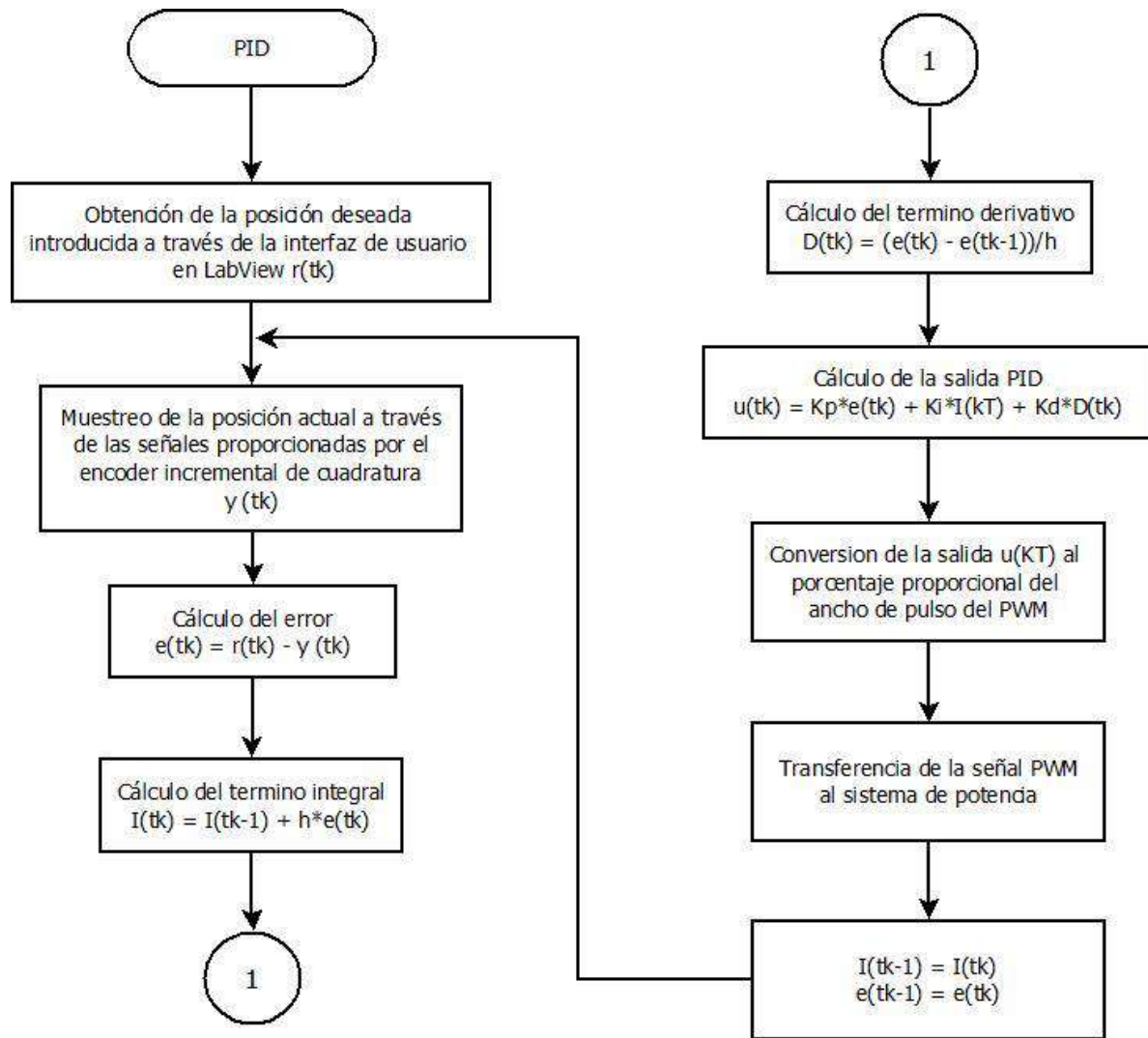


Figura 4.29 Diagrama de flujo del algoritmo de control PID

Para el cálculo del término derivativo se utilizó el método de Euler para la diferenciación numérica explicado por Reyes Fernando [35]. Particularmente la siguiente expresión es conocida como diferenciación con un paso atrás (*backward difference*).

$$\dot{f}(t_k) \approx \frac{f(t_k) - f(t_{k-1})}{t_k - t_{k-1}} = \frac{f(t_k) - f(t_{k-1})}{h} \quad (4.25)$$

La calidad de la deriva depende de la distancia entre los puntos muestreados o dicho de otra manera del periodo de muestreo $h = t_k - t_{k-1}$.

Para el cálculo del término integral se utilizó el método de integración numérica discreta [35], el cual se puede establecer directamente del método de Euler.

$$I(t_k) = I(t_{k-1}) + hf(t_k) \quad (4.26)$$

La expresión (4.26) es muy simple, se convierte en una sumatoria y es adecuada para poderse implementar como algoritmo recursivo.

La salida del control PID se calculó a través de la suma de los términos proporcional, integral y derivativo, por último, esta salida se convierte a un valor proporcional del ancho de pulso de una señal PWM, ya que como se muestra en el trabajo de López Gómez, Jesús et al. [36] variando el ancho de pulso de una señal PWM con características específicas es posible realzar el control de un motor de CD.

4.3 Firmware

El firmware es un conjunto de instrucciones plasmadas en un software que establecen la lógica de más bajo nivel que controla los circuitos electrónicos de un dispositivo.

En el mercado existen diversos softwares que permiten la descripción de hardware a través de múltiples lenguajes, sin embargo, para propósitos de este trabajo de tesis se utilizó el software Quartus II web edition, el cual es un programa que nos permite la elaboración de firmware a partir del lenguaje AHDL (*Altera Hardware Description Language*).

El firmware desarrollado en esta tesis cumple con dos objetivos:

- Desarrollar una máquina de estados capaz de generar la decodificación de las señales enviadas por el encoder incremental de cuadratura y llevar una cuenta que permita obtener la posición en tiempo real del sistema.
- Desarrollar una máquina de estados que genere una señal PWM con características específicas basadas en los elementos del sistema, dicha señal será enviada a las terminales a y b del puente H para controlar la dirección de giro del motor.

Para llevar a cabo el desarrollo de las máquinas de estado el primer paso consistió en plasmar la lógica de las mismas a través de una herramienta conocida como cartas ASM por sus siglas en inglés (*Algorithmic State Machine*).

Las cartas ASM son una descripción esquemática de la función de salida y de la función para generar estados siguientes de una máquina de estados. Las cartas ASM son utilizadas como ayuda en el diseño de máquinas de estado para implementar un algoritmo y convertirse en parte de la documentación de diseño una vez que se ha terminado. Los elementos utilizados en una carta ASM son: La caja de estados, la caja de decisión, la caja de salida condicional y el bloque ASM. Las cartas ASM son de gran relevancia debido a que describen un algoritmo y a la máquina de estados simultáneamente.

4.3.1 Decodificador

El decodificador recibe como entradas las señales U_{a1} y U_{a2} provenientes del encoder (por conveniencia y facilidad $U_{a1} = A$ y $U_{a2} = B$), a partir de las cuales se genera una cuenta que permite obtener la posición angular relativa del eje del motor. La cuenta generada puede ser ascendente o descendente por lo que se estará trabajando con números positivos y negativos. La carta ASM desarrollada para describir la lógica de la máquina de estados del decodificador se presenta en la Figura 4.30.

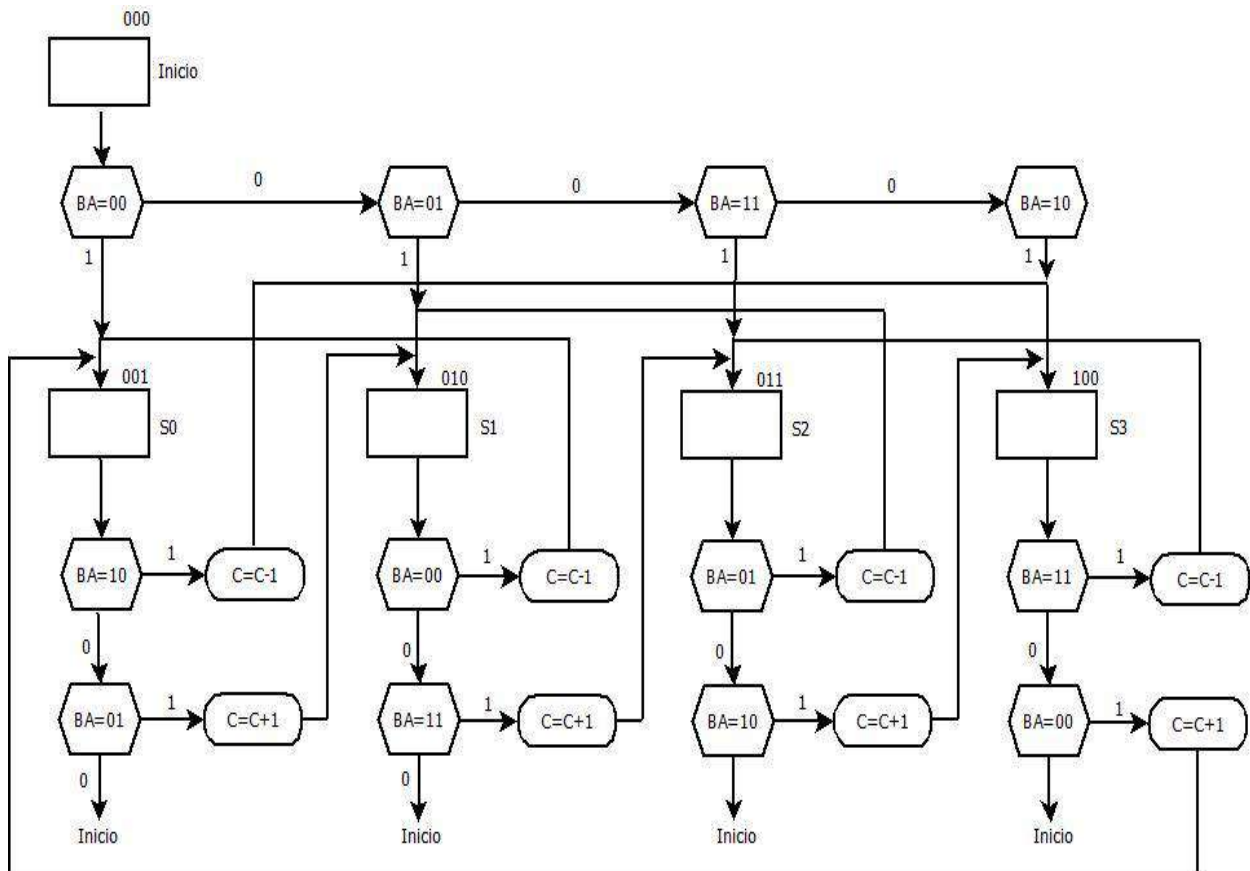


Figura 4.30 Carta ASM del decodificador

De la carta ASM anterior se puede determinar que la máquina de estados contará con cinco estados: Inicio, S0, S1, S2 y S3; para realizar el cambio de estados se evalúa el valor de las señales A y B. La única salida que se tiene es un contador identificado con la letra “C” la cual es una salida tipo Mealy, ya que depende del valor de las entradas, el incremento del contador se denota por $C=C+1$, mientras que los decrementos se denotan por $C=C-1$.

Una vez desarrollada la carta ASM se procedió a codificarla en el software Quartus II. Una vez terminada la descripción de la máquina de estados se generó su símbolo (Figura 4.31), el cual permitió manipular a la máquina de estados como si fuera un bloque con entradas y salidas definidas.

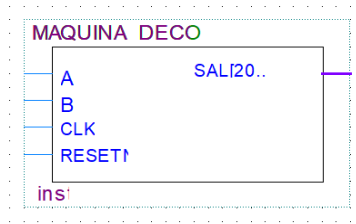


Figura 4.31 Bloque de la máquina de estados del decodificador

Las entradas A, B, y RESETN se pueden conectar directamente a sus respectivas terminales sin embargo la señal de reloj (CLK) debe ser generada a través de una etapa independiente, esto es debido a que dicha señal debe de estar sincronizada con las señales A y B provenientes del encoder.

En la Figura 4.32 se muestra la etapa independiente para generar la señal CLK, que será la señal de reloj de la máquina de estados.

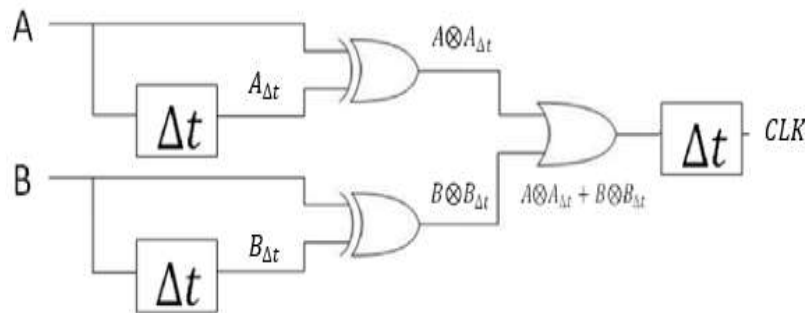


Figura 4.32 Etapa para generar la señal CLK

En la Figura 4.33 se muestra la implementación del circuito generador de la señal CLK en Quartus II web edition, en este circuito se encuentran tres arreglos de flip-flop tipo D conectados en serie, dichos arreglos son colocados para generar el retraso de las señales a y b, un cierto Δt . Cabe señalar que el RELOJ de entrada a la etapa generadora de la señal CLK deberá ser calculado a partir de las características físicas del encoder y del motor con el que se esté trabajando.

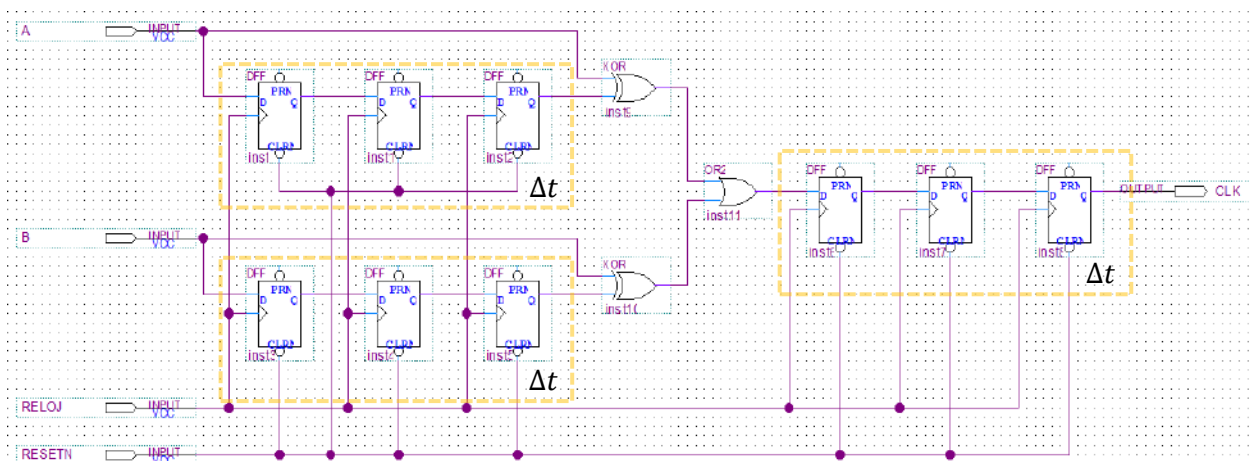


Figura 4.33 Implementación del circuito generador de la señal CLK

Los datos que se requieren para el cálculo de Δt y del periodo de la señal de RELOJ son:

- Número de líneas del encoder NL .
- Velocidad del motor en rpm.
- Relación de transmisión del reductor.

