

EIA

REVISTA ELECTRÓNICA DE INGENIERÍA Y APLICACIÓN



Revista Electrónica de Ingeniería y aplicación (REIA), Año 1, No 1, septiembre 2014 - septiembre 2015, es una publicación anual editada por el Instituto Tecnológico Superior de Huichapan, a través de las divisiones de Ingeniería Mecatrónica, Ingeniería en Sistemas Computacionales, Ingeniería en Energías Renovables e Ingeniería en Innovación Agrícola Sustentable, Domicilio Conocido S/N El Saucillo Huichapan, Hidalgo, CP 42411, tel 7617248080, www.iteshu.edu.mx, iteshu@iteshu.edu.mx, editor responsable: Instituto Tecnológico Superior de Huichapan, reserva de derechos al uso exclusivo No 04-2015-120911443600-203, ISSN en trámite , ambos otorgados por el Instituto Nacional del Derecho de Autor, Responsable de la última actualización de este número, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan, Domicilio Conocido S/N El Saucillo Huichapan, Hidalgo, CP 42411, Municipio de Huichapan estado de Hidalgo, Fecha ultima de modificación, 30 de septiembre de 2015.

Las opiniones expresadas por los autores no necesariamente reflejan la postura del editor de la publicación.

Queda estrictamente prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin previa autorización del Instituto Tecnológico Superior de Huichapan

Consejo editorial

MGPA. María Angélica Bravo Cadena
Presidenta del consejo editorial
mabravo@iteshu.edu.mx

MGPA. Justo Juan Manuel Martínez Licona
Secretario académico
jmartinez@iteshu.edu.mx

Ing. Jackelin Bautista Chávez
Secretaria técnica
jbautista@iteshu.edu.mx

MTI. María del Rocío López Bravo
Secretaria Operativa
mrlopez@iteshu.edu.mx

CP. Roberto Gonzales Vargas
Vocal
rgonzales@iteshu.edu.mx

M. en C. Miguel Ángel Espíndola
Lugo Vocal
maespindola@iteshu.edu.mx

LC. Marcos Mendoza Hernández
Vocal
mmendoza@iteshu.edu.mx

MGPA: Sergio Quintanar García
Vocal
squintanar@iteshu.edu.mx

DR. Donaji Jiménez Islas
vocal
djimenez@iteshu.edu.mx

DR. Edward Alexander Espinoza Sánchez
vocal
eaespinoza@iteshu.edu.mx

Comité Editorial

Dr. Benigno Muñoz Barrón

Editor jefe

Dr. Josué Addiel Venegas Sánchez

Coordinador de Asistentes editorial

Dr. Germán Cuaya Simbro

Asistente editorial

Dr. Octavio Guerrero Andrade

Asistente editorial

Dr. Arturo Escobedo Cabello

Asistente editorial

M. en C. Sandra Gonzales Carlos

Asistente editorial

Dr. Edward Alexander Espinoza Sánchez

Diseñador o diagramador de textos

Ing. Erick Hernández Nájera

Encargado de soporte técnico

LI. Saulo Gregorio Cristales Bonilla

Encargado de soporte técnico

Comité Revisor

Área de Mecatrónica

Dr. Omar Arturo Domínguez Ramírez

Dr. Ciro F. Flores Rivera

Dr. Luis Morales Velázquez

Dr. Edgar Rivas Araiza

Área de Energías Renovables

Dr. Jorge Noel Gracia Rodríguez

Dr. Juan Serrano Arellano

M. ER. Román Bravo Cadena

Área de Innovación Agrícola

Dr. Héctor Silos Espino

Dr. Jorge Ariel Torres Castillo

Dra. Sughey R. Sinagawa García

Área de Sistemas Computacionales

Dr. Ubaldo Chávez Morales

Dra. María de los Ángeles Alonso Lavernia

Dr. Félix Agustín Castro Espinoza

Contenido

Implementación de controlador PID en FPGA para el control de servomotores de corriente directa.....	1
Desarrollo de equipo solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica..	8
Thermal comfort and air quality analysis of a ventilated room.....	13
Sistema de automatización para el corte de cinta en máquinas de costura Brother y Singer.....	23
Validación del modelo cinemático directo e inverso de la interfaz háptica PHANToM Omni.....	27

Implementación de controlador PID en FPGA para el control de servomotores de corriente directa

B. Muñoz-Barrón¹, L. F. Serna-Hernández¹, J. A. Escobedo-Cabello^{1*}

¹*División de Ingeniería Mecatrónica, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan, Domicilio Conocido, El Saucillo, Huichapan, Hidalgo, México,*

**jaescobedo@iteshu.edu*

Resumen— Un servomotor puede considerarse como cualquier motor al cual puede controlarse la posición o velocidad mediante la integración de un sensor de retroalimentación. Un servomotor puede ser de corriente directa o corriente alterna, sin embargo, los servomotores de corriente directa son ideales para aplicaciones donde se necesita un control de posición de precisión o un control de velocidad. Para realizar el control de un servomotor pueden implementarse diferentes leyes de control, y la más utilizada es la acción de control PID (Proporcional Integral Derivativa). La implementación digital de un controlador PID es realizable en un dispositivo reconfigurable. En este trabajo se presenta la implementación de esta ley de control en un dispositivo FPGA, así como los resultados obtenidos en la aplicación a dos servomotores con diferentes características. Los resultados obtenidos muestran la factibilidad del sistema propuesto como herramienta para el control de servomotores y posterior diseño de sistemas mecatrónicos.

Abstract—A servomotor can be considered as a motor which position or velocity can be controlled by using a feedback sensor. A servomotor can be of direct current or alternating current, however, the direct current servomotors are ideal for applications where a precision position or velocity control is needed. In order to control a servomotor different control laws can be applied, and the most used is the PID control action (Proportional Integral Derivative). The digital implementation of this control law is easily done in a reconfigurable device. In this work it is presented the implementation of this control law in an FPGA device, also are presented the results obtained in the application to two servomotors with different parameters. The obtained results shown the possibility of the proposed system as a tool for the control of servomotors and the future design of mechatronic systems.

Palabras clave — Control digital, Descripción de hardware, Diseño digital, Encoder, Referencia Escalón.

I. INTRODUCCIÓN

Un servomotor puede considerarse como un motor al cuál es posible controlar posición y velocidad. Cualquier motor puede ser utilizado como un servomotor si se le agregan los sensores adecuados [1]. Los servomotores existen de corriente directa y de corriente

alterna, pero los servomotores de corriente directa son comúnmente utilizados en discos duros, puertas automáticas, sistemas de control de navegación, brazos robóticos, entre muchas otras aplicaciones [2-3]. Los servomotores pueden controlarse tanto en posición como velocidad, dependiendo de la aplicación, por lo que existen diversas metodologías para controlar un servomotor, sin embargo, el control PID es de los más utilizados a nivel industrial, ya que cerca de 90 a 95 % de las aplicaciones de control en la industria están basados en el algoritmo PID y sus variantes [4-6].

Existen plataformas comerciales de procedencia extranjera para el control de servomotores, tales como Galil Motion Control por 495 dolares americanos [6] y k-Cube DC Servo Motor Controller por 613 dolares americanos [7], con muchas ofertas y opciones en sus sistemas de control. Sin embargo, la protección de propiedad intelectual hace que estos sistemas comerciales sean cerrados, a tal punto que el usuario no tiene acceso al desempeño del sistema punto por punto, manteniendo de esta forma la dependencia tecnológica del país en rubros de equipo de control para servomotores. De igual forma no es posible actualizarlos o mejorar el desempeño del controlador a necesidades del usuario.

Las plataformas basadas en FPGA (Field Programmable Gate Array, Arreglo de Compuertas Programables en Campo) permiten la implementación de sistemas digitales en hardware optimizados en tiempo de ejecución y en recursos. Debido a que son plataformas reconfigurables es posible implementar arquitecturas digitales sobre la misma plataforma simplemente cargando una nueva configuración al circuito integrado. El diseño del sistema digital puede realizarse en lenguaje VHDL (Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language) ya que permite el diseño RTL (Register Transfer Level – Nivel de Transferencia de Registros) que posibilita optimizar el desempeño del sistema digital para cumplir parámetros de desempeño de nivel industrial [8].

En el presente trabajo se muestra el diseño e implementación de un controlador PID en una plataforma FPGA para el control de servomotores de corriente directa. El artículo

está organizado en 4 secciones. En la primera sección se presenta una introducción al trabajo. En la segunda sección se presenta la fundamentación matemática de la propuesta, el diseño digital del sistema, la implementación y el diseño del experimento. En la tercera sección se explican los resultados obtenidos. Finalmente en la última sección se muestra la conclusión del trabajo.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

A. Controlador PID digital.

La ley de control PID presentada en la ecuación 1 tiene un modelo en tiempo continuo.

$$y(t) = k_p e(t) + k_i \int e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

Donde $e(t)$ es la señal de error que entra al controlador, y k_p , k_i y k_d son las ganancias proporcional, integral y derivativa, respectivamente, del controlador analógico, y $y(t)$ es la acción de control que enviará el controlador hacia el actuador.

Sin embargo, esta estructura corresponde a un modelo en tiempo continuo que usualmente es implementada mediante amplificadores operacionales. Para encontrar el equivalente digital de la estructura de control PID es necesario calcular la transformada Z del modelo de control, para lo cual se obtendrá primero el modelo de Laplace, como se muestra en la ecuación 2.

$$Y(s) = E(s) \left(k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \right) \quad (2)$$

Para determinar el modelo discreto se utilizó la regla de la diferenciación hacia atrás para la aproximación de la derivada, como se establece en la ecuación 3 [10].

$$\left. \frac{de(t)}{dx} \right|_{t=kT} = \frac{1}{T} (e(kT) - e[(k-1)T]) \quad (3)$$

Donde $e(kT)$ es la muestra actual, $e[(k-1)T]$ es la muestra anterior y T es el periodo de muestreo.

Obteniendo la transformada Z de ambos lados de la ecuación se obtiene el equivalente de la ecuación 5.

$$z \left[\left. \frac{de(t)}{dx} \right|_{t=kT} \right] = \frac{1}{T} (E(z))(1-z^{-1}) \quad (4)$$

$$z \left[\left. \frac{de(t)}{dx} \right|_{t=kT} \right] = \frac{1-z^{-1}}{T} E(z) \quad (5)$$

Para encontrar el equivalente de la función de integración se utilizó la aproximación por regla de integración trapezoidal que se ejemplifica en la Figura 1 [10], donde $u[(k-1)T]$ corresponde a la integral de la función $e(t)$ hasta el instante $k-1$.

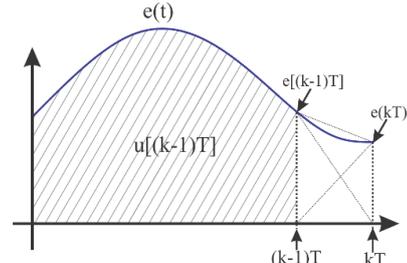


Fig. 1. Aproximación de la integral por regla de integración trapezoidal.

$$u(kT) = u[(k-1)T] + \frac{T}{2} \{e(kT) + e[(k-1)T]\} \quad (6)$$

$$Z[u(kT)] = Z \left[u[(k-1)T] + \frac{T}{2} \{e(kT) + e[(k-1)T]\} \right] \quad (7)$$

Obteniendo la transformada z de la ecuación 6, se obtiene la ecuación 8, y reorganizando términos comunes se llega a la ecuación 10 que es la transformada correspondiente.

$$U(z) = U(z)z^{-1} + \frac{T}{2} \{E(z) + E(z)z^{-1}\} \quad (8)$$

$$U(z) - U(z)z^{-1} = \frac{TE(z)}{2} \{1 + z^{-1}\} \quad (9)$$

$$U(z)(1 - z^{-1}) = E(z) \frac{T}{2} \{1 + z^{-1}\} \quad (10)$$

$$U(z) = E(z) \frac{T}{2} \frac{1 + z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (11)$$

Sustituyendo las funciones de integración y derivación en la ecuación 2, se obtiene la transformada Z de la ecuación de un controlador PID, que se muestra en la ecuación 12.

$$U(z) = E(z) \left(kp + ki \frac{T(1+z^{-1})}{2(1-z^{-1})} + kd \frac{(1-z^{-1})}{T} \right) \quad (12)$$

Reordenando los términos en función de z^{-n} se obtiene la función de transferencia del controlador PID discreto mostrada en la ecuación 13.

$$U(z) = E(z) \left(\frac{\frac{kd}{T} z^{-2} + z^{-1} \left(\frac{kiT}{2} - \frac{2kd}{T} - kp \right) + \left(kp + \frac{kiT}{2} + \frac{kd}{T} \right)}{(1-z^{-1})} \right) \quad (13)$$

La ecuación 13 se encuentra en la forma de un filtro digital IIR de segundo orden, cuya forma genérica se muestra en la ecuación 14.

$$H(z) = \frac{\sum_{k=0}^M b_k z^{-k}}{1 - \sum_{k=1}^N a_k z^{-k}} \quad (14)$$

Y en su forma continua en ecuación en diferencias que se expresa en la ecuación 15.

$$y[n] - \sum_{k=1}^N a_k y[n-k] = \sum_{k=0}^M b_k x[n-k] \quad (15)$$

Donde $y[n]$ es la salida del filtro y $x[k]$ corresponde a la entrada actual y anteriores. Sustituyendo los valores correspondientes de la función de transferencia de la ecuación 13 en la ecuación 15 se obtiene la forma discreta del controlador PID como ecuación en diferencias que se muestra en la ecuación 17.

$$y(k) - y(k-1) = \frac{kd}{T} e(k-2) + e(k-1) \left(\frac{kiT}{2} - \frac{2kd}{T} - kp \right) + e(k) \left(kp + \frac{kiT}{2} + \frac{kd}{T} \right) \quad (16)$$

$$y(k) = e(k) \left(kp + \frac{kiT}{2} + \frac{kd}{T} \right) + e(k-1) \left(\frac{kiT}{2} - \frac{2kd}{T} - kp \right) + \frac{kd}{T} e(k-2) + y(k-1) \quad (17)$$

Si se considera que kp , ki , y kd son constantes y se trabaja con un periodo muestreo T también constante durante todo el proceso, puede reorganizarse la ecuación 17 en una ecuación en diferencias como se muestra en la ecuación 18.

$$u(k) = a_0 e(k) + a_1 e(k-1) + a_2 e(k-2) + b_1 u(k-1) \quad (18)$$

Donde:

$$a_0 = kp + \frac{kiT}{2} + \frac{kd}{T} \quad (19)$$

$$a_1 = \frac{kiT}{2} - \frac{2kd}{T} - kp \quad (20)$$

$$a_2 = \frac{kd}{T} \quad (21)$$

$$b_1 = 1 \quad (22)$$

La ecuación 18 es fácil de implementar en un dispositivo de procesamiento digital, tal como un microcontrolador, un DSP (Digital Signal Processing) o un FPGA pues está conformada por productos y sumas.

B. Parámetros de evaluación de un sistema de Control

Existen diversos parámetros para evaluar el desempeño de un sistema de control. Sin embargo, el porcentaje de sobrepaso máximo y el error en estado estacionario son fundamentales.