Dada la velocidad en rpm del motor sin carga, dicha velocidad se toma como la velocidad máxima del motor, la cual se convierte a rps (revoluciones por segundo) a partir de la siguiente expresión:

$$V_{max} = rpm = \frac{rev}{min} \left(\frac{1 min}{60 seg} \right) = rps \quad (4.27)$$

Teniendo el número de líneas por revolución y las revoluciones por segundo, se procede a calcular la frecuencia máxima de la señal proveniente del encoder.

$$f_{max} = V_{max} * NL \quad (4.28)$$

Si la posición angular que se desea medir está a la salida del reductor, el número de líneas por revolución se deberá multiplicar por el factor de reducción $F_{reduccion}$, obteniendo la frecuencia máxima a través de la siguiente expresión.

$$f_{max} = V_{max} * NL * F_{reduccion} \quad (4.29)$$

El periodo mínimo de la señal proveniente del encoder se calcula como el inverso de la frecuencia máxima.

$$T_{min} = \frac{1}{f_{max}} \quad (4.30)$$

El retardo Δt , se calcula como un octavo del periodo mínimo proveniente de la señal del encoder.

$$\Delta t = \frac{T_{min}}{8} \quad (4.31)$$

Debido a que el retraso Δt será generado a partir de los flip-flop tipo D conectados en serie, Δt deberá ser igual a 3 periodos de la señal de RELOJ, ya que se tienen 3 flip-flop.

$$\Delta t = 3 * T_{reloj} \Rightarrow T_{reloj} = \frac{\Delta t}{3} \quad (4.32)$$

Para propósitos de simulación se supone un motor con un encoder incremental de 512 líneas por revolución, con un reductor que tiene una relación de transmisión de 150:1 y su velocidad máxima es de 67 rpm.

$$V_{max} = 67 rpm = 67 \frac{rev}{min} \left(\frac{1 min}{60 seg} \right) = 1.116 rps \quad (4.33)$$

$$f_{max} = V_{max} * NL * 150 = 1.116 \frac{rev}{seg} * \left(512 \frac{Lineas}{rev} * 150 \right) = 85760 \text{ Hz} = 85.76 \text{ KHz} \quad (4.34)$$

$$T_{min} = \frac{1}{f_{max}} = \frac{1}{85760} = 11.66 \mu s \quad (4.35)$$

$$\Delta t = \frac{T_{min}}{8} = \frac{11.66 \mu s}{8} = 1.457 \mu s \quad (4.36)$$

$$\Delta t = 3 * T_{reloj} \Rightarrow T_{reloj} = \frac{\Delta t}{3} = \frac{1.457 \mu s}{3} = 485.85 \text{ ns} \quad (4.37)$$

En la Figura 4.34 se muestra el firmware completo de la etapa de decodificación. Para comprobar el correcto funcionamiento de la misma se procede a realizar una simulación.

Para la simulación se utilizaron los valores de los parámetros obtenidas a partir de las ecuaciones (4.33) a (4.37), para las señales del encoder A y B se utilizó el valor de f_{max} tomando en cuenta que existe un desfase de 90° eléctricos entre las mismas.

En las Figuras 4.35 y 4.36 se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones.

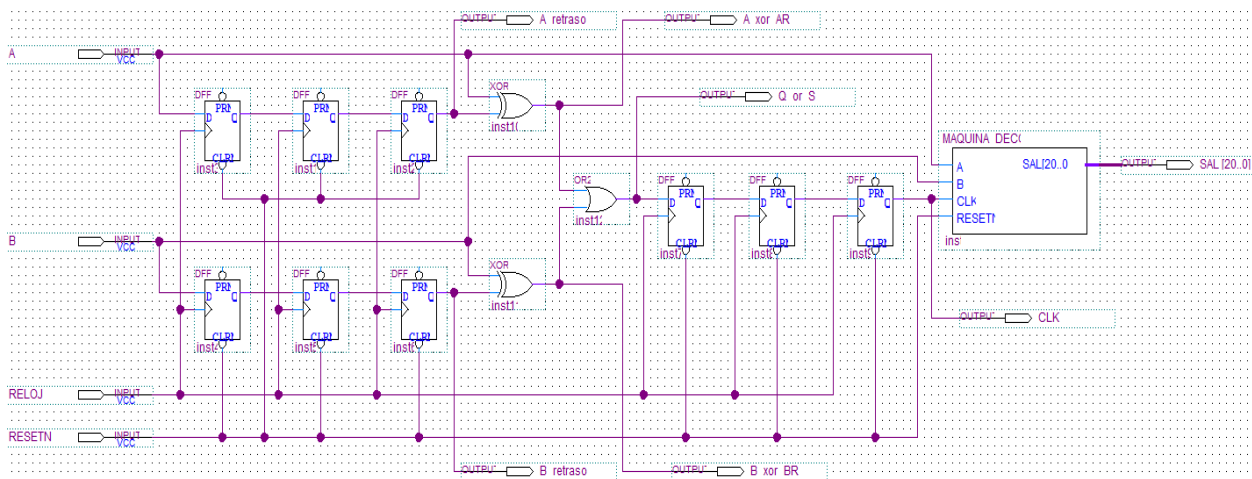


Figura 4.34 Firmware de la etapa de decodificación

En las primeras dos filas del diagrama de tiempos de la simulación uno y dos (figura 4.35 y 4.36) se muestran las señales A y B provenientes del encoder, donde se puede notar el desfase de 90° eléctricos entre ambas. En las filas 3 y 4 se muestran las señales A y B del encoder con un retraso igual a Δt , en las filas 5 y 6 se muestra la función XOR entre las señales B y B con retraso, así como la función XOR entre las señales A y A con retraso, respectivamente. Posteriormente se aplica la función OR entre las señales de las filas 5 y 6, y el resultado se muestra en la fila 7; la señal generada en la fila 7 podría ser tomada como la señal de reloj, sin embargo, los flancos de subida de esta señal coinciden con los flancos de subida y bajada de las señales del encoder, por lo que esta señal no es adecuada. Para generar una señal conveniente se aplica un retraso Δt a la señal mostrada en la fila 7 dando como resultado la señal CLK de la fila 8. La señal de RELOJ

mostrada en la fila 9 tiene un período igual a T_{reloj} . La salida muestra una cuenta ascendente a partir de la cual se puede obtener la posición angular relativa del eje del motor, esta cuenta es ascendente puesto que las señales A y B simulan el resultado del encoder si el motor girara en sentido horario.

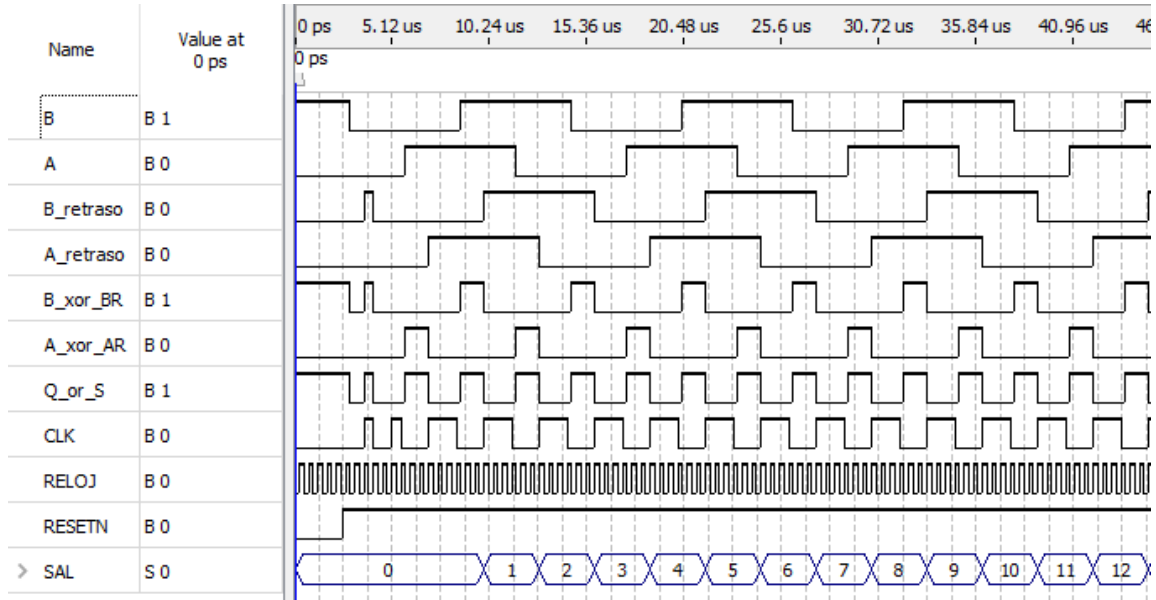


Figura 4.35 Simulación 1 etapa de decodificación

En la simulación 2 (Figura 4.36) se muestra en la salida una cuenta descendente pues las señales del encoder A y B simulan un giro antihorario del motor.

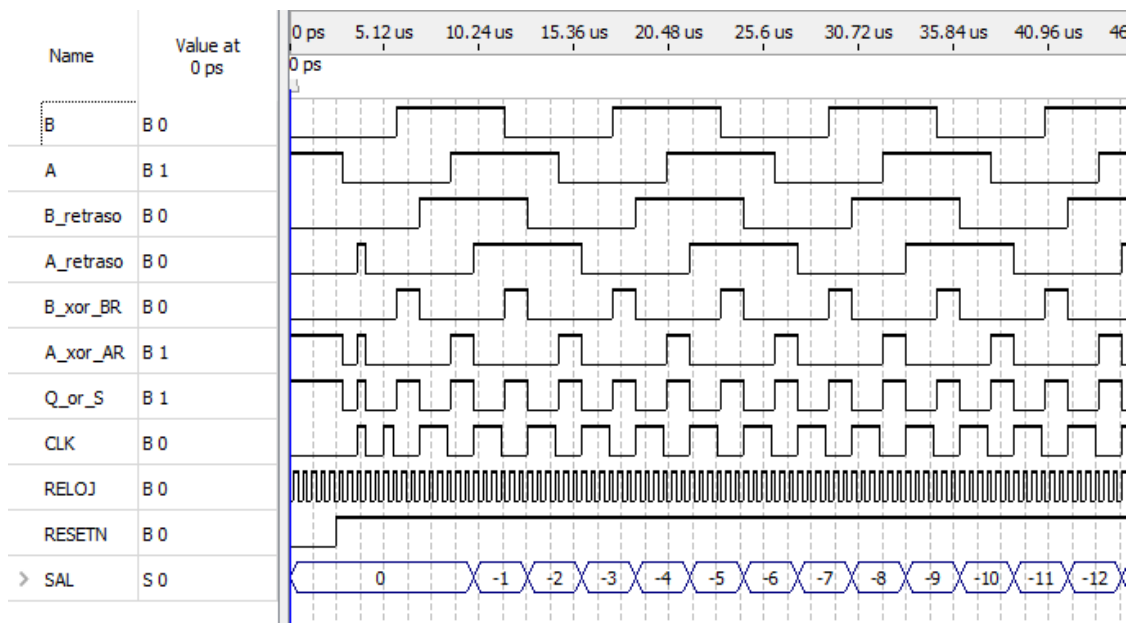


Figura 4.36 Simulación 2 etapa de decodificación

4.3.2 PWM

El PWM (*Pulse Width Modulation* por sus siglas en inglés) es un tipo de señal que se utiliza con diversos propósitos en el área de la electrónica. Como se muestra en el trabajo de López Gómez, Jesús et al. [36] el torque generado por un motor de corriente directa presenta una relación casi lineal con respecto al ancho de pulso de una señal PWM, dicho comportamiento se aprovecha en este trabajo de tesis, por lo que es necesario generar una máquina de estados que proporcione una señal PWM con las características necesarias para hacer trabajar al motor de corriente directa utilizado en la mesa de inclinación de la manera deseada.

Los parámetros necesarios para la generación de la señal PWM son:

- Frecuencia de la señal PWM.
- Frecuencia de trabajo FPGA.
- Bits de resolución del ancho de pulso.
- Bit de dirección.

Durante la caracterización del motor de CD se determinó la frecuencia de trabajo óptima del motor, dicha frecuencia de trabajo es utilizada como la frecuencia de la señal PWM; el bit de dirección se utiliza para seleccionar la salida de la señal PWM ya que dicha señal es conectada a las terminales a y b de la etapa de protección del puente H, por lo que es necesario seleccionar la salida adecuada para que el motor gire en la dirección requerida.

Por motivos de simulación se determinaron las especificaciones de la señal PWM mostradas en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Parámetros característicos de la señal PWM

Especificaciones PWM	
Parámetro	Valor
Frecuencia PWM (kHz)	50
Período PWM (μs)	20
Frecuencia FPGA (MHz)	100
Ancho de pulso (AnchoP) 8 bits	0-255
Delta_T (ns)	78.43
Cuenta	8
DirGiro	Derecha 0
DirGiro	Izquierda 1

En la Tabla 4.4,

$$\Delta T = \frac{T_{PWM}}{255} = \frac{20 \mu s}{255} = 78.43 ns \quad (4.38)$$

$$Cuenta = \frac{\Delta T}{T_{FPGA}} = \frac{78.43 \text{ ns}}{10 \text{ ns}} = 7.84 \approx 8 \quad (4.39)$$

La carta ASM desarrollada para describir la lógica de la máquina de estados que genera la señal PWM se presenta en la Figura 4.37.

A partir de la carta ASM se determina que la máquina de estados contará con 3 estados: S0, S1 y S2, las entradas de la máquina de estados son: el bit de dirección “DirGiro” y el ancho de pulso “AnchoP” que es un bus de 8 bits, las salidas de la máquina de estados son: PWMD Y PWMI, que físicamente se conectaron a las terminales a y b del circuito de protección del puente H.

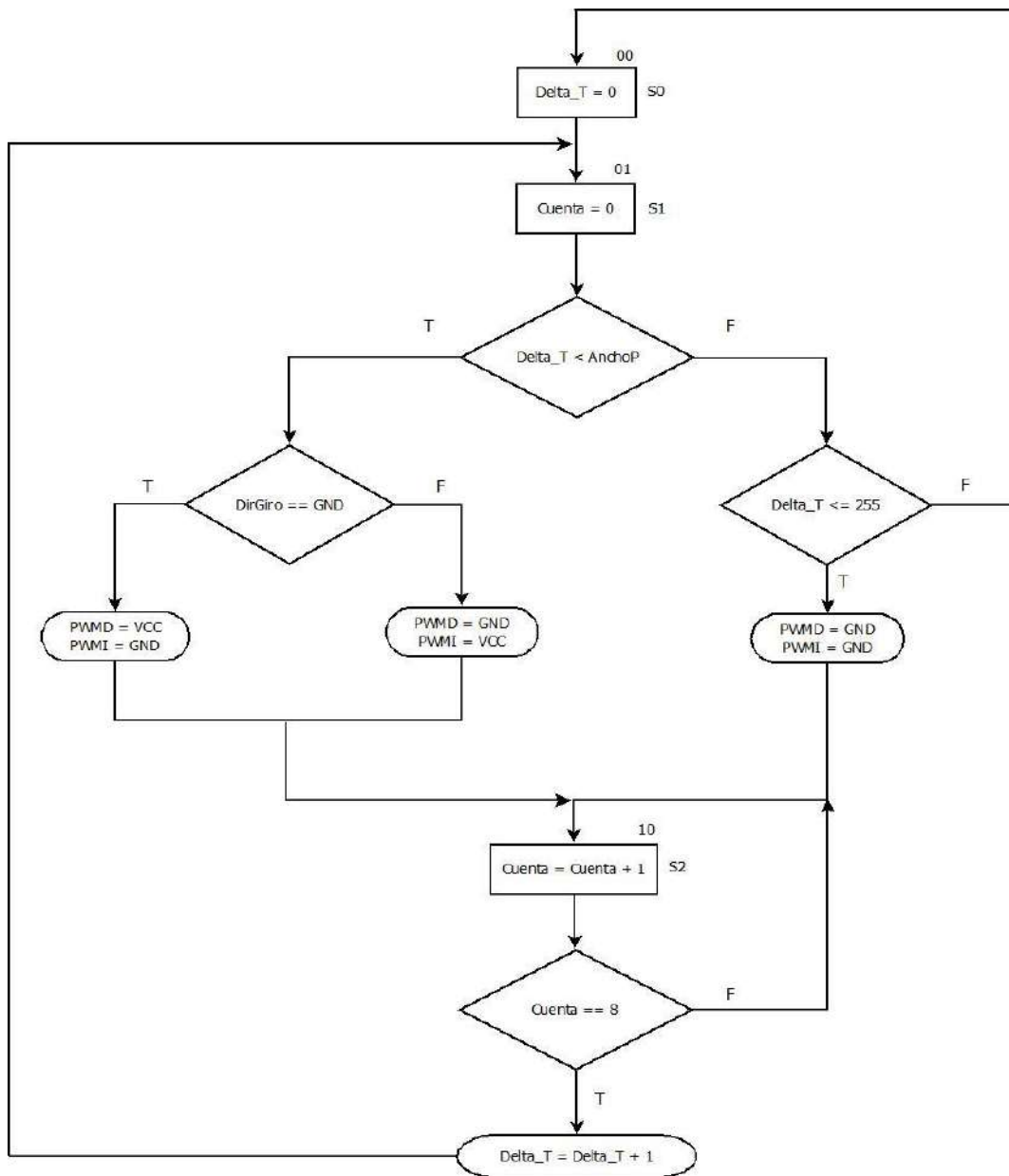


Figura 4.37 Carta ASM del generador PWM

Teniendo la carta ASM terminada se procedió con la codificación de la misma en el software Quartus II web edition. Posterior a la descripción de la máquina de estados se generó el símbolo de la misma, el cual fue agregado en un diagrama de bloques para asignarle las terminales de entrada y de salida, como se muestra en la Figura 4.38.

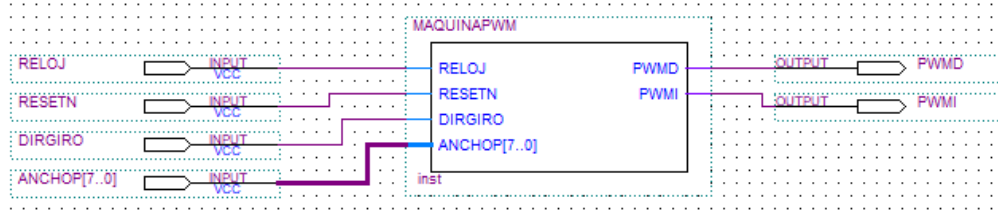


Figura 4.38 Símbolo de la máquina de estados encargada de generar la señal PWM

Para comprobar el correcto funcionamiento de la máquina de estados, se realizaron múltiples simulaciones de la misma, en las figuras 4.39, 4.40, 4.41 y 4.42 se muestran los resultados en forma de diagramas de tiempo, a continuación, se describen cada una de las partes de dichos diagramas.

- La fila 1 (ANCHOP) corresponde al ancho de pulso seleccionado por el diseñador, el cual puede ser modificado en el momento que se desee.
- La fila 2 (DIRGIRO) muestra el valor del bit de giro el cual es el encargado de determinar si la señal PWM generada se direccionará al puerto de salida PWMD o PWMI.
- La fila 3 (PWMD) muestra la señal de salida en el pin PWMD el cual es el encargado de proporcionar la señal PWM que hace que el motor de CD de la mesa de inclinación gire en sentido horario.
- La fila 4 (PWMI) muestra la señal de salida en el pin PWMI el cual proporciona la señal PWM que hace que el motor de CD de la mesa de inclinación gire en sentido antihorario.
- La fila 5 (RELOJ) muestra la señal del reloj.
- La fila 6 (RESETN) muestra la señal de reset de la máquina de estados, cuando el valor de esta señal es 0 la máquina de estados se deshabilita mientras que cuando su valor es igual a 1 la máquina de estados se encuentra habilitada.

En la simulación de la Figura 4.39 el ancho de pulso de la señal PWM inicialmente es igual a 0 y después de 50 us su valor cambia a 255, como el valor de DIRGIRO es igual a 1 la salida de la señal PWM se mostrará en el pin PWMI, donde se puede observar el cambio de la señal cuando el ancho de pulso cambia de 0 a 255.

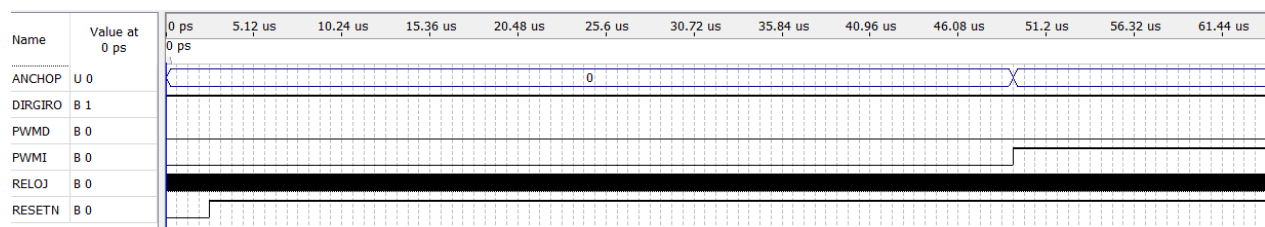


Figura 4.39 Simulación 1 generador PWM

En la simulación de la Figura 4.40 el ancho de pulso de la señal PWM inicialmente es igual 37, y después de dos periodos de 20 us se puede observar el cambio del ancho de pulso a un valor de 80, la señal PWM aparece en el pin PWMI debido a que DIRGIRO es igual a 1, es importante notar que el valor del ancho de pulso de la señal PWM se actualiza hasta que se ha completado el periodo previo de la señal.

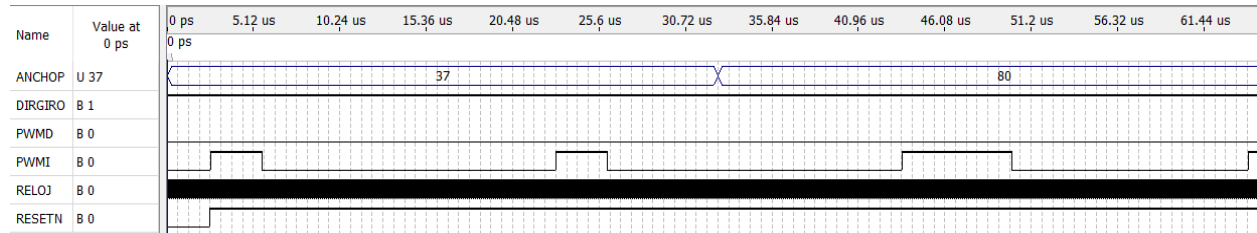


Figura 4.40 Simulación 2 generador PWM

En la simulación de la Figura 4.41 el valor de DIRGIRO es igual a cero por lo que la señal del PWM se verá reflejada en el pin PWMD mientras que PWMI mantendrá un valor igual a GND, los primeros dos periodos de la señal PWM tiene un ancho de pulso igual 148, el cual posteriormente cambia a 193 y como en el caso anterior el ancho de pulso de la señal PWM se actualiza hasta el fin del segundo periodo de la señal.

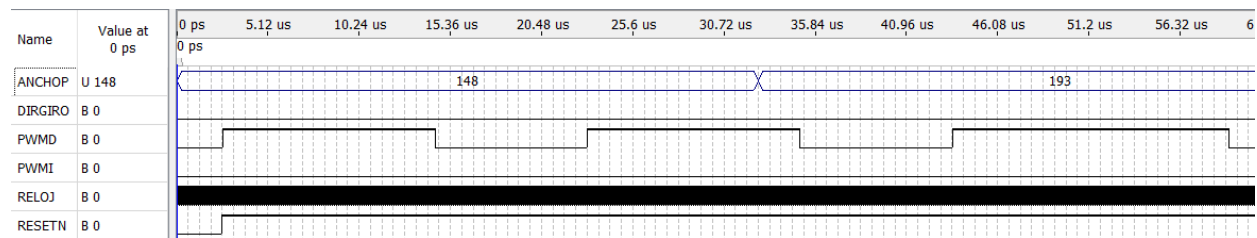


Figura 4.41 Simulación 3 generador PWM

En la simulación de la Figura 4.42 se muestra la transición de 0 a 1 de la señal DIRGIRO a los 51.2 us, mientras el valor de DIRGIRO era igual a cero la señal PWM se veía reflejada en el pin PWMD, después de realizar la transición y de esperar a que el periodo anterior terminara, la señal PWM se ve reflejada en el pin PWMI. En un inicio el ancho de pulso de la señal PWM es de 48, después de dos periodos el valor del ancho de pulso se actualiza a 100.

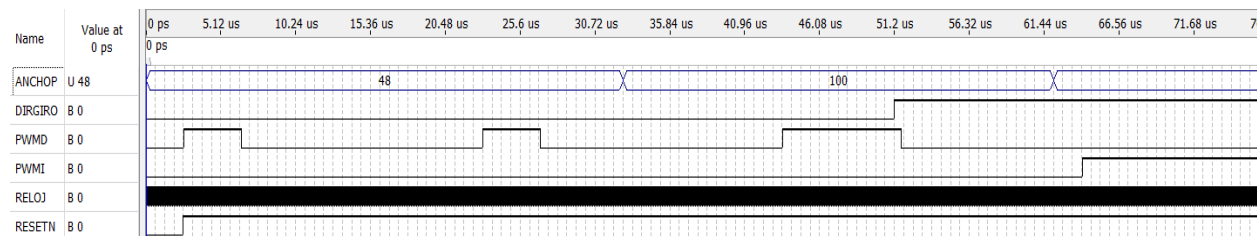


Figura 4.42 Simulación 4 generador PWM

4.4 Conclusiones

La electrónica desarrollada muestra un comportamiento adecuado que cubre con las necesidades de este trabajo, sin embargo, se deben de realizar ajustes en la alimentación del sistema pues a partir de las pruebas experimentales se comprobó que la fuente conmutada al igual que el motor genera una fuerte interferencia electromagnética.

La interfaz desarrollada en LabView tuvo cambios menores, sin embargo, dichos cambios la volvieron más amigable con el usuario, brindando la posibilidad de introducir un ángulo deseado y monitorear en tiempo real tanto la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento, así como el ángulo de inclinación de la mesa, estas mejoras se lograron gracias al desarrollo previo del modelo dinámico.

La implementación de los algoritmos de control en lenguaje D, así como el desarrollo de los bloques de firmware permitieron cerrar el lazo de control de la mesa de inclinación, lo que dotó al sistema con una gran precisión en el posicionamiento de la mesa de inclinación en el ángulo deseado.

El uso de un sistema de control representa una ventaja en este prototipo ya que como se mostró en la introducción, los modelos comerciales carecen del mismo, por lo que el posicionamiento de la mesa de inclinación debe de realizarse de manera manual introduciendo imprecisiones al momento de querer colocar al paciente en un ángulo determinado.

Capítulo 5: Resultados

Las diferentes pruebas experimentales llevadas a cabo con la mesa de inclinación se realizaron considerando dos escenarios diferentes: cuando la mesa de inclinación no tiene masa adicional (ninguna persona se encuentra sobre de ella) y cuando tiene masa adicional o, dicho de otra manera, un sujeto de prueba se encuentra sobre la misma. En estos dos escenarios se evaluó el comportamiento del sistema usando el tornillo con rosca Acme y el tornillo embalado. Los algoritmos de control utilizados en el proceso de regulación fueron los algoritmos PD y PID, los detalles de su implementación se mostraron en el capítulo 4.

La posición inicial del centro de masa del bloque de desplazamiento durante las diferentes pruebas fue de 0 m (posición vertical de la cama), y la posición deseada fue de 0.411042 m dicha posición corresponde a un ángulo de inclinación de la cama de $\pi/4$ rad.

5.1 Tornillo con rosca Acme

Con el objetivo de poder comparar el desempeño del sistema usando el tornillo embalado con respecto a la configuración del primer prototipo, las diferentes pruebas experimentales se tuvieron que llevar a cabo utilizando el tornillo con rosca Acme ya que no se contaba con datos suficientes para establecer una comparación. Las principales características del tornillo con rosca Acme se describieron en el capítulo 3, sin embargo, a continuación, se repiten algunas de ellas por ser consideradas como relevantes para el análisis posterior.