En la Figura 2 se muestra una representación gráfica del sobrepaso máximo (M_p) y del error en estado estacionario. El M_p se define como el máximo valor del pico de la curva de la respuesta medido a partir de la unidad de referencia (Ogata 20xx). El porcentaje de sobrepaso máximo puede calcularse mediante la ecuación 23.

$$M_p = \frac{f(\max) - f(\infty)}{f(\infty)} \times 100 \quad (23)$$

Donde $f(\max)$ es la máxima amplitud de la señal y $f(\infty)$ es la respuesta final del sistema. Una respuesta del sistema es aceptable si el sobrepaso máximo no es mayor a 25% [11]. Por otra parte el error en estado estacionario (ESS) se muestra en la Figura 2. El porcentaje de ESS se calcula mediante la ecuación 24. Un ESS se considera aceptable si se encuentra en un rango

menor a 5% [11] para la mayoría de aplicaciones.

$$ESS = \frac{f(\infty) - Ref}{Ref} \times 100 \quad (24)$$

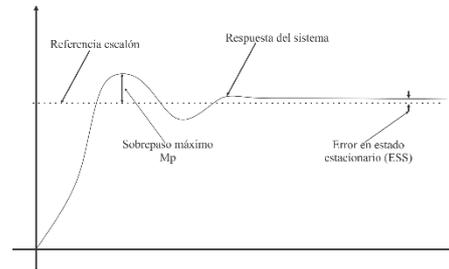


Fig. 2. Parámetros de evaluación de desempeño de un controlador ante una entrada escalón.

C. Implementación del controlador PID en FPGA.

La implementación se realizó mediante una estructura MAC (Multiplicador Acumulador) la cual se muestra en la Figura 3, en la cual la entrada es el error discreto $e[k]$, y se utilizan las constantes a_0 , a_1 , a_2 , b_1 y la constante b_2 , que en esta estructura siempre es igual a cero. Para el manejo de las muestras anteriores $k - n$ utilizadas en la ecuación 18 se utilizaron registros conectados en serie, tanto para entradas como para salidas. Estas muestras entran al multiplicador y el resultado es acumulado a través de un sumador retroalimentado mediante un registro a la salida del sumador. Finalmente se utilizó una máquina de estados finitos (FSM) para controlar la secuencia de las operaciones. Se implementó un multiplicador 16 bits, por lo que el resultado a la salida del multiplicador es de 32 bits, y se utilizó un limitador para ajustar la salida $y[k]$ en un rango de 16 bits nuevamente.

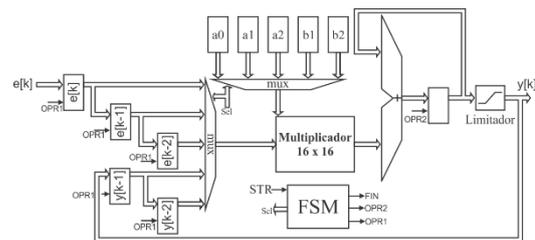


Fig. 3. Diagrama a bloques del sistema digital para la implementación del controlador PID.

D. Lazo de control para un servomotor.

El lazo de control clásico se muestra en la Figura 4. El lazo está compuesto por la referencia, el punto suma, el controlador PID y un puente H como actuador del sistema. La retroalimentación del sistema se lleva a cabo mediante un sensor encoder.

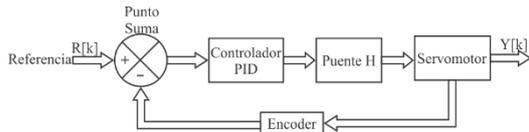


Fig. 4. Lazo clásico de control para un servomotor.

E. Implementación del sistema de control.

La implementación del sistema de control de servomotores en FPGA consiste en la integración de la ley de control PID con otros bloques descritos en hardware para la validación del sistema. Un diagrama general con los bloques implementados se muestra en la Figura 5. En este diagrama se muestra la conexión realizada entre los bloques principales y posteriormente se presenta una breve descripción de la tarea de cada uno de ellos. El sistema se encuentra distribuido en 3 tareas principales: Conexión externa, que sirve para comunicar el sistema implementado en el FPGA con una computadora personal; Control de Flujo de Información, cuya tarea es distribuir la información proveniente de la computadora dentro del sistema digital de control; y la sección del Controlador, que se encarga de ejecutar el lazo de control mostrado en la Figura 4. Es importante mencionar que en un dispositivo FPGA estas tres secciones trabajan en paralelo.

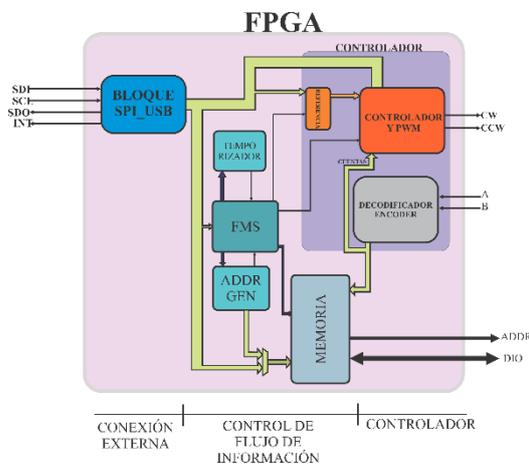


Fig. 5. Diagrama a bloques del sistema digital de control con interfaz de comunicación.

Bloque SPI_USB: Es la implementación de una descripción en hardware para la comunicación SPI entre el sistema FPGA y el microcontrolador, lo que permite la configuración del sistema desde la interfaz en computadora. A través de este bloque se configuran las constantes a_0 , a_1 , a_2 y b_1 del controlador PID, de la misma forma se envía en cuentas la referencia para el servomotor, y se descargan los datos de la respuesta del servomotor almacenados en la memoria para su posterior análisis.

Bloque Temporizador: Este bloque se encarga de generar una interrupción para realizar el muestro de la respuesta del sistema, se tiene configurado para generar una señal cada milisegundo, para cumplir con estándares industriales.

Bloque ADDR GEN: El bloque se encarga de generar las direcciones de almacenamiento de datos en la memoria física. Es controlado por el bloque FSM.

Bloque Memoria: El bloque se encarga de controlar una memoria SRAM IS61LV25616AL-10T.

Bloque FSM. Es la implementación de la codificación de la máquina de estados que maneja el sistema digital de control.

Bloque Referencia: Este bloque consiste en un registro que almacena la referencia para el sistema de control que proviene de la interfaz de usuario en la computadora.

Bloque Decodificador de encoder: La tarea de este bloque es decodificar la señal del encoder de cuadratura y convertirlo en un valor de cuenta digital. El bloque actual está configurado para trabajar con 32 bits con un formato de salida en complemento a 2.

Bloque Controlador y PWM. El bloque contiene la arquitectura del controlador PID y del modulador de ancho de pulso (PWM). Una descripción más detallada se muestra a continuación en la Figura 6, donde se observa la implementación del punto suma, el controlador y el actuador PWM.

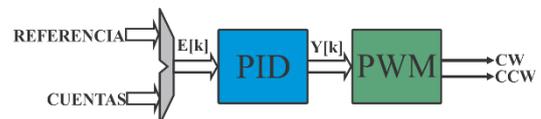


Fig. 6. Conexión interna de bloque Controlador y PWM

El punto suma se implementó mediante un sumador que recibe la señal de referencia y la posición en cuentas del servomotor. El error entra en la estructura PID, que calcula la acción de control $y[k]$, la cual es enviada como ciclo de trabajo a una unidad PWM (Modulador de Ancho de Pulso) mediante la cual se maneja un puente H, actuador en el lazo de control con las señales CW y CCW para el giro izquierdo y giro derecho respectivamente.

F. Software de interfaz

Para la manipulación del sistema de control se diseñó una interfaz gráfica en lenguaje C++ y entorno de desarrollo GTKmm, y se muestra en la Figura 7. La interfaz contiene los elementos básicos para la manipulación del sistema de control. Mediante entradas se puede cambiar los valores de la ganancia proporcional k_p , la ganancia integral k_i y la ganancia derivativa k_d .