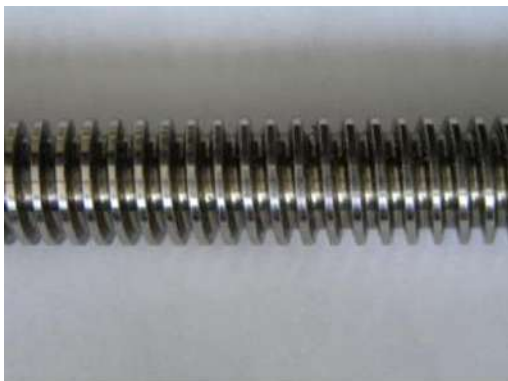


Figura 5.1 Tornillo de potencia con rosca Acme utilizado en el primer prototipo

Tabla 5.1 Características del tornillo de potencia con rosca Acme

Parámetro	Valor numérico
Paso	6.45 mm
Diametro	1 in
Longitud total	76 cm

5.1.1 Tornillo con rosca Acme sin masa adicional

Para obtener los resultados a través del modelo matemático, los parámetros utilizados adoptaron los valores mostrados en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Acme sin masa adicional)

Parámetro	Valor numérico	Parámetro	Valor numérico
$E(t)$	Entrada de control	k_r	258175 N m/rad
R_m	1.6 Ω	b_r	0.8 N m s/rad
J_m	7.5×10^{-5} kg m ²	l_s	6.45 mm
L_m	6.2 mH	J_s	2.645×10^{-4} Kg m ²
b_m	1.69×10^{-5} N s/m	M_{ba}	1.29 Kg
k_m	0.120 N m/A	M_{ca}	47.92 Kg
k_e	0.112 V s/rad	M_{bl}	3.11 Kg
N_g	30 dientes	l_{c1}	0.405 m
N_w	1 hilo	l_{c2}	0.226 m
η	0.55 sin unidades	g	9.81 m/s
σ	0.7866 rad	b	0 N s/m
e	0.4	l_2	0.567 m
l_1	0.81 m	l_4	0.56 m
l_3	0.86 m	I_{ca}	17.12 Kg m ²
ε	0.06 m		

En la Figura 5.2 se muestra la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento y la posición angular de la cama, cuando la mesa de inclinación se utiliza sin una persona sobre de ella.

Utilizando el control PID el tiempo de asentamiento del sistema es de 59.92 s mientras que con el control PD el tiempo de asentamiento es de 61.78 s mostrando una diferencia de 1.86 s.

Como se aprecia en la gráfica correspondiente a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento (Figura 5.12) el sistema tiene una mejor respuesta en estado estable cuando se utiliza el control PID, el error de posición en este caso es de 98 μm mientras que el control PD muestra un error de posición de 192 μm .

La gráfica de la posición angular de la cama (Figura 5.2) muestra que el error en estado estable del ángulo de inclinación cuando se implementa el control PID es de 8.594×10^{-3} rad mientras que para el control PD es de 8.789×10^{-3} rad.

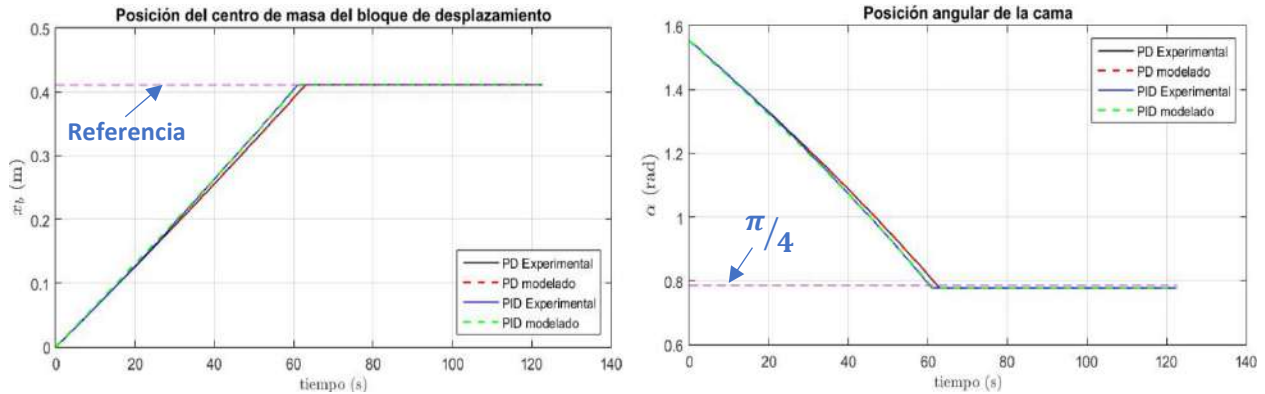


Figura 5.2 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y sin masa adicional

En la Figura 5.3 se muestra la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y la velocidad angular de la cama. Cuando el centro de masa del bloque de desplazamiento alcanza la posición deseada, la velocidad angular de la cama es de 0 rad/s, y la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento es de 0 m/s.

Utilizando un ajuste polinomial se determinó la velocidad máxima del centro de masa del bloque de desplazamiento, dando los siguientes resultados, con el control PID, 6.924 mm/s mientras que con el control PD 6.755 mm/s.

La velocidad angular máxima de la cama con el control PID fue de 14.43 mrad/s mientras que con el control PD fue de 14.08 mrad/s.

Las gráficas de velocidad muestran perturbaciones asociadas a fricciones del tipo stick-slip las cuales no fueron contempladas dentro del modelado.

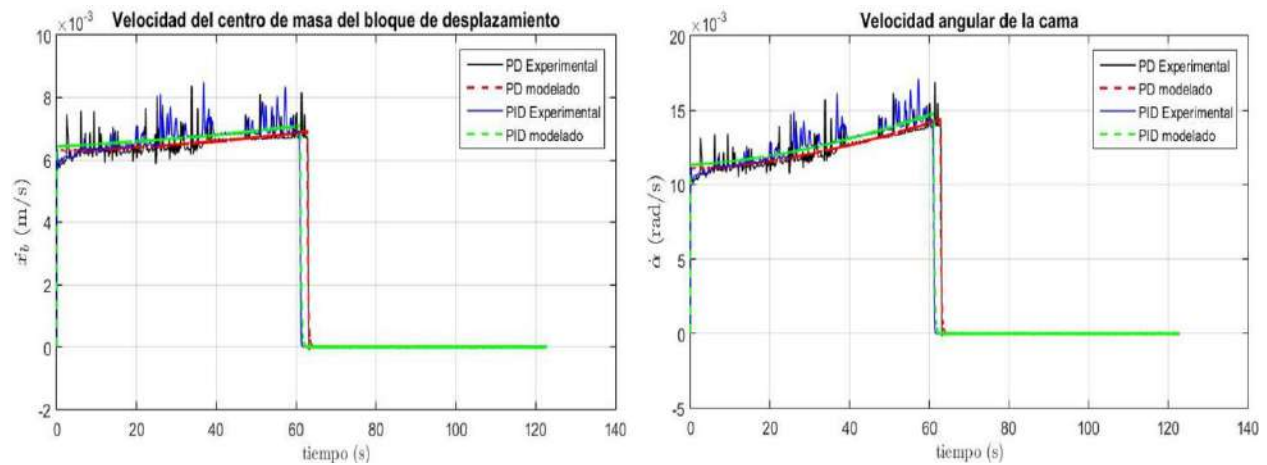


Figura 5.3 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y sin masa adicional

Para evaluar la precisión de las respuestas devueltas por el modelo matemático comparadas contra los resultados experimentales, se utilizó la Raíz del Error Cuadrático Medio (RMSE), la Tabla 5.3 resume los resultados

Tabla 5.3 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo con rosca Acme sin masa adicional

	PD	PID
Posición del centro de masa del bloque de desplazamiento	4.2034×10^{-4}	14.295×10^{-4}
Posición angular de la cama	7.6934×10^{-4}	26.147×10^{-4}
Velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento	2.2749×10^{-4}	2.5136×10^{-4}
Velocidad angular de la cama	4.3494×10^{-4}	4.9135×10^{-4}

5.1.2 Tornillo con rosca Acme y masa adicional

Para realizar las pruebas con masa adicional un sujeto de prueba de 84.3 kg de masa se colocó encima de la mesa de inclinación adoptando una posición de decúbito supino.

Para obtener los resultados a través del modelo matemático, los parámetros adoptaron algunos de los valores mostrados en la Tabla 5.2. En la Tabla 5.4 se muestran los valores de los parámetros que cambiaron al momento de utilizar la mesa de inclinación con masa adicional.

Tabla 5.4 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Acme con masa adicional)

Parámetro	Valor numérico	Parámetro	Valor numérico
M_{ca}	132.22 Kg	σ	0.7926 rad
l_{c2}	0.238 m	I_{ca}	34.13 Kg m ²

En la gráfica correspondiente a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento (Figura 5.4) utilizando el control PID el tiempo de asentamiento es de 71.74 s mientras que con el control PD el tiempo de asentamiento es de 71.87 s mostrando una diferencia de 130 ms.

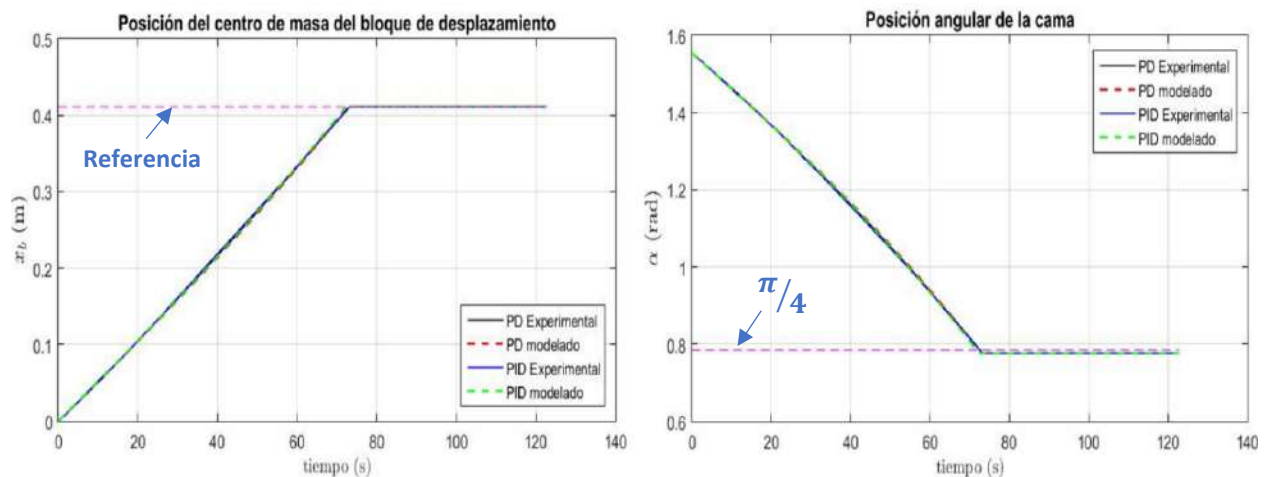


Figura 5.4 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y masa adicional

El error de posición del centro de masa del bloque de desplazamiento, cuando el sistema se encuentra en estado estable, es de 77 μm para el caso del control PID, mientras que para el control PD es de 112 μm (Figura 5.14).

La gráfica de la posición angular de la cama (Figura 5.14) muestra que el error en estado estable del ángulo de inclinación cuando se implementa el control PID es de 8.551×10^{-3} rad mientras que para el control PD es de 8.625×10^{-3} rad.

En el caso de la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y la velocidad angular de la cama (Figura 5.5), su valor es de 0 m/s y de 0 rad/s correspondientemente, cuando el sistema alcanza el estado estable.

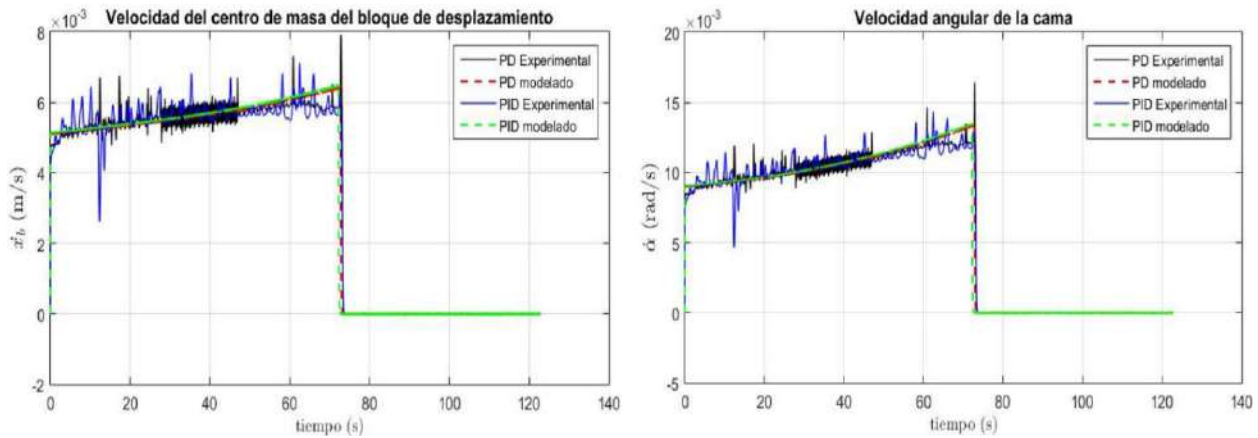


Figura 5.5 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo Acme y masa adicional

Utilizando un ajuste polinomial se determinó la velocidad máxima del centro de masa del bloque de desplazamiento, dando los siguientes resultados, 6.187 mm/s con el control PID, mientras que con el control PD se registró una velocidad máxima de 5.968 mm/s.

La velocidad angular máxima de la cama con el control PID fue de 12.46 mrad/s mientras que con el control PD es de 12.23 mrad/s.

Las gráficas de velocidad muestran un aumento en la amplitud de las perturbaciones asociadas a las fricciones del tipo stick-slip, así como la aparición de vibraciones, las cuales no fueron contempladas dentro del modelado.

La Tabla 5.5 muestra los valores RMSE correspondientes a cada uno de los resultados experimentales obtenidos durante esta prueba. A través de los valores RMSE se puede cuantificar el nivel de precisión de los resultados obtenido a través del modelo matemático.

Tabla 5.5 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo con rosca Acme y masa adicional

	PD	PID
Posición del centro de masa del bloque de desplazamiento	13.048×10^{-4}	15.117×10^{-4}
Posición angular de la cama	24.863×10^{-4}	29.284×10^{-4}
Velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento	3.8960×10^{-4}	5.5885×10^{-4}
Velocidad angular de la cama	7.9363×10^{-4}	11.302×10^{-4}

5.2 Tornillo embalado

Después de haber obtenido los resultados experimentales utilizando el tornillo con rosca Acme, dicha pieza fue remplazada por un tornillo embalado. Las principales características de este elemento mecánico (utilizado en el segundo prototipo) se mostraron en el capítulo 3, sin embargo, se repiten a continuación por ser considerados como relevantes para análisis posteriores.



Tabla 5.6 Características del tornillo embalado modelo SFU2505

Parámetro	Valor numérico
Paso	5 mm
Diametro	1 in
Longitud total	76 cm

Figura 5.6 Tornillo embalado modelo SFU2505

5.2.1 Tornillo embalado sin masa adicional

Para obtener los resultados a través del modelo matemático, los parámetros utilizados adoptaron los valores mostrados en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Embalado sin masa adicional)

Parámetro	Valor numérico	Parámetro	Valor numérico
$E(t)$	Entrada de control	k_r	258175 N m/rad
R_m	1.6 Ω	b_r	0.6 N m s/rad
L_m	6.2 mH	l_s	5 mm
J_m	7.5×10^{-5} kg m ²	J_s	2.263×10^{-4} Kg m ²
b_m	1.69×10^{-5} N s/m	M_{ba}	1.29 Kg
k_m	0.120 N m/A	M_{ca}	47.92 Kg
k_e	0.112 V s/rad	M_{bl}	3.11 Kg
N_g	30 dientes	l_{c1}	0.405 m
N_w	1 hilo	l_{c2}	0.226 m
η	0.55 sin unidades	g	9.81 m/s
σ	0.7866 rad	b	0 N s/m
k_b	451265 N/m	M_t	0.32 kg
B_b	0.5 N s/m	e	0.8
l_1	0.81 m	l_4	0.56 m
l_3	0.86 m	I_{ca}	17.12 Kg m ²
ε	0.06 m		

Para esta prueba las condiciones fueron las mismas que para el tornillo con rosca Acme, los resultados se obtuvieron a partir del funcionamiento del sistema sin que una persona se encontrara sobre la mesa de inclinación.

En la Figura 5.7 se muestra la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento y la posición angular de la cama.

Utilizando el control PID el tiempo de asentamiento del sistema es de 80.01 s mientras que con el control PD el tiempo de asentamiento es de 81.74 s mostrando una diferencia de 1.73 s.

Como se aprecia en la gráfica correspondiente a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento (Figura 5.12), el sistema tiene una mejor respuesta en estado estable cuando se utiliza el control PID, el error de posición en este caso es de $5 \mu\text{m}$, mientras que el control PD muestra un error de posición de $189 \mu\text{m}$.

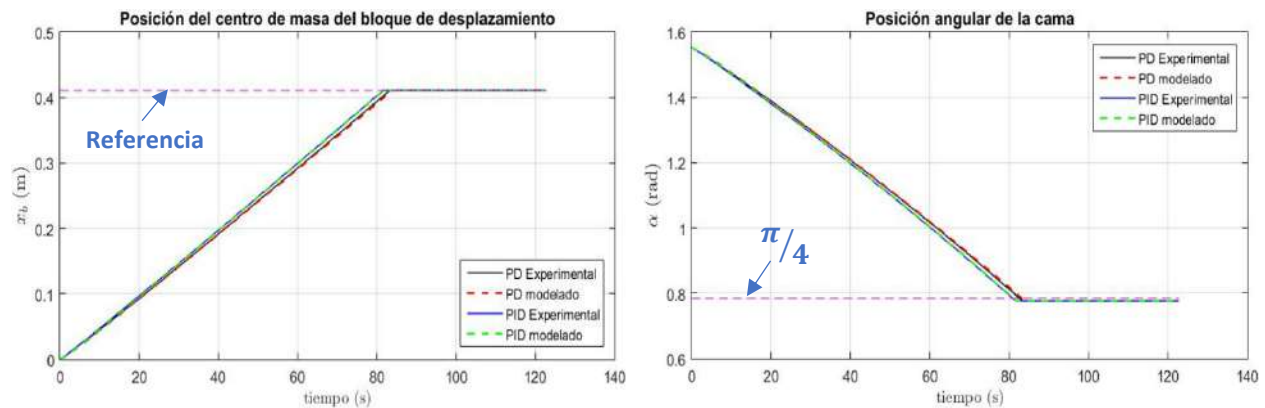


Figura 5.7 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y sin masa adicional

La gráfica de la posición angular de la cama (Figura 5.12) muestra que el error en estado estable del ángulo de inclinación cuando se implementa el control PID es de 8.400×10^{-3} rad mientras que para el control PD es de 8.785×10^{-3} rad.

En la Figura 5.8 se muestra la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y la velocidad angular de la cama. Cuando el centro de masa del bloque de desplazamiento alcanza la posición deseada, la velocidad angular de la cama es de 0 rad/s, y la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento es de 0 m/s.

Utilizando un ajuste polinomial se determinó la velocidad máxima del centro de masa del bloque de desplazamiento, dando los siguientes resultados, con el control PID, 5.211 mm/s mientras que con el control PD 5.115 mm/s.

La velocidad angular máxima de la cama con el control PID fue de 10.79 mrad/s mientras que con el control PD fue de 10.66 mrad/s.

Las gráficas de velocidad muestran perturbaciones asociadas a fricciones del tipo stick-slip de pequeña amplitud las cuales no fueron contempladas dentro del modelado.

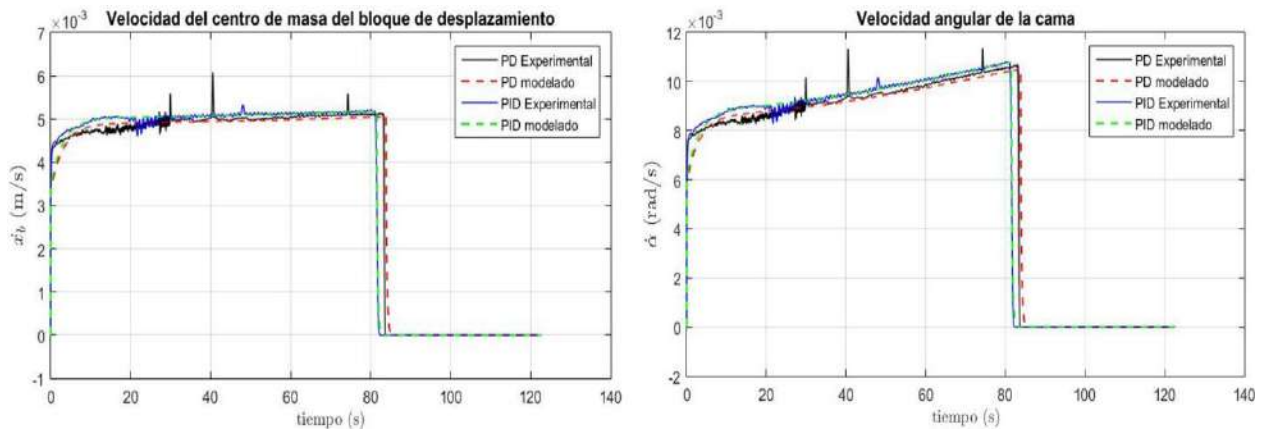


Figura 5.8 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y sin masa adicional

A través de los valores RMSE mostrados en la Tabla 5.8 se puede cuantificar el nivel de precisión de los resultados obtenidos a través del modelo matemático.

Tabla 5.8 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo embalado sin masa adicional

	PD	PID
Posición del centro de masa del bloque de desplazamiento	12.091×10^{-4}	8.1264×10^{-4}
Posición angular de la cama	23.960×10^{-4}	14.899×10^{-4}
Velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento	3.2706×10^{-4}	1.0882×10^{-4}
Velocidad angular de la cama	6.6942×10^{-4}	2.484×10^{-4}

5.2.2 Tornillo embalado con masa adicional

Para obtener los resultados a través del modelo matemático, los parámetros adoptaron algunos de los valores mostrados en la Tabla 5.7. En la Tabla 5.9 se muestran los valores de los parámetros que cambiaron al momento de utilizar la mesa de inclinación con masa adicional.

Tabla 5.9 Parámetros utilizados en el modelo matemático (Embalado con masa adicional)

Parámetro	Valor numérico	Parámetro	Valor numérico
M_{ca}	132.22 Kg	σ	0.7926 rad
l_{c2}	0.238 m	I_{ca}	34.13 Kg m ²

Para la realización de esta prueba el mismo sujeto que participo en la toma de datos usando el tornillo con rosca Acme, se colocó encima de la mesa de inclinación adoptando una posición idéntica a la prueba anterior, esto con el objetivo de mantener las condiciones en igualdad.

En la Figura 5.9 se muestra la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento y la posición angular de la cama.

Utilizando el control PID el tiempo de asentamiento del sistema es de 79.83 s mientras que con el control PD el tiempo de asentamiento es de 79.79 s mostrando una diferencia de 40 ms.

Como se aprecia en la gráfica correspondiente a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento en la Figura 5.14, el sistema tiene una mejor respuesta en estado estable cuando se utiliza el control PID, el error de posición en este caso es de $2 \mu\text{m}$, mientras que utilizando el control PD el error de posición es de $136 \mu\text{m}$.

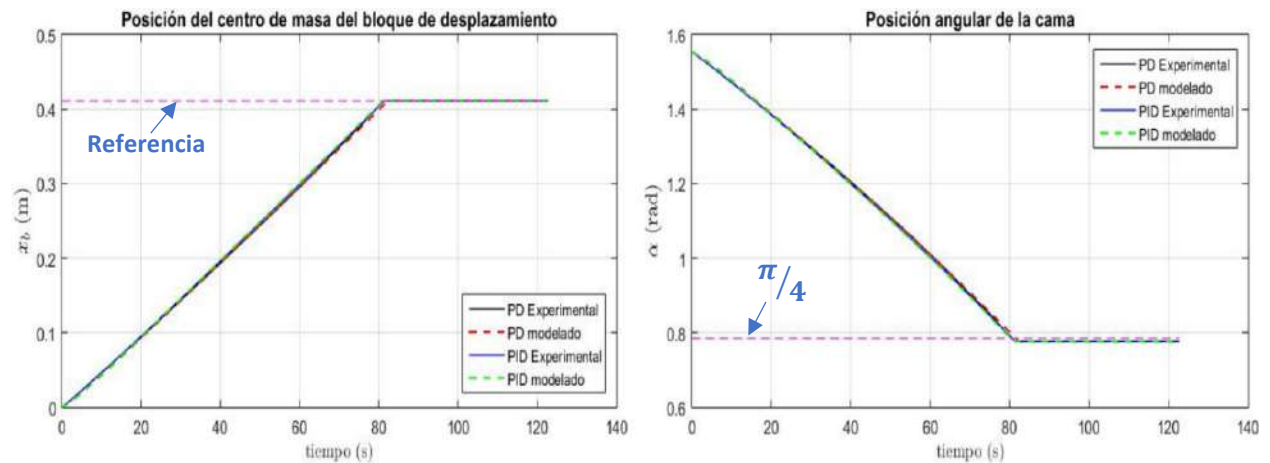


Figura 5.9 Posiciones obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y masa adicional

La gráfica de la posición angular de la cama (Figura 5.14) muestra que el error en estado estable del ángulo de inclinación cuando se implementa el control PID es de 8.394×10^{-3} rad mientras que para el control PD es de 8.673×10^{-3} rad.

En la Figura 5.10 se muestra la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y la velocidad angular de la cama. Cuando el centro de masa del bloque de desplazamiento alcanza la posición deseada, la velocidad angular de la cama es de 0 rad/s, y la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento es de 0 m/s.

Utilizando un ajuste polinomial se determinó la velocidad máxima del centro de masa del bloque de desplazamiento, dando los siguientes resultados, con el control PID, 5.293 mm/s mientras que con el control PD 5.316 mm/s.

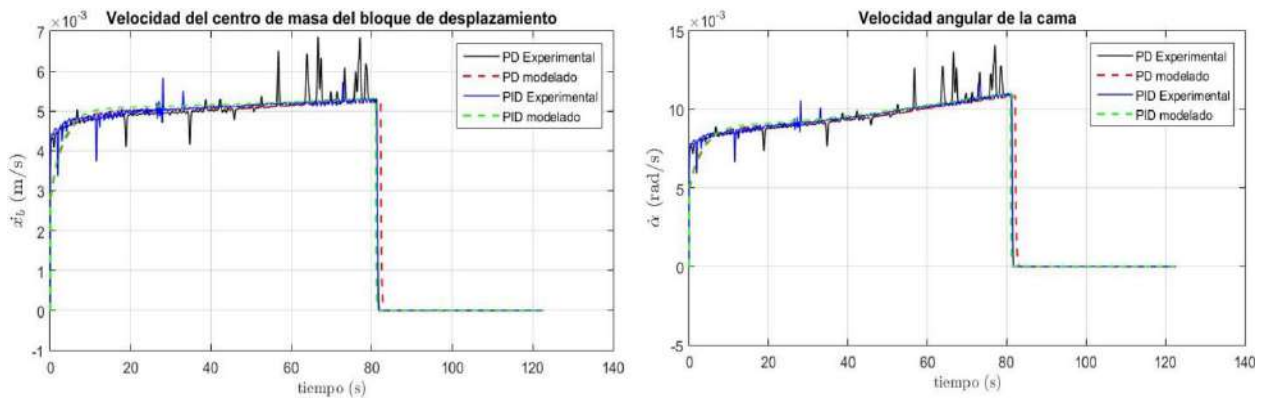


Figura 5.10 Velocidades obtenidas de la prueba experimental con tornillo embalado y masa adicional

La velocidad angular máxima de la cama con el control PID fue de 10.99 mrad/s mientras que con el control PD fue de 11.04 mrad/s.

Las gráficas de velocidad muestran perturbaciones asociadas a fricciones del tipo stick-slip de amplitud creciente comparadas con los resultados sin masa adicional, estos fenómenos no fueron contemplados dentro del modelado.

A través de los valores RMSE mostrados en la Tabla 5.10 se puede cuantificar el nivel de precisión de los resultados obtenido a través del modelo matemático.

Tabla 5.10 Valores RMSE correspondientes a las pruebas experimentales usando tornillo embalado y masa adicional

	PD	PID
Posición del centro de masa del bloque de desplazamiento	16.335×10^{-4}	11.835×10^{-4}
Posición angular de la cama	31.457×10^{-4}	22.079×10^{-4}
Velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento	4.8940×10^{-4}	2.9047×10^{-4}
Velocidad angular de la cama	9.9638×10^{-4}	5.7561×10^{-4}

5.3 Tornillo embalado vs Tornillo Acme

Los resultados presentados en esta sección, muestran gráficamente las diferentes respuestas obtenidas a partir de las pruebas realizadas usando el tornillo con rosca Acme y el tornillo embalado, brindado una mejor perspectiva acerca de las diferencias en el comportamiento del sistema.

5.3.1 Tornillo embalado vs Tornillo Acme sin masa adicional

En la Figura 5.11 se muestra la respuesta del sistema utilizando el tornillo embalado comparada contra la respuesta devuelta por el sistema utilizando el tornillo con rosca Acme, en ambos casos

la recolección de datos se llevó a cabo sin un sujeto de prueba sobre la mesa de inclinación tal como se explicó en las secciones anteriores.

Con respecto a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento se observa que el sistema que utiliza el tornillo con rosca Acme alcanza de manera más rápida el estado estable, esto es debido a que el paso de este tornillo es más grande que el paso del tornillo embalado (como se puede verificar en las Tablas 5.1 y 5.6). La diferencia en el tiempo de asentamiento entre el sistema con tornillo embalado y tornillo Acme es de 20.09 s para el caso en el que se está utilizando el control PID, mientras que con el control PD la diferencia es de 19.96 s.

El error más pequeño en estado estable corresponde al sistema que utiliza el tornillo embalado y el control PID como se muestra en la gráfica de posición del centro de masa del bloque de desplazamiento (Figura 5.12).