Fig. 7. Interfaz gráfica para manipulación del sistema digital de control.

También es posible cambiar el periodo de muestreo del sistema. Además la interfaz permite enviar referencias (tipo escalón) al controlador a demanda del usuario. Finalmente, es posible que el usuario descargue los datos del comportamiento del sistema para analizarlos fuera de línea. Es importante mencionar que las ganancias que se introducen en la interfaz son consideradas en el modelo continuo en Laplace del controlador PID, y posteriormente son mapeadas al espacio discreto convirtiéndolas a las ganancias a_0 , a_1 , a_2 , b_1 y b_2 mediante una evaluación de términos, mediante la programación de las ecuaciones 19-22.

G. Diseño del Experimento.

La implementación del sistema de control de servomotores cuenta de 5 componentes básicos que se muestran en la Figura 8.

Computadora personal: En la computadora personal se ejecuta un software de Interfaz de Control desde donde se pueden configurar los parámetros del controlador PID, así como descargar la respuesta del controlador para analizarla fuera de línea en otro software como Matlab. Se probó con una computadora DELL con un procesador Core I5, 8 gigas en ram.



Fig. 8. Diagrama general de conexión.

USB: La conexión entre la computadora y la tarjeta FPGA se realiza mediante una interfaz USB-SPI. La computadora se conecta por USB 2.0 modo bulk con el microcontrolador PIC-18F2550 y el microcontrolador realiza un puente SPI con la tarjeta FPGA.

Tarjeta Spartan 3. La tarjeta Spartan 3 es una plataforma de desarrollo FPGA en la que se implementó la arquitectura hardware del controlador PID, con los módulos necesarios para la configuración y almacenamiento de datos de la respuesta del servomotor. La tarjeta cuenta con un FPGA Xilinx XC3S200 – 4ft256 con 200 mil compuertas, un oscilador de 50

MHz. En la Figura 5 se muestra una configuración más detallada de los bloques implementados en el dispositivo FPGA.

Puente H. Es el actuador que permite el control del servomotor. El dispositivo FPGA controla la acción del Puente H mediante señales PWM. El dispositivo utilizado es un L298N.

Servomotor: El servomotor es el dispositivo a ser controlado, consta de un motor de CD. Los dispositivos utilizados en las pruebas se enlistan a continuación en la Tabla I.

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES UTILIZADOS EN LAS PRUEBAS

Motor	Encoder	Voltaje	RPM
Mavilor CML 50	1000 PPR, 4000 CPR	24 Vdc	3000 RPM
Motorreductor Pololu 37D 70:1	64 PPR-4480 CPR Flecha	6 – 12 Vdc	6 V – 75 RPM 12 V- 150 RPM

Encoder: Es el dispositivo de retroalimentación. Los motores que se utilizaron para la comprobación de la ley de control cuentan con encoder de cuadratura, con las especificaciones mostradas en la Tabla I.

III.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

H. Respuesta a la referencia escalón.

Para probar el desempeño del controlador PID se realizaron pruebas tipo escalón para los motores con diferentes ganancias. Los resultados obtenidos demostraron la capacidad del controlador para obtener una respuesta aceptable de acuerdo con los criterios expuestos en la sección B. Las ganancias utilizadas fueron propuestas de forma empírica, y se ajustaron de acuerdo a la respuesta del sistema.

Las ganancias utilizadas se muestran en la Tabla II.

TABLA III
GANANCIAS UTILIZADAS PARA EL CONTROL PID

Ganancia	Prueba			
	1	2	3	4
kp	5	1	1.8	5.1
ki	5.5	1.8	3.6	5.8
kd	0.002	0.009	0.001	0.01

El periodo de muestreo T se mantuvo constante en 0.001s para todas las pruebas. Los resultados para el motor Mavilor se muestran en la Figura 9. Como puede observarse las respuestas a las sintonías 1, 2 y 3 corresponden a una respuesta subamortiguada con error en estado estacionario, mientras que la sintonía 4 corresponde a una respuesta sobreamortiguada con error en estado estacionario. Como puede observarse la respuesta se estabiliza antes de las 100 muestras.

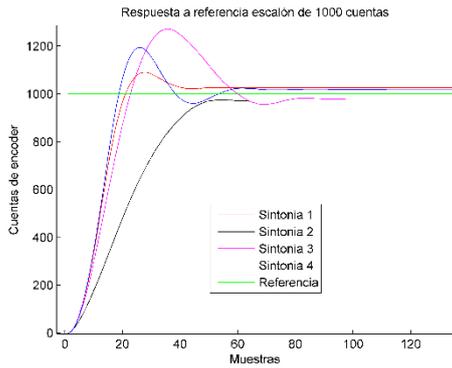


Fig. 9. Respuesta a la entrada escalón del motor Mavilor.

La respuesta a las mismas ganancias en el motor 37D de pololu se muestran en la Figura 10. Como puede observarse, la respuesta de este motor es más lenta, ya que se estabiliza cerca de 500 cuentas en las respuestas más rápidas. Las respuestas también presentan error en estado estacionario, y el sobrepaso es parecido al obtenido en el motor Mavilor.

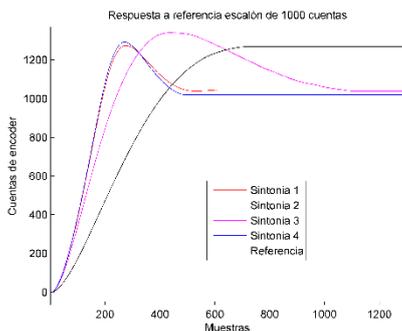


Fig. 10. Respuesta a la entrada escalón del motor 37D.

Una comparativa entre las respuestas para el motor Mavilor y el motor 37D se muestra en la Figura 11. Como puede observarse las respuestas para el motor se muestra en una línea negra, y la respuesta para el motor 37D se muestra en líneas azules. Como puede observarse el motor Mavilor se estabiliza antes que el motor 37D.

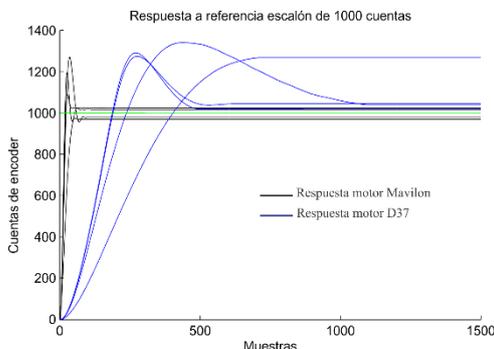


Fig. 11. Comparativa entre la respuesta de ambos motores.

Un análisis del sobrepaso máximo para cada una de las pruebas se muestra en la Figura 12. Las líneas negras corresponden a las pruebas hechas en el motor Mavilor, mientras que las líneas azules corresponden a las pruebas con el motor 37D. Como puede observarse las mejores pruebas corresponden a las primeras dos en las cuales el sobrepaso máximo no es mayor al cinco por ciento, mientras que en las pruebas en el motor 37D el sobrepaso no baja de 25% por lo que no las ganancias implementadas cumplen con este requisito (las pruebas 5 y 6 se encuentran cerca del límite).

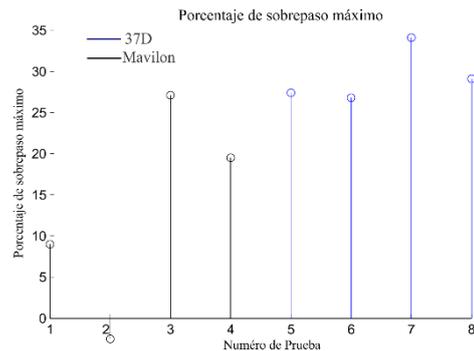


Fig. 12. Análisis de sobrepaso en para las diferentes pruebas.

Por otra parte, una comparativa del error en estado estacionario de cada prueba se muestra en la Figura 13. El error en estado estacionario no supera el 5% para la mayoría de las pruebas, menos en la prueba 6 que corresponde al motor 37D.

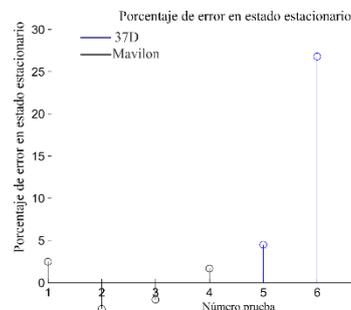


Fig. 13. Análisis de error en estado estacionario para las diferentes pruebas.

IV. CONCLUSIONES

Se diseñó la estructura digital de un controlador PID y se implementó en un dispositivo FPGA para el control de servomotores de corriente directa con sensor tipo encoder. Para validar el funcionamiento se incluyeron bloques digitales para la comunicación entre el controlador PID y una interfaz gráfica en una computadora personal. Se realizaron pruebas en dos servomotores con diferentes características y los resultados obtenidos demostraron que el controlador obtuvo para algunas ganancias parámetros aceptables de la respuesta del sistema bajo el

controlador para el motor Mavilor y las pruebas en el motor 37D en el límite de los parámetros aceptables en sobrepaso máximo. Estos resultados se obtuvieron considerando que las ganancias del controlador no fueron optimizadas ya que no se utilizó el modelo matemático del motor y una metodología de sintonización.

Como prospectiva de este trabajo está el diseñar un sistema para la identificación del modelo matemático del motor, para obtener ganancias adecuadas por algún método de sintonización y mejorar la respuesta del servomotor.

REFERENCIAS

- [1] Wahyungoro O. y Nordin B. S. "Development of Fuzzy-Logic Based Self Tuning PI Controller for Servomotor," 10th Conf. on Control, Automation, Robotics and Vision. Hanoi, Vietnam, Dec. 2008
- [2] Rios G. F. AND Yahia F. M. "Efficient Position Control of DC Servomotor Using Backpropagation Neural Network," Seventh International Conference on Natural Computation. 2011.
- [3] Kadwane S. G., Swapnil G., Karan B. M. and Amit K. "Real Time Based PI-like Fuzzy Controller for DC Servomotor". 2006.
- [4] Fiodorov I. Izvoreanu B. and Cojuhari I. "Syntehis of Robuts PID Controller by the Maximun Stability Degree Criterion," 20th Conference on Control Systems and Science. 2015.
- [5] Rathore N. S., Singh V. P. AND Chauhan D. P. S. "ISE based PID Controller Tuning for Position Control of DC Servo-Motor using LJ," International Conference on Signal Processing, Computing and Control. 2015.
- [6] Zhou H. "DC Servo Motor PID Control in Mobile Robots with Embedded DSP," International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation. 2008.
- [7] Galil Motions Homepage. Disponible: www.galilmotioncontrol.com
- [8] Kinesis Kcube Brushed DC Servo motor Controller. Disponible: www.thorlabs.com
- [9] Osornio R. R. A., Romerto R. R. J., Moralez V. L., de Santiago P. J. J., Rivera G. R. J. and Rangel M. J. J. "A Real Time FPGA Based Platform for Applications in Mechatronics," International Conference on Reconfigurable Computing and FPGA's. 2008
- [10] Kuo B. C. Sistemas de Control Automático. 7 Ed. México. 1996.
- [11] Ogata K. Ingeniería de Control Moderna. 5a Ed. Pearson Educación. Madrid. 2010.

Desarrollo de equipo solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica

E. Campero Ángeles ^{1*}, I. Ventura Cruz ², K. Galindo Martínez ¹, G. Yáñez López ²

¹División de Ingeniería en Energías Renovables, ²División de Ingeniería Mecatrónica, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan

Domicilio Conocido s/n, El Saucillo Municipio de Huichapan, Hidalgo, México,

*ecampero@iteshu.edu.mx

Resumen— La realización de este diseño tuvo como finalidad el desarrollo de un equipo de ruta solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica. Para ello se consideraron algunos aspectos como las coordenadas terrestres del seguidor y los movimientos que presenta el planeta con respecto al Sol, los cuales son predecibles. Sin embargo, al momento de precisar las coordenadas celestes del seguidor solar respecto a nuestro plano terrestre en un momento específico del año, es necesario recurrir a un análisis más profundo, dicho análisis se llevó a cabo mediante un algoritmo matemático que se desarrolló en el software Matlab® y se probó en un equipo PLC. Obteniendo un seguidor solar acimutal, activo, de sistemas fotovoltaicos concentrados a dos ejes controlados por sistemas a lazos abiertos, el cual se utilizará para la realización de prácticas de la materia de Energía Solar Fotovoltaica del ITESHU.

Abstract— This paper reports the development of a training team to optimize the route Solar photovoltaic solar collection. To do some aspects as terrestrial coordinates of the tracker and movements that presents the planet to the Sun, which are considered predictable. However, when specifying celestial coordinates of the solar tracker regarding our earth plane at a specific time of year, it is necessary to resort to further analysis, this analysis was carried out using a mathematical algorithm that was developed in the software Matlab and he tested on a PLC computer. Getting an azimuth, active, concentrated photovoltaic system two axes controlled by open loops systems, which are used for the experiments in the field of Photovoltaic Solar Energy Solar tracker ITESHU.

Palabras clave — Acimutal activo, algoritmo solar, energía solar fotovoltaica, seguidor solar de dos ejes, seguidor solar didáctico.

I. INTRODUCCIÓN

Nuestro planeta está sufriendo diversos cambios climáticos y desastres naturales ocasionados principalmente por la cantidad de gases de efecto invernadero en la atmosfera, por lo que es importante fomentar la conciencia

medioambiental y el uso de las energías renovables, principalmente la energía solar, ya que el Sol es el principal generador de vida en nuestro planeta, sin los rayos luminosos que el Sol provee, no se presentarían las condiciones adecuadas para preservar nuestras vidas, desde la prehistoria el hombre ha visto la forma de aprovechar las bondades que el Sol genera en su beneficio.

Actualmente es posible aprovechar los avances tecnológicos para incrementar los beneficios que el sol ofrece, un claro ejemplo son los satélites que hoy en día rodean nuestro planeta, y que son utilizados para las telecomunicaciones mundiales, los cuales funcionan gracias a la energía solar fotovoltaica por medio de los paneles solares que estos incluyen.

Los datos de irradiación solar mundial indican que si se aprovechara eficientemente toda la energía que proviene del sol, podríamos cubrir todas las necesidades energéticas que tenemos, sin necesitar de ninguna otra fuente de energía adicional.

La Energía Solar puede emplearse en diversas aplicaciones, una de éstas es un seguidor solar, el cual es un dispositivo mecánico capaz de orientar un grupo de paneles solares para que permanezca lo más perpendicular al Sol, siguiéndolo desde su alborada en el este hasta su puesta en el oeste.

Los factores físicos que afectan la cantidad de energía del sol incidente sobre una superficie son: latitud geográfica, día y mes del año (horas de sol), condiciones climatológicas y grado de contaminación; así mismo, existen factores que afectan la eficiencia del panel solar fotovoltaico, como son el sombreado parcial, los diversos ángulos generados por la geografía solar, entre otros. Estos ángulos son: ángulo horario, altitudinal, cenital, acimutal y de declinación solar; de los cuales el altitudinal y el acimutal definen la posición del sol en el horizonte [1]. El ángulo altitudinal (α), se define como el ángulo entre el plano horizontal y el rayo solar; mientras que el ángulo acimutal (ψ), se describe como el ángulo entre las proyecciones de un rayo del Sol y una línea orientada del Norte al Sur, sobre el plano horizontal [2].