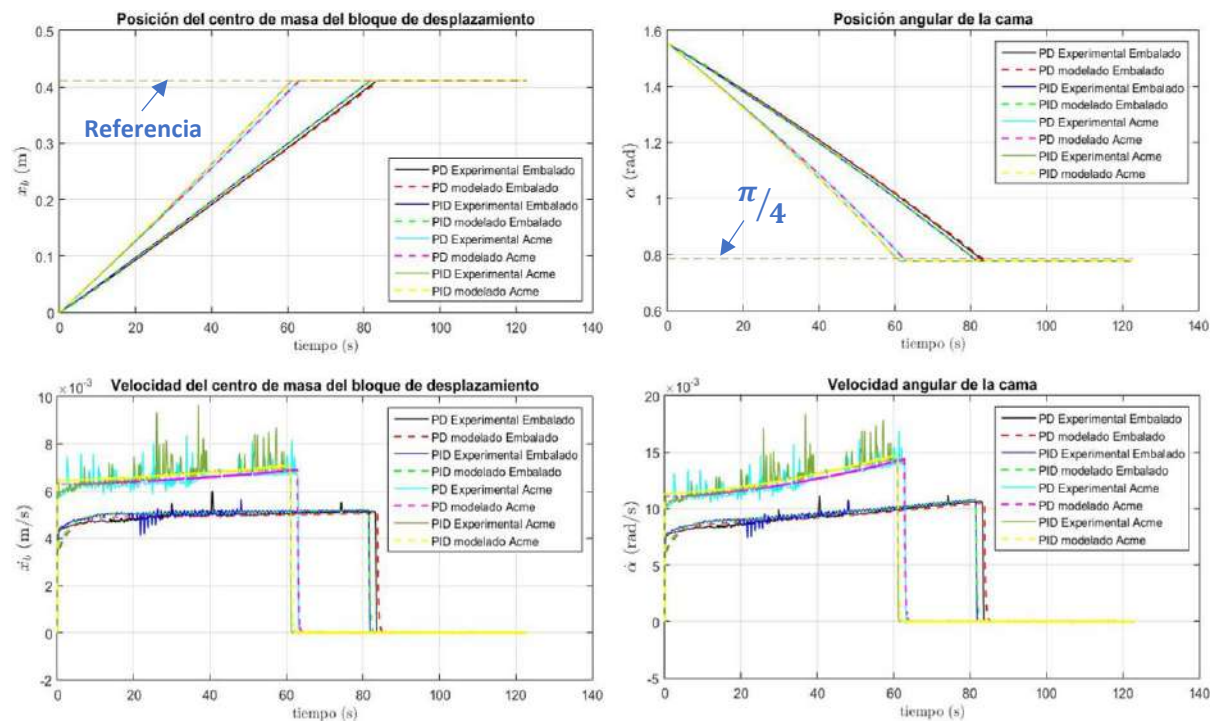


Figura 5.11 Comparación de resultados experimentales utilizando el tornillo Acme y el tornillo embalado sin masa adicional

La gráfica correspondiente a la posición angular de la cama muestra el error de posición utilizando tanto el tornillo embalado como el tornillo con rosca Acme, donde se observa un error grande en ambos casos (Figura 5.12).

La velocidad tanto de centro de masa del bloque de desplazamiento como la velocidad angular de la cama es mayor cuando el sistema usa el tornillo con rosca Acme, debido a que esta es una consecuencia directa del paso del tornillo (Figura 5.11). De igual forma se observa una mayor amplitud asociada a las fricciones del tipo stick-slip cuando se utiliza el tornillo con rosca Acme, lo que afecta el funcionamiento final del sistema; se observa una mejora considerable en este aspecto cuando se utiliza el tornillo embalado.

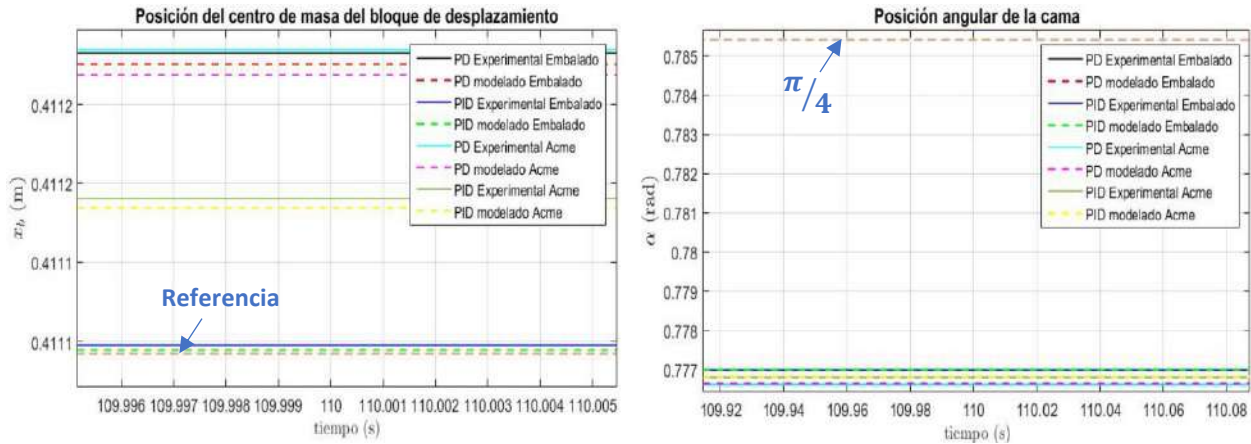


Figura 5.12 Detalles de la respuesta en estado estable correspondiente a las posiciones

El error en estado estable mostrado en la gráfica correspondientes a la posición angular de la cama (Figuras 5.12), es debido a un error introducido en la interfaz de usuario.

5.3.2 Tornillo embalado vs Tornillo Acme con masa adicional

En la Figura 5.13 se muestra la respuesta del sistema utilizando el tornillo embalado comparada contra la respuesta devuelta por el sistema utilizando el tornillo con rosca Acme, como se explicó en las secciones anteriores estas pruebas se llevaron a cabo con un sujeto de prueba sobre la mesa de inclinación de 84.3 kg masa.

La grafica correspondiente a la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento muestra una reducción en la diferencia del tiempo de asentamiento. La diferencia en el tiempo de asentamiento entre el sistema con tornillo embalado y tornillo Acme es de 8.09 s para el caso en el que se está utilizando el control PID, mientras que con el control PD la diferencia es de 7.92 s.

El error más pequeño en estado estable corresponde al sistema que utiliza el tornillo embalado y el control PID como se muestra en la gráfica de posición del centro de masa del bloque de desplazamiento (Figura 5.14).

En las gráficas correspondientes a la velocidad del centro de masa del bloque de desplazamiento y a la velocidad angular de la cama (Figura 5.13), se observa un aumento en la amplitud de la fricción tipo stick-slip con respecto a cuando el sistema se utiliza sin masa adicional. Este efecto se ve amplificada con el uso del tornillo con rosca Acme, además de que cuando el sistema utiliza este último elemento se pueden apreciar vibraciones no deseadas en el sistema, afectos que se evitan con el uso del tornillo embalado.

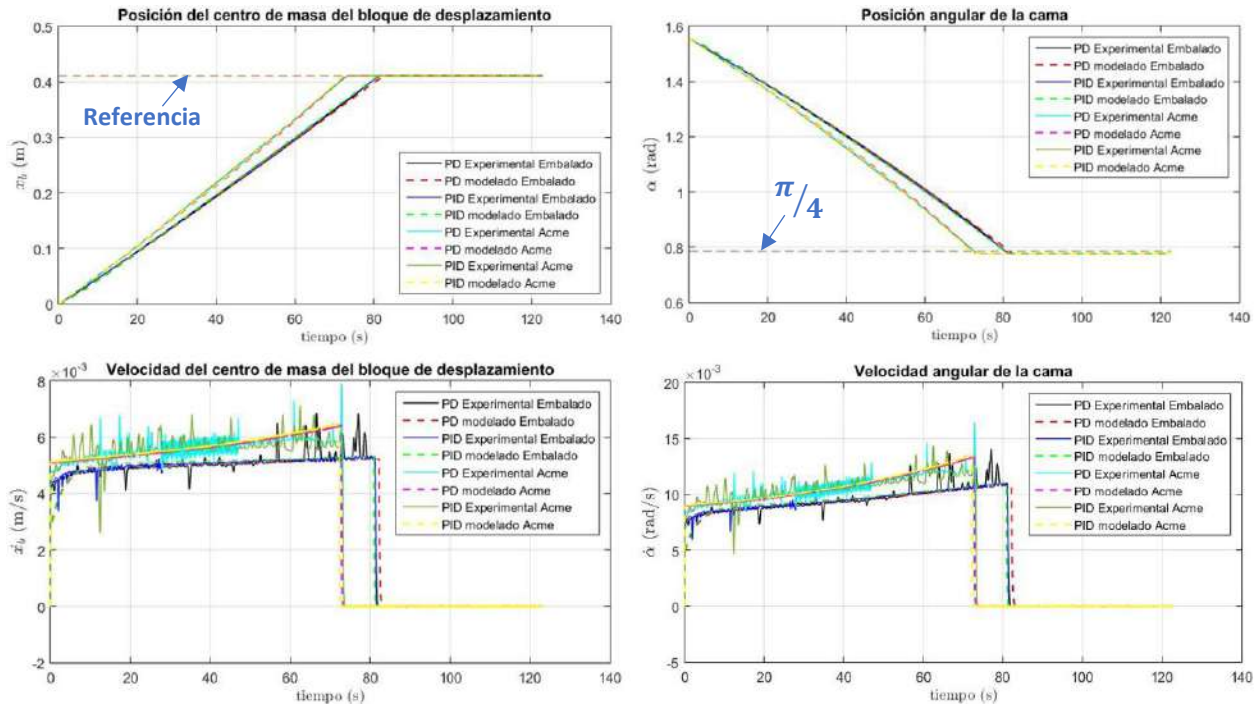


Figura 5.13 Comparación de resultados experimentales utilizando el tornillo Acme y el tornillo embalado con masa adicional

La gráfica correspondiente a la posición angular de la cama (Figura 5.14) muestra el error de posición utilizando tanto el tornillo embalado como el tornillo con rosca Acme, donde en ambos casos se observa un error grande.

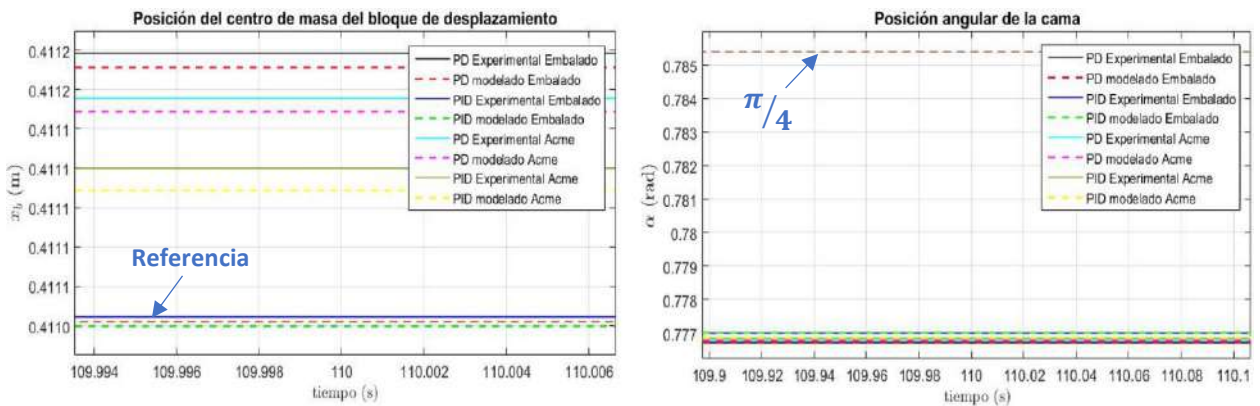


Figura 5.14 Detalles de la respuesta en estado estable correspondiente a las posiciones

El error en estado estable mostrado en la gráfica correspondientes a la posición angular de la cama (Figuras 5.14), es debido a un error introducido en la interfaz de usuario. La interfaz recibe como parámetro de entrada el ángulo en el cual se desea posicionar la cama, dicho valor se utiliza en la ecuación (4.23) para obtener la posición correspondiente al centro de masa del bloque de desplazamiento. Al introducir un ángulo deseado de $\pi/4$ rad, la interfaz calculó el valor de la posición del centro de masa del bloque de desplazamiento como 0.411042 m, sin embargo, de acuerdo con la ecuación (2.11) este valor posicionaría a la mesa de inclinación en un ángulo de

0.7770 rad, lo cual coincide con los resultados obtenidos de manera experimental. Después de haber realizado las correcciones adecuadas en la interfaz de usuario se obtuvo que la posición del bloque de desplazamiento debe de ser igual a 0.407006 m para posicionar la cama en un ángulo de $\pi/4$ rad.

5.4 Conclusiones

El prototipo desarrollado en este trabajo de tesis, el cual utiliza un tornillo embalado, muestra una mejor respuesta en estado estable utilizando el algoritmo de control PID en comparación con el primer prototipo el cual utiliza un tornillo con rosca Acme.

Se observó un mejor desempeño mecánico usando el tornillo embalado, los resultados muestran una disminución considerable en la amplitud de las perturbaciones producidas por fenómenos de fricción.

Las gráficas correspondientes a la velocidad angular de la cama (tanto del tornillo embalado como del tornillo con rosca Acme) muestran un cambio gradual en este parámetro, lo que implica una aceleración de la cama conforme avanza el tiempo, este es un efecto no deseado puesto que las pruebas que utilizan la mesa de inclinación requieren que la velocidad angular sea constante.

El prototipo desarrollado en este trabajo de tesis, cumple con los objetivos de regulación, lo cual permite que la mesa se posicione en ángulo deseado y permanezca en esta posición durante un tiempo indeterminado.

Conclusiones generales

El objetivo general y los objetivos particulares se cumplieron en su totalidad, obteniendo resultados favorables en cada uno de los rubros comprendidos por los mismos.

Para el desarrollo del prototipo presentado en este trabajo de tesis se partió del estudio de la mesa de inclinación elaborada en el año 2015, este estudio permitió identificar diferentes áreas de mejora como lo son el sistema de potencia, el sistema de control, el sistema mecánico y la interfaz de usuario.

El modelo matemático se dividió en diferentes secciones para su estudio, las cuales son, el mecanismo de inclinación, el sistema electromecánico, el sistema mecánico de rotación y el sistema de accionamiento directo, esto facilitó la obtención de las ecuaciones dinámicas que describen el comportamiento de cada uno de estos sistemas.

El trabajo relacionado con el modelo matemático se culminó con dos sistemas de ecuaciones diferenciales que describen con precisión el comportamiento del primer y segundo prototipo.

El principal cambio en el sistema mecánico de la mesa de inclinación consistió en remplazar el tornillo con rosca Acme por un tornillo embalado. Después de realizar diferentes pruebas experimentales se observó un mejor desempeño mecánico utilizando el tornillo embalado, ya que este elemento permitió una disminución en la fricción presente en el sistema.

El puente H de potencia desarrollado mostró un buen desempeño durante todas las pruebas experimentales realizadas con la mesa de inclinación.