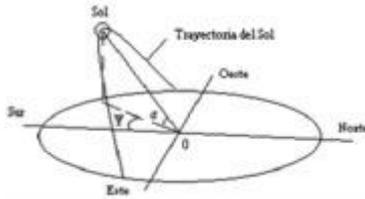


Fig. 1. Posición del sol en función de la altura y el acimut solar

Matemáticamente la posición del sol respecto al horizonte se puede determinar con las siguientes fórmulas [4]:

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos(TSV \cdot 15)) \quad \text{Ec. (1)}$$

$$\psi = TSV \cdot \cos^{-1} \left(\frac{\sin \alpha \cdot \sin \phi - \sin \delta}{\cos \alpha \cdot \cos \phi} \right) \quad \text{Ec. (2)}$$

El tiempo solar verdadero (TSV) es el ángulo horario del centro del sol expresado en horas y se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$TSV = \frac{\omega}{15} = \frac{-\cos^{-1}(-\tan \delta \cdot \tan \phi)}{15} \quad \text{Ec. (3)}$$

Para aumentar la eficiencia de un panel solar fotovoltaico, logrando el máximo grado de conversión de energía, este debe ubicarse de forma perpendicular a los rayos incidentes sobre la superficie en las horas de sol, por lo cual se hace necesario el uso de un seguidor solar, el cual es un sistema que se compone de elementos mecánicos, electrónicos e informáticos. Los seguidores solares que existen actualmente se basan en sensores de luz para determinar la posición del Sol y en la realización de cálculos para detectar la ubicación del sol en determinado momento.

Así también existen seguidores solares que varían por su mecanismo de funcionamiento, y se clasifican por su:

- Sistema de actuación
- Tipo de sistema fotovoltaico
- Configuración del sistema
- Sistema de coordenadas usado para ubicar la posición aparente del Sol
- Sistema de control

De acuerdo al sistema de actuación:

Seguidores pasivos: Es aquel que se mueve en respuesta a un desbalance de presión entre dos puntos en los extremos del seguidor solar; es decir, aquel que usa un gas comprimido de bajo punto de ebullición, el cual es conducido hacia un lado o hacia otro, según sea calentado por la luz incrementando la presión en el gas [3] (Fig. 2a).

Seguidores activos: estos dispositivos usan mecanismos en diversas configuraciones para ubicar los paneles en la posición deseada. Es decir, es aquel que utiliza motores eléctricos, brazos electromecánicos con engranajes o tornillos sin fin, los cuales son controlados por un circuito electrónico; este tipo de seguidor debe estar energizado ya sea por una fuente externa al sistema fotovoltaico o por este mismo [3] (Fig. 2b).

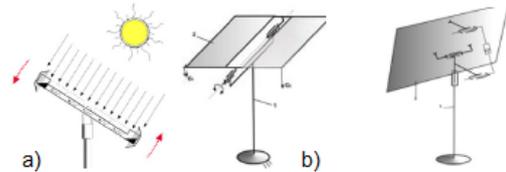


Fig. 2. Tipos de seguidores, a) pasivo, b) activo

De estos el seguidor solar activo es más preciso, siendo el seguidor pasivo un tanto impreciso [2].

Por el tipo de sistema fotovoltaico que realiza la conversión de energía solar a eléctrica, se clasifican en:

Seguidor de sistemas fotovoltaicos concentrados: estos requieren que la componente de la luz directa esté concentrada en un punto específico, y por lo tanto debe estar orientado con la mayor precisión posible.

Seguidor de sistemas fotovoltaicos no concentrados: estos se usan para minimizar el ángulo de incidencia entre la luz incidente y la normal de los paneles, para producir la mayor cantidad de energía. No requieren mucha precisión.

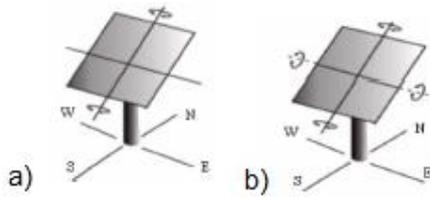
De acuerdo con la configuración del sistema, existen también dos clases de seguidores, de uno y de dos ejes:

Los seguidores de un eje: estos giran diariamente sobre un solo eje, del Este al Oeste. De manera que el eje relacionado con el ángulo de altitud debe ajustarse con cada estación del año. Su precisión es menor (Fig. 3^a).

Los seguidores de dos ejes: estos realizan dos movimientos, combinándolos de tal forma que pueden seguir la trayectoria del sol de manera precisa todo el año. Son más eficientes y precisos que los de un solo eje (Fig. 3b).

Fig. 3. Tipos de seguidores, a) de un eje, b) de dos ejes

De acuerdo con el sistema de coordenadas usado para ubicar la posición aparente del Sol (y la secuencia en que se llevan a cabo las



rotaciones), los seguidores de dos ejes se pueden dividir además, en:

Seguidores acimutales: los cuales combinan una rotación alrededor de un eje vertical, con otra rotación realizada sobre un eje horizontal. Usan el sistema acimutal (local) y los ángulos acimut ψ , y altitud α . Sus ventajas son una buena exactitud y estabilidad estructural. Una importante desventaja es el hecho de que los movimientos de sus ejes no son independientes, por lo que deben ser simultáneos (Fig. 4a).

Seguidores ecuatoriales: los cuales cuentan con dos ejes de movimiento independiente, perpendiculares entre sí, lo que representa una ventaja, dado que sus movimientos no necesitan ser simultáneos. Usan el sistema ecuatorial (global) y los ángulos de declinación δ , y horario ω . En este tipo de seguidores se presentan problemas constructivos debido a la secuencia en la que se generan sus movimientos, lo que representa una desventaja (Fig. 4b).

Seguidores pseudo-ecuatoriales: los cuales se derivan de los del tipo ecuatorial, con el orden de las rotaciones invertido, por lo que no presentan los problemas constructivos de los ecuatoriales. Por otro lado, sus movimientos también son independientes y no necesitan ser simultáneos. Por lo tanto tienen la ventaja de ser sistemas más estables y son más usados que los ecuatoriales (Fig. 4c).

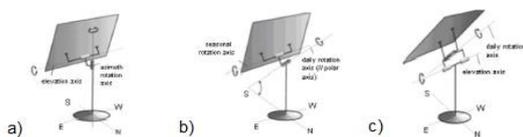


Fig. 4. Tipos de seguidores solares, a) acimutales, b) ecuatoriales, c) pseudo-ecuatoriales

De acuerdo con el sistema de control, se pueden mencionar los siguientes tipos de seguidores:

Controlados con lazos cerrados: Las más comúnmente usados, que consisten en el uso de sensores para determinar la posición del Sol, los que a su vez envían señales eléctricas al controlador, y éste a los motores.

Controladores con lazos abiertos: Basados en algoritmos matemáticos con valores predefinidos de la posición del sol, para una determinada ubicación geográfica.

El objetivo de este trabajo es diseñar un equipo de ruta solar didáctica para el desarrollo de habilidades para la experimentación, mediante la creación de un algoritmo matemático que determine la posición solar y sea capaz de seguir el ciclo de la ruta solar anual para optimizar la captación de energía solar fotovoltaica.

De acuerdo a estudios previos el mejor aprovechamiento de los paneles solares fotovoltaicos está en la posición de ellos con respecto al sol con un ángulo de noventa grados, es su punto ideal con respecto al sol para obtener la mayor cantidad de energía disponible y ocupando para el movimiento mecánico de operación con la menor energía posible.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

En el presente trabajo se desarrolló un equipo de ruta solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica, así como para la realización de prácticas desarrolladas en la materia de energía solar fotovoltaica impartida en el Instituto Tecnológico Superior de Huichapan (ITESHU).