El cambio de la fuente analógica utilizada en el primer prototipo por una fuente conmutada, evitó el uso de un transformador de línea, reduciendo considerablemente el tamaño de esta etapa, además de las pérdidas de energía generadas por el efecto Joule.

Se desarrolló e implementó el firmware de un decodificador y un generador PWM para el óptimo desempeño del control del motor DC. A través de diversas simulaciones se comprobó el correcto funcionamiento de este firmware, garantizando que su integración con el sistema se llevaría de manera adecuada.

El uso de un lenguaje de alto nivel (lenguaje D) para el desarrollo e implementación de los algoritmos de control PD y PID, permitió una optimización del tiempo, así como una fácil depuración del código implementado.

La nueva interfaz de usuario permitió realizar las tareas de control y monitoreo del sistema en ventanas separadas brindando al usuario una mayor autonomía y facilidad de uso.

A través de los resultados experimentales se observa que el objetivo de regulación se cumple, puesto que el sistema partiendo de una posición inicial tiende a la posición deseada y su velocidad a cero. Se observó una mejora en cuanto a la precisión del posicionamiento utilizando el tornillo embalado y el control PID y además se resalta que utilizando este último elemento mecánico se reduce considerablemente las vibraciones y la fricción en el sistema.

Los algoritmos de control clásico no son los más adecuados para este sistema, puesto que, cada vez que un nuevo usuario utiliza la mesa de inclinación, se requiere un ajuste de las ganancias de los controladores para que el sistema funcione de manera adecuada, por lo tanto, se podría optar por el uso de algoritmos de control adaptativos.

Como trabajos a futuro se proponen: la integración de los fenómenos de fricción no lineales al modelo matemático, la introducción de un sensor que permita medir el grado de inclinación de la cama, el aprovechamiento de la interfaz Wi-Fi utilizada para comunicar el sistema embebido y la PC (con la interfaz de usuario) para crear un dispositivo capaz de ser controlado de manera remota, el estudio exhaustivo de las normas necesarias que este tipo de dispositivos deben de cumplir para su utilización con el público y la implementación de una interfaz de usuario que de manera intuitiva pueda ser ocupada por los operarios.

Esta investigación fue presentada en el congreso Academia Journals realizado en Celaya y se publicó en la revista Memorias del Congreso Internacional de Investigación Academia Journals Celaya 2020 con ISSN:1946-5351 y en el libro Diseminación de la Investigación en la Educación Superior: Celaya 2020 como capítulo de libro con ISBN: 978-1-939982-63-6.

Certificado de congreso



CONGRESO INTERNACIONAL DE INVESTIGACIÓN ACADEMIA JOURNALS, CELAYA, 2020

CERTIFICADO

otorgado a

**ING. EMMANUEL VERA SÁNCHEZ
DRA. MARÍA AURORA DIOZCORA VARGAS TREVIÑO
DR. SERGIO VERGARA LIMON
DR. JESÚS LÓPEZ GÓMEZ
DRA. AMPARO DORA PALOMINO MERINO**

por su artículo titulado

**ACTUALIZACIÓN DE UN SISTEMA MECATRÓNICO PARA SER UTILIZADO COMO MESA
BASCULANTE EMPLEANDO UN SISTEMA EMBEBIDO CON PLATAFORMA FPGA**

(Artículo No. CCC-208)

El congreso, con fechas 4 al 6 de noviembre de 2020, fue organizado con la colaboración de Academia Journals y el Tecnológico Nacional de México en Celaya; la ponencia fue presentada en este congreso.

El artículo fue publicado en las siguientes modalidades: (1) en el portal de Internet

AcademiaJournals.com, con ISSN 1946-5351 online, Vol. 12, 2020 e indexación en la base de datos Fuente Académica Plus de EBSCOHOST, MASSACHUSETTS, Estados Unidos y (2) libro digital ebook online intitulado *Diseminación de la Investigación en la Educación Superior: CELAYA 2020*, con ISBN 978-1-939982-63-6

Dr. Rafael Moras, P.E.
Editor Principal
Academia Journals

MC. Moises Tapia Esquivias
Coordinador General del
Congreso Internacional de Investigación
Academia Journals, Celaya, 2020.

No. 2522

CCC-208



Firma digital:
<http://aj.itcelaya.edu.mx/folio.html?f=ba2fd310dcaa091d5848320a9>

Actualización de un sistema mecatrónico para ser utilizado como mesa basculante empleando un sistema embebido con plataforma FPGA

Ing. Emmanuel Vera Sánchez¹, Dra. María Aurora Diozcora Vargas Treviño², Dr. Sergio Vergara Limón³, Dr. Jesús López Gómez⁴ y Dra. Amparo Palomino Merino⁵

Resumen— En este artículo se presenta la actualización de un sistema mecatrónico usado como mesa basculante, el cual fue desarrollado en las instalaciones de la maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla (BUAP) en el año 2015, los cambios implementados en este prototipo se dieron en la etapa de potencia y en el sistema embebido. A lo largo de este artículo se da una breve semblanza de la situación actual que envuelve a nuestro país y la importancia que tiene el desarrollo de este tipo de tecnología, posteriormente se abordan los aspectos técnicos de las actualizaciones implementadas, presentando puntos como la fuente de alimentación, el puente H de potencia y aspectos generales del sistema embebido.

Palabras clave— Mecatrónica, mesa basculante, sistema embebido, FPGA

Introducción

La población con discapacidad es un grupo de especial atención, básicamente porque es una parte de la sociedad que interesa desde diversas perspectivas a los sectores de la administración pública, a las instituciones privadas y a las organizaciones no gubernamentales.

Para el año 2018 en México residían en el país aproximadamente 124.9 millones de personas de los cuales 7.8 millones cuentan con alguna discapacidad de acuerdo con los datos tomados de la Encuesta Nacional de la Dinámica Demográfica (ENADID 2018), esto representa aproximadamente el 6.2 % de la población nacional (INEGI, 2018).

En el año 2014 en Puebla residían aproximadamente 319 500 personas con discapacidad, siendo un 62.1% de este total, las personas que tienen dificultad para caminar, subir o bajar usando sus piernas y el 33.8% aquellas personas que tienen dificultades para mover o usar brazos o manos (INEGI, 2017).

En este contexto, la fisioterapia juega un papel fundamental en el manejo de pacientes con discapacidades de tipo motriz, puesto que ofrecen diversas alternativas que pueden ayudar a los pacientes a mejorar su calidad de vida, sin embargo, la desinformación y la limitada literatura acerca de los alcances y beneficios de la fisioterapia, disminuyen la posibilidad de una amplia aplicación (G. Nielsen et al, 2014).

Debido al gran reto que se presenta en nuestro país, este trabajo tiene como objetivo la actualización de una mesa basculante que pretende ofrecer una alternativa óptima para el tratamiento fisioterapéutico de pacientes con discapacidades motrices que imposibiliten su movimiento parcial o total, obligándolos a permanecer en un estado de reposo permanente.

Descripción del Método

Antecedentes

La evolución de las camas hospitalarias a lo largo de la historia se puede dividir en cuatro etapas principales, las cuales no se encuentran diferenciadas con claridad en cuanto al tiempo y espacio, estas cuatro etapas son: instintiva, artesanal, técnica y electrónica (G. Fajardo y G. Fajardo, 2010).

Fue durante la cuarta etapa, la cual inició con la Segunda Revolución Industrial, a fines del siglo XIX, donde se presentó una “robotización” o automatización de las camas de hospital, dando lugar a una variedad de estilos de

¹ Ing. Emmanuel Vera Sánchez es Alumno de la Maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización en la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Puebla, México. emmanuel.vera@alumno.buap.mx (autor correspondiente)

² La Dra. María Aurora Diozcora Vargas Treviño es Profesora de la Maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización en la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Puebla, México. aurora.yargas@correo.buap.mx

³ El Dr. Sergio Vergara Limón es Profesor de la Maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización en la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Puebla, México. sergio.vergara@correo.buap.mx

⁴ El Dr. Jesús López Gómez es Profesor de la División Académica de Ingeniería y Arquitectura, en la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco (DAIA-UJAT), Tabasco, México. jlgo6599@docente.ujat.mx

⁵ La Dra. Amparo Palomino Merino es Profesora de la Maestría en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización en la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Puebla, México. amparo.palomino@correo.buap.mx

camas como: camas para cuidados intensivos, camas Stricker, camas de Fowler para obesos, camas con doble elevación telescópica, camas ortopédicas, camas geriátricas, etcétera (G. Fajardo y G. Fajardo, 2010).

A mediados de 1980 Kenny y sus colaboradores introdujeron la mesa basculante como una herramienta útil de diagnóstico clínico y evaluación del síncope vasovagal. Esta investigación mostro una respuesta anormal a la cama de inclinación en 10 de 15 pacientes con síncope de origen desconocido (M. Brignole et al, 2001).

Diseño del sistema mecatrónico

Las principales características con las que cuenta el prototipo desarrollado en la BUAP durante el año 2015 (M. M. Oropeza Saucedo, 2015), se describen en la tabla 1.

Altura fija de 81 cm
Ancho de 71 cm
Largo de 183 cm
Motor de 40 V
Cable de alimentación de 3 m. de largo
Sistema de inclinación eléctrico de 0° a 90°
Diseñada para rehabilitación



Tabla 1. Principales características de la mesa basculante

Figura 1. Mesa de inclinación

El prototipo base tiene incorporado un sistema embebido que utiliza una tarjeta FPGA Cyclone III con matricula EP3C10F256C6 de Altera el cual mediante firmware se encarga de realizar las labores de control; la comunicación entre el sistema y la interfaz de usuario se generó utilizando una interfaz inalámbrica Wi-Fi (M. M. Oropeza Saucedo, 2015). Consulte figura 2.

Como control de mandos para poder manipular la posición deseada de la mesa basculante se realizó una interfaz de usuario en el ambiente de programación LabVIEW, mientras que para la etapa de potencia se desarrolló una fuente analógica que proporciona 10A a 40V y un puente H para el cambio de dirección (M. M. Oropeza Saucedo, 2015).

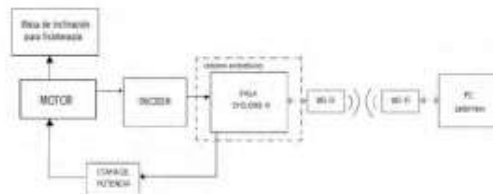


Figura 2. Diagrama a Bloques de la mesa de inclinación

Modelo cinemático y dinámico

En el trabajo desarrollado en el año 2015 se consideró la mesa basculante como un mecanismo de 2 grados de libertad con uno sub-actuado el cual se mueve en el plano x-y. En la figura 3 se muestra el esquema utilizado para obtener el modelo cinemático y dinámico (M. M. Oropeza Saucedo, 2015).



Figura 3. Diagrama a Bloques de la mesa de inclinación

En la tabla 2 se describen cada uno de los parámetros.

Símbolo	Parámetro
q_1	Posición articular prismática
q_2	Posición articular rotacional
l_0	Longitud del eslabón fijo
l_1	Longitud de la palanca
l_2	Longitud del extremo final de la palanca al extremo final del eslabón fijo

Tabla 2. Parámetros utilizados en el modelado cinemático y dinámico

Del análisis cinemático se obtiene la siguiente ecuación la cual describe el ángulo de inclinación de la mesa basculante en función de la posición de la articulación prismática y de los parámetros geométricos del sistema.

$$q_2 = \cos^{-1} \left[\frac{l_0 - l_1 \sin \left[90 - \sin^{-1} \left[\frac{l_0 - q_1}{l_1} \right] - \cos^{-1} \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_0^2}{2l_1l_2} \right] \right]}{l_2} \right] \quad (1)$$

Para el desarrollo del modelo dinámico se utilizó la metodología de Euler-Lagrange que parte de la cinemática directa y permite obtener las ecuaciones dinámicas de movimiento.

$$\tau = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \mathcal{L}(q, \dot{q})}{\partial \dot{q}} \right] - \frac{\partial \mathcal{L}(q, \dot{q})}{\partial q} + f_f(f_e, \dot{q}) \quad (2)$$

Actualización de la etapa de potencia del sistema

Como se mencionó en las secciones anteriores en el prototipo original se implementó una fuente analógica que está elaborada con un transformador de 40 V a 10 A, un puente de diodos rectificadores en un encapsulado cuadrado con una capacidad de 10 A y un banco de capacitores de 145mF, figura 4.



Figura 4. Detalles de la fuente analógica

Para reducir el volumen ocupado y bajar costos se optó por cambiar dicho montaje por una fuente conmutada que brindara niveles de tensión y corriente similares. Figura 5.



Figura 5. Fuente conmutada propuesta

El circuito eléctrico del puente H y la implementación física del mismo en el prototipo del año 2015 se muestran en las figuras 6 y 7 respectivamente.

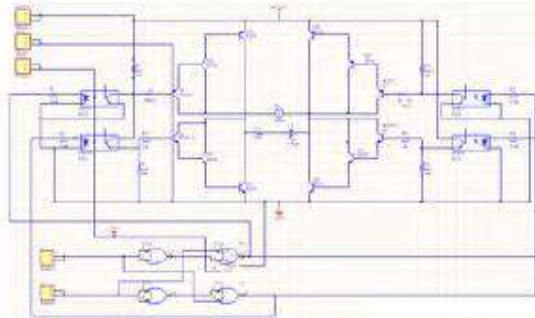


Figura 6. Esquema electrónico puente H

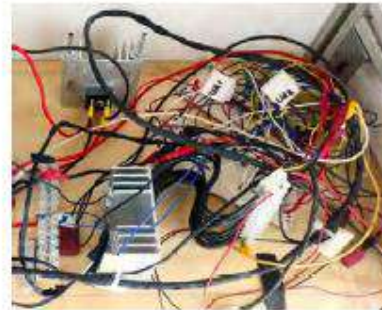


Figura 7. Implementación física

Para la actualización del puente H se realizaron pequeñas modificaciones en el esquema electrónico, las cuales evitan el uso de optoacopladores y permiten la activación del mismo a través de transistores de pequeña señal, figura 8. Se realizó un circuito impreso para evitar el uso de tarjetas perforadas y conexiones no apropiadas en el montaje, los resultados se muestran en la figura 9.

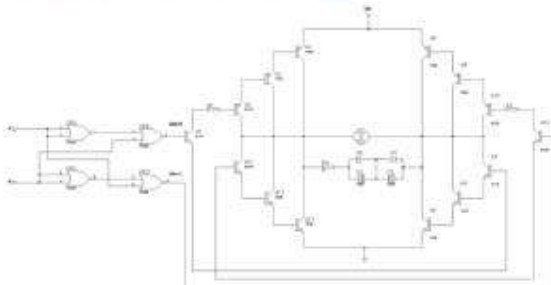


Figura 8. Diagrama electrónico actualización puente H



Figura 9. Implementación física

Actualización del sistema embebido

Para implementar el sistema embebido del primer prototipo se utilizó una tarjeta de desarrollo elaborada en las instalaciones del posgrado en Ciencias de la Electrónica Opción en Automatización de la BUAP, dicha tarjeta de desarrollo cuenta con un FPGA de la familia Cyclone III de la empresa ALTERA con matrícula EP3C10F256C6 figura 10. Utilizando este sistema se hace necesario generar los bloques de firmware de cada uno de los subsistemas encargados del control y comunicación.



Figura 10. Tarjeta de desarrollo con FPGA Cyclone III

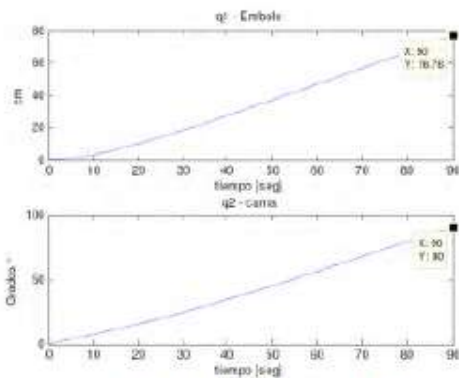


Figura 12. Análisis de posición

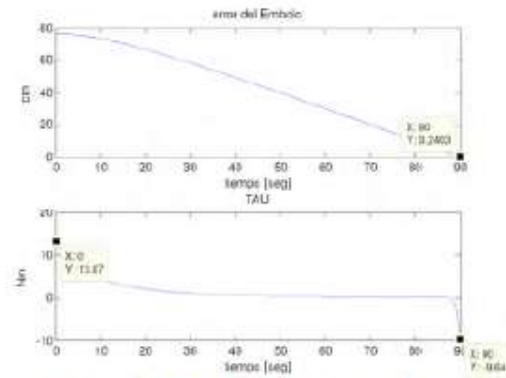


Figura 13. Error de posición y torque aplicado

La implementación del circuito impreso, así como el cambio de fuente analógica a conmutada, permitió reducir el volumen de esta sección además de que, en caso de existir algún fallo en alguno de los componentes de la etapa de potencia, se puede acceder a cada uno de los elementos de manera sencilla.

Conclusiones

Después de haber montado el nuevo sistema de potencia y realizar pruebas con el prototipo en lazo abierto, se muestra que esta etapa trabaja de manera óptima, sin embargo, es necesario cerrar el lazo de control para determinar que no existe ningún fallo en el funcionamiento del sistema.

La implementación del nuevo sistema embebido permitió un gran ahorro de tiempo en la integración general del sistema puesto que al no existir una necesidad de desarrollo de firmware es posible centrarnos en aspecto como la adquisición de datos.

Referencias

- G. Nielsen et al., "Physiotherapy for functional motor disorders: a consensus recommendation", *J Neurol Neurosurg Psychiatr*, vol. 86, pp. 1113-1119, 2014.
- G. Fajardo y G. Fajardo, "Historia de la cama de hospital, investigación en diversos lugares y tiempos", *Gaceta Médica de México*, vol. 146, pp. 219-224, 2010.
- Instituto Nacional de Estadística y Geografía, "Encuesta Nacional de la Dinámica Demográfica", 2018. [En línea]. Disponible en: https://www.inegi.org.mx/contenidos/programas/enadid/2018/doc/resultados_enadid18.pdf.
- Instituto Nacional de Estadística y Geografía, "La discapacidad en México, datos al 2014, versión 2017", 2017. [En línea]. Disponible en: http://conadis-transparencia.org/transparencia_focalizada/La_discapacidad_en_Mexico_datos_al_2014_Version_2017.pdf.
- M. Brignole et al., "Guidelines on management (diagnosis and treatment) of syncope", *European Heart Journal*, vol. 22, pp. 1256-1306, 2001.
- M. M. Oropeza Saucedo, *Automatización de una mesa de inclinación para fisioterapia usando un sistema embebido*, Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, 2015.

Certificado de inglés



Reference No.

MX005EVERA SANCHEZ

To be quoted on all correspondence

Test Report

Candidate name

Emmanuel Vera Sanchez

Candidate number

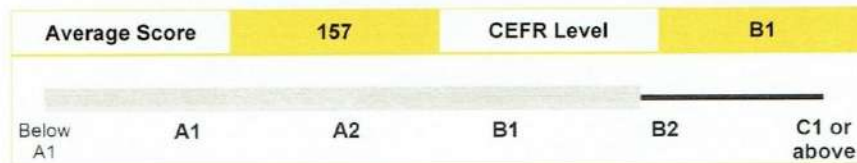
201237615

Date of birth

12 January 1994

Organisation

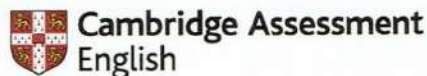
International Exams Centre Puebla



Skill	Test Date	Score	CEFR Level		
Listening	26 November 2018	158	B1		
Below A1	A1	A2	B1	B2	C1 or above
Skill	Test Date	Score	CEFR Level		
Reading	26 November 2018	156	B1		
Below A1	A1	A2	B1	B2	C1 or above

Can understand the main ideas of spoken language about familiar subjects regularly encountered in daily life and work, provided the speech is clear and delivered in a standard dialect. May need to rely heavily on repetition, paraphrasing, and contextual or visual clues to understand the message.

Can understand short, uncomplicated texts that use mainly everyday or work-related language. May have difficulty understanding long texts on abstract or unfamiliar topics. Comprehension may rely heavily on guessing, causing frequent misunderstandings.



Linguaskill results are presented as a Test Report. Cambridge Assessment English reserves the right to amend the information given.

CEFR Level Descriptors

Listening

Proficient User	C1 or above	Can understand complex spoken language even on unfamiliar topics.
Independent User	B2	Can understand complex spoken language on reasonably familiar topics and in a standard dialect.
	B1	Can understand the main ideas of clear, standard speech on familiar subjects encountered in daily life.
Basic User	A2	Can understand the main points of short, clear, slow speech.
	A1	Can recognise familiar words and very basic phrases from slow, clear speech.

Reading

Proficient User	C1 or above	Can understand long and complex texts from a wide range of settings, on both familiar and unfamiliar topics.
Independent User	B2	Can understand texts that contain frequently used vocabulary about familiar subjects.
	B1	Can understand short, uncomplicated texts using mainly everyday or work-related language.
Basic User	A2	Can understand very short, simple texts.
	A1	Can understand familiar names, words and very simple sentences in very short, simple texts.

Linguaskill assesses English language ability from below A1 to C1 or above of the Common European Framework of Reference (CEFR). For each skill assessed, candidates are awarded a CEFR level and a score on the Cambridge English Scale. If more than one skill is assessed, an average scale score is awarded. A short description of what a typical candidate can do at the achieved CEFR level is also reported. More detailed 'Can do' statements can be found at: www.coe.int/lang-CEFR. More information about the Cambridge English Scale can be found at: www.cambridgeenglish.org/cambridgeenglishscale

CEFR Level	Score
C1 or above	180+
B2	160 – 179
B1	140 – 159
A2	120 – 139
A1	100 – 119
Below A1	82 – 99

Linguaskill assesses English language ability from below A1 to C1 or above of the CEFR and reports scores from 82 to 180 on the Cambridge English Scale.



**Cambridge Assessment
English**

Referencias

- [1] Instituto Nacional de Estadística y Geografía, (2018). Encuesta Nacional de la Dinámica Demográfica. [En línea]. Disponible en:https://www.inegi.org.mx/contenidos/programas/enadid/2018/doc/resultados_enadid18.pdf. [Accedido: 11-nov-2021].
- [2] Instituto Nacional de Estadística y Geografía, (2017). La discapacidad en México, datos al 2014, version 2017. [En línea]. Disponible en: https://www.inegi.org.mx/contenidos/productos/prod_serv/contenidos/espanol/bvinegi/productos/nueva_estruc/702825094409.pdf. [Accedido: 11-nov-2021].
- [3] Nielsen, G., Stone, J., Matthews, A., Brown, M., Sparkes, C., Farmer, R., Masterton, L., Duncan, L., Winters, A., Daniell, L., Lumsden, C., Carson, A., David, A. S., & Edwards, M. (2014). *Physiotherapy for functional motor disorders: a consensus recommendation*. Journal of Neurology, Neurosurgery & Psychiatry, vol. 86, pp. 1113–1119. DOI: 10.1136/jnnp-2014-309255
- [4] Alzate, M. A. et al. (2010). *Una mirada de la rehabilitación desde la perspectiva de la profesión de enfermería*, Avances en Enfermería, vol. 28, pp. 151-164.
- [5] Allen, C., Glasziou, P., & Mar, C. D. (1999). *Bed rest: a potentially harmful treatment needing more careful evaluation*. The Lancet, vol. 354, pp. 1229–1233. DOI: 10.1016/s0140-6736(98)10063-6.
- [6] Brower, R. G. (2009). *Consequences of bed rest*. Critical Care Medicine, vol. 37, pp. 422-428. DOI: 10.1097/ccm.0b013e3181b6e30a.
- [7] Fortney, S. M., Schneider, V. S., & Greenleaf, J. E. (1996). The Physiology of Bed Rest. Comprehensive Physiology, pp. 889–939. DOI: 10.1002/cphy.cp040239.
- [8] Bamford, J., Dennis, M., Sandercock, P., Burn, J., & Warlow, C. (1990). *The frequency, causes and timing of death within 30 days of a first stroke: the Oxfordshire Community Stroke Project*. Journal of Neurology, Neurosurgery & Psychiatry, vol. 53, pp. 824–829. DOI: 10.1136/jnnp.53.10.824.
- [9] Douglas, K. et al. (1993). *Complications of Immobilization and bed rest Part 1: Musculoskeletal and cardiovascular complications*, vol. 39, pp. 1428-1437.
- [10] Teasell, R. et al. (1993). *Complications of Immobilization and bed rest Part 2: Other complications*, vol. 39, pp. 1440-1446.
- [11] Diserens, K., Michel, P., & Bogousslavsky, J. (2006). *Early Mobilisation after Stroke: Review of the Literature*. Cerebrovascular Diseases, vol. 22, pp. 183–190. DOI: 10.1159/000093453.
- [12] Saengsuwan, J., Huber, C., Schreiber, J., Schuster-Amft, C., Nef, T., & Hunt, K. J. (2015). *Feasibility of cardiopulmonary exercise testing and training using a robotics-assisted tilt table in*

dependent-ambulatory stroke patients. Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation, vol. 12. DOI: 10.1186/s12984-015-0078-5.

[13] Toccolini, B. F., Osaku, E. F., de Macedo Costa, C. R. L., Teixeira, S. N., Costa, N. L., Cândia, M. F., Leite, M. A., de Albuquerque, C. E., Jorge, A. C., & Duarte, P. A. D. (2015). *Passive orthostatism (tilt table) in critical patients: Clinicophysiological evaluation*. Journal of Critical Care, vol. 30, pp. 655.e1-655.e6. DOI: 10.1016/j.jcrc.2014.12.018.

[14] Latchem, J., Kitzinger, J., & Kitzinger, C. (2015). *Physiotherapy for vegetative and minimally conscious state patients: family perceptions and experiences*. Disability and Rehabilitation, vol. 38, pp. 22–29. DOI: 10.3109/09638288.2015.1005759.

[15] Sachs, M. B., Wolffbrandt, M. M., & Poulsen, I. (2018). *Prevention of pressure ulcers in patients undergoing subacute rehabilitation after severe brain injury: An observational study*. Journal of Clinical Nursing, vol. 27, pp. 2776–2784. DOI: 10.1111/jocn.14266.

[16] Chang, A. T., Boots, R., Hodges, P. W., & Paratz, J. (2004). *Standing with assistance of a tilt table in intensive care: A survey of Australian physiotherapy practice*. Australian Journal of Physiotherapy, vol. 50, pp. 51–54. DOI: 10.1016/s0004-9514(14)60249-x.

[17] Oropeza Saucedo, M. M. (2015). *Automatización de una mesa de inclinación para fisioterapia usando un sistema embebido*. Benemérita Universidad Autónoma de Puebla.

[18] Fajardo, G. et.al. (2010). *Historia de la cama de hospital, investigación en diversos lugares y tiempos*, Gaceta Médica de México, vol. 146, pp. 219-224.

[19] Brignole, M. (2001). *Guidelines on management (diagnosis and treatment) of syncope*. European Heart Journal, vol. 22, pp. 1256–1306. DOI: 10.1053/euhj.2001.2739.

[20] Prada, G. J. (2014). *Problemas resueltos de teoría de máquinas y mecanismos*. Paraninfo.

[21] Guerra, C. (2017). *Análisis y síntesis de mecanismos con aplicaciones*. Grupo Editorial Patria S.A. de C.V.

[22] Carreón Díaz de León, C. L. (2019). *Diseño y construcción de un cuadricóptero guiado por control inalámbrico*. Benemérita Universidad Autónoma de Puebla.

[23] González Arriaga, D. M. (2019). *Diseño y construcción de un levitador magnético*. Benemérita Universidad Autónoma de Puebla.

[24] Calva Yáñez, M. B. et al. (2013). *Simulación dinámica de una transmisión de variación continua*, Scientia et Technica Año XVIII, vol. 18.

[25] Pei Tang, C. (2010). *Lagrangian Dynamic Formulation of a Four-Bar Mechanism with Minimal Coordinates*, Technical Notes.

[26] Cortes, F. R. (2011). *Robótica Control de Robots Manipuladores*. Alfaomega.

[27] Budynas, R. G. (2018). *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*, (10ª ed.). McGraw-Hill.

- [28] Moot, R. L. (2006) *Diseño de elementos de máquinas*, (4ª ed.). Pearson educación.
- [29] Nise, N. S. (2015). *Control Systems Engineering*, (7ª ed.). Wiley.
- [30] Mooring, B. W., May, D. C., & Schulte, M. (1990). *Modeling and Analysis of a Manipulator Joint Driven Through a Worm Gear Transmission*. Journal of Mechanical Design, vol. 112, pp. 551-556. DOI: 10.1115/1.2912645.
- [31] Razzaghi, A. I. (1987). *The design of worm gear sets*. NASA Technical Reports Server (NTRS). <https://ntrs.nasa.gov/citations/19870020438>, [Accedido: 15-nov-2021].
- [32] Boylestad, R. L., Nashelsky, L., & Salas, R. N. (2009). *Electrónica: Teoría de circuitos y dispositivos electrónicos*. Pearson Educación.
- [33] Sedra, D. A. T., & Smith, K. C. (1989). *Dispositivos electrónicos y amplificación de señales*. McGraw-Hill Education.
- [34] Breijo, E. G. (2012). *Compilador C CCS y Simulador Proteus para Microcontroladores PIC*. Marcombo.
- [35] Cortés, F. R. (2012). *MATLAB aplicado a la robótica y mecatrónica*. Alfaomega.
- [36] Lopez Gomez, J., Vargas Trevino, M. A. D., Vergara Limon, S., Vargas Trevino, M., Gutierrez Gutierrez, J., Palomino Merino, A. D., Martinez Solis, F., & Felix Beltran, O. G. (2020). *Influence of PWM Torque Control Frequency in DC Motors by Means of an Optimum Design Method*. IEEE Access, vol. 8, pp. 80691-80706. DOI: 10.1109/access.2020.2990158.