Se desarrolló un proceso de acuerdo al siguiente diagrama:

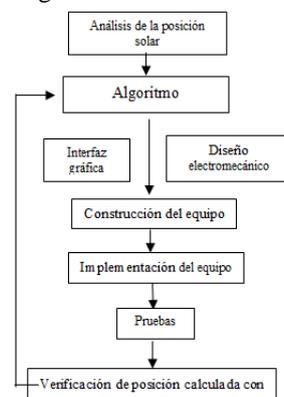


Fig. 5. Proceso de desarrollo del equipo solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica

La posición solar se determinó por medio del cálculo de los ángulos acimut, para eso se trazó la gráfica de ruta solar anual, mostrada en la fig. 6, con el software Sun Earth Tools y se comparó con la obtenida en un algoritmo adaptado para obtener el ángulo acimut y el ángulo de elevación a partir de la fecha proporcionada al algoritmo.

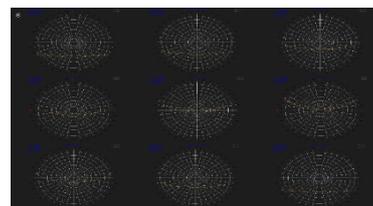


Fig. 6. Grafica de la ruta solar anual

En el cuál la comprobación de los cálculos del algoritmo se realizó con el software MatLab, posteriormente se desarrolló en un Controlador Lógico Programable (PLC), resultando así la interfaz gráfica mostrada en la Fig. 7.

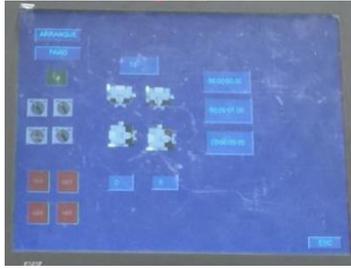


Fig. 7. Interfaz gráfica del PLC

La estructura del equipo se diseñó en un software CAD como se muestra en la fig. 8.

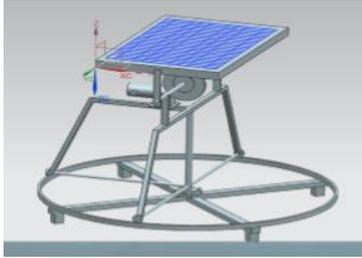


Fig. 8. Diseño mecánico del equipo

Para el movimiento de los grados acimut del mecanismo se utilizó un eje vertical soportado sobre una estructura metálica en forma circular que servirá como riel y tracción. Como se muestra en la Fig. 9.



Fig. 9. Eje vertical que soporta el mecanismo

Para la tracción del movimiento se acopló un motorreductor de corriente alterna de 1/8 de hp a 127 volts, con Catarina acoplada a una cadena fija la cual está en la estructura circular como se muestra en la Fig. 10.



Fig. 10. Mecanismo asociado para la tracción

Para el movimiento de elevación se utilizó un mecanismo similar al motorreductor de C.D. con transmisión reductora de cadena para hacer los movimientos más lentos y tener una posición más exacta en el Angulo deseado.



Fig. 11. Mecanismo acoplado para el movimiento de elevación

III.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Del presente trabajo se obtuvo la ficha técnica del equipo, el manual de operación y el manual de prácticas.

Para analizar los resultados del equipo se llevaron a cabo diversas pruebas, entre ellas están:

- Mecánicas, para verificar los movimientos de los ejes horizontal y vertical, para los grados azimut y elevación.
- Eléctricas, como son: arranque de motores, toma de corriente, medición de tensión y potencia.
- De control para el accionamiento de entradas y salidas de las señales del PLC, de acuerdo a la secuencia de proceso.

Finalmente, se comparó la posición calculada del seguidor, respecto a la real; con la finalidad de verificar el proceso y hacer los ajustes necesarios.

IV. CONCLUSIONES

Con el desarrollo de este trabajo se obtuvo un equipo solar didáctico para optimizar la captación solar fotovoltaica.

- Se realizó un equipo debido a la falta de material para realizar prácticas del plan de estudios de la carrera de Ingeniería en Energías Renovables.
- Con el equipo implementado se realizaron pruebas en las cuáles los alumnos compararon los resultados obtenidos a partir de cálculos analíticos con los resultados arrojados por el

prototipo, comprobando así que ambos son aproximados.

REFERENCIAS

- [1] García C. O. (2009). Diseño de un seguidor solar (Tesis). Madrid, España.
- [2] González M. J. M. (2012). Diseños de los mecanismos para un seguidor solar pseudo-ecuatorial (Tesis). México.
- [3] Guardado G. D. H. Rivera, Ch. V. F. (2012). Implementación de seguidor solar en dos ejes para el sistema fotovoltaico de la Escuela de Ingeniería Eléctrica de la UES (Tesis). Ciudad Universitaria, El Salvador.
- [4] Herrera M. J. I., Molina P. N. G. (2010). Diseño, análisis e implementación de un sistema de control para seguimiento solar en dos ejes (Tesis). El Salvador, Centro America.

Thermal comfort and air quality analysis of a ventilated room

J. Serrano-Arellano*, J. A. Venegas-Sánchez, Z. B. Trejo-Torres, J. C. Rodríguez Uribe and A. E. Bonilla Fernández.

*División de Arquitectura y/o Ingeniería en Energías Renovables, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan, ITESHU-TecNM-SEP., Dom. Conocido S/N, El Saucillo, Huichapan, Hgo., C.P. 42411, México. *jserrano@iteshu.edu.mx*

Abstract— Numerical results obtained from the analysis of the conjugate heat and mass transfer of an Air-CO₂ mixture inside a room (ventilated cavity) in turbulent flow regime are presented. Different configurations of the cavity were analyzed in order to assess the thermal behavior and the air quality inside the cavity. The inlet air velocity is a function of the Reynolds number ($5 \times 10^2 \leq Re \leq 4 \times 10^4$). A CO₂ contaminant source between $500 \leq CH \leq 3000$ ppm and a Richardson number interval of $0.21 \leq Ri \leq 1375$ were considered. From the results, the location of the air gap outlet as near as possible of heat and contaminant sources presented the better thermal performance and air distribution for a Reynolds number of $Re = 2 \times 10^4$.

Resumen— En este estudio se presentan los resultados numéricos de la transferencia conjugada de calor y la transferencia de masa para una habitación (cavidad ventilada), en cuyo interior se encuentra una mezcla de Aire-Dióxido de carbono (CO₂). El estudio se realizó en régimen de flujo turbulento para un intervalo del número de Reynolds de $5 \times 10^2 \leq Re \leq 4 \times 10^4$, y en el siguiente intervalo del número de Richardson; $0.21 \leq Ri \leq 1375$, con una intensidad de la fuente contaminante de CO₂ en el intervalo de $500 \leq CH \leq 3000$ ppm., se analizaron diferentes configuraciones para determinar cuál presentaba los mejores resultados desde el punto de vista de confort térmico y calidad del aire. Se encontró que la ubicación de la salida de la mezcla Aire-CO₂ más cercana a la fuente de calor y contaminante presentó los mejores resultados para un valor de $Re = 2 \times 10^4$.

Keywords — Ventilated room, Thermal Comfort, Air quality, Natural and forced convection.

I. INTRODUCTION

Mankind has throughout history developed the ability to adjusting to different environmental conditions. People have taken the advantages of natural forces and wind to create a desire thermal environment and to transport

away undesired contaminants. The use of the natural driving forces for the purpose of ventilation has for several millennia provided the desired thermal comfort and air quality for both man and animals [1]. The aim of modern natural ventilation systems is to use natural driving forces as effectively as possible, to minimize the use of energy for fans and mechanical systems. Ventilation of occupied spaces in buildings has two primary purposes [1, 2, 3]; the first purpose is to provide thermal comfort by supplying a heat transport mechanism. The second one is to provide an acceptable indoor air quality, which essentially is based on the supply of fresh air and the removal or dilution of indoor pollution concentration produced by people, equipment and materials. Contaminants dilution is influenced by the amount and quality of exterior air, as well as the way the air is circulated to the interior space. One of the most important pollutants presented inside buildings is the CO₂, which is a good indicator on contaminants produced by people. It can be said that a good indoor air quality is reached when air is free of pollutants that cause irritation, discomfort or unhealthy environmental conditions [4]. Therefore, the knowledge on air movement in ventilated rooms is essential on the design of ventilation systems. On the design of ventilation systems in buildings, there are many variables involved on the air flow distribution inside the building envelop; for example, variables inherent to air: temperature, velocity, direction, frequency, turbulence, etc., that depend on the daily and seasonal changes. Others are the architectural and construction variables such as: orientation regarding the wind direction, location of the incoming and outgoing air apertures, type of fenestration, external architectural elements, etc. The effectiveness of a ventilation system is determined mainly by (a) the amount of contaminants removed from the room and (b) the capacity to eliminate the excess of energy inside it. The ventilation effectiveness depends entirely on the flow pattern inside the room. This work is focusing on ventilation in order to obtain thermal comfort

and air quality inside a ventilated room; the traditional way to model ventilated rooms is thorough cavities with different configurations and conditions. A short review on heat and mass transfer in ventilated cavities follows below.

Regarding studies in laminar and turbulent regime for mixed convection, Nielsen et al. [5–9] have been the first in using CFD to carry out analysis on cavities representing rooms. Most of Nielsen's et al. research work is focused on characterizing the aerodynamic influence and geometry parameter related to the inlet air, dimensions of the cavity, and inlet and outlet locations over the flow patterns and ventilation efficiency on mixed convection. Davidson and Olsson [10] performed a numerical analysis on flows affected by buoyancy forces in ventilated cavities. The authors concluded that the air age and purge velocity are necessary parameters to characterize the performance of ventilated rooms. Chen [11-12] carried out a study of mixed convection in ventilated cavities by the use of commercial software PHOENICS and with a rigorous appraisal of different turbulent models. Lage and Bejan [13] conducted a numerical study on a contaminant removal generated by a discrete source of contaminant inside a rectangular ventilated 2D cavity. The contaminant was removed with a laminar and turbulent airflow within the interval $30 < Re < 3000$. The study allowed to find the effectiveness and critical time of the contaminant removal. The results showed the evolution in time of the concentration fields for different values of Re and it was shown the effect of the different configurations for ventilation. Bjorn and Nielsen [14] implemented an experimental and numerical study in order to determine the dispersion and influence of human exhalation as a contaminant source, its distribution was studied in an actual size camera where ventilation by displacement was supplied. During the experimentation, mannequins with a pump simulating human pulmonary respiration were used. Stratification was observed when exhalation came out of mouth and when the vertical gradient temperature was high. This stratification can be broken when there is air movement inside the room and if this movement increases; a mixture of the contaminant and air is produced. If the exhalation occurs through the nose, the mixture flow tends to move towards the upper wall. When the exhalation is produced by nose and mouth it might penetrate the breathing zone of other person standing close. Finally, the results indicated that the effect of the exhalation flow is not a serious problem in most of ventilation applications. Moureh and

Flick [15] presented results on an experimental and numerical study, where characteristic velocities in ventilated cavities are a function of the location of the air inlet and outlet located. This study showed that the location of the inlet aside the wall prevents separation of the inlet flow. This issue improves homogeneous ventilation and allows a uniform distribution of environmental parameters inside the cavity such as temperature and contaminants concentration. Liu et al. [16] carried out a study in order to remove two contaminants from a three dimension cavity with an inlet and outlet flow; the purpose of the study was to identify an adequate air conditioning system that provides a comfortable environment at the lowest energy cost. Inside the cavity, a contaminant source emitting two contaminants carbon dioxide (CO_2) and formaldehyde (HCHO) was located at the centre. The authors concluded that the concentration of CO_2 reduces as Reynolds increases and it tends to be constant after $Re > 10^5$ for the HCHO, the lowest concentration was achieved with a filtration efficiency of 0.8 even for Re values of $Re = 10^2$.

Regarding conjugate heat and mass transfer in laminar and turbulent regimes, Papanicolaou and Jaluria [17–19] performed an investigation about mixed convection in a cavity with a fix heat source. The authors reported that flow patterns describe the oscillations since buoyancy forces generated by the heat source and cooling efficiency are improved if the air outlet is located on the lower side of the vertical wall. Later, the authors extended the study to an inclined channel, and they concluded that the best behavior of the heat transfer was found on the vertical channel. Yu and Joshi [20] carried out a numerical study in laminar flow by natural convection in a ventilated 3D cavity. An inside heat source was placed on one wall in order to simulate a heat generating electrical device. Four different configurations for ventilation were under study, natural convection for the air flow and heat conduction for the internal heat source was solved for each case. The author showed the results of the total local heat transfer heat source. Finally they concluded that the gaps location greatly affects the thermal fields. Two cases showed the same cooling effect, but they generated different flow and temperature patterns; the best configuration for ventilation was the one with an inlet on the right wall and another one on the ceiling. Raji and Hasnaoui [21] reported a numerical study about the interaction between mixed convection and thermal radiation in ventilated cavities with gray surfaces in laminar flow regime. The effect of

the thermal radiation on the streamlines and the isothermals was studied for the following parameters: $10^3 \leq Ra \leq 10^6$, $5 \leq Re \leq 5000$ and emissivity values of $0 \leq \varepsilon \leq 1$. The geometrical parameters were: aspect ratio of 2 and size of the inlet of 0.25. The authors used two configurations for the analysis, configuration BT where the flow enters at the lower side of the left wall and leaves at the upper side of the opposite wall (counterflow), and the other configuration TB where the flow enters at the upper side of the left wall and leaves at the lower side of the opposite wall. A constant heat flow was imposed on the left and upper walls while the remaining walls were considered adiabatic. The results of the study showed that the radiation effect contributes to reduce the temperature gradients because it provides a better homogenization of the temperature distribution inside the cavity. Finally, it is important to mention that the radiation effect also contributes to reduce the average and maximum temperatures inside the cavity. Ramón et al. [22] published a numerical study on heat transfer (mixed convection and conduction) in a ventilated cavity with three adiabatic walls and a vertical opaque wall with a gap on its lower side. This wall exchanged energy by convection and radiation to the exterior and by convection to the inside of the ventilated cavity. The air outlet gap was fixed on the upper side of the vertical left wall. The cases under study were analyzed considering the gaps height ratio: and for a Rayleigh of $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ and a Reynolds of $50 \leq Re \leq 600$. The authors observed that as the outlet air temperature gets close to the inlet air temperature (24°C) a higher comfort inside the cavity is achieved. Xamán et al. [23] presented a numerical study on conjugated heat transfer in a ventilated cavity in order to analyze temperature distribution effectiveness inside it. The enclosure was represented by a ventilated cavity under turbulent flow regime. All the walls were considered adiabatic, except the vertical wall on one right, which was defined as a conductive opaque wall with a gap on its lower side for the incoming air. The conductive wall is submitted to a constant heat flux of 736 W/m^2 and it is considered to interact with the outside ambient. Four cases for the air outlet location were considered for the analysis; the incoming air velocity was varying depending on the Reynolds number between $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$. The conductive wall was analyzed with two different materials (construction brick and adobe block) and with three different widths (0.1, 0.2 and 0.3 m). From the results, it can be

concluded that the 0.3 m width adobe block is the appropriate to minimize thermal load gains to the inside of the room and it helps to reduce the efforts made on ventilation to remove heat. Regarding the air outlet location, it was concluded that the right side of the upper horizontal wall was the best position for the air outlet for a Reynolds number between 5×10^3 and 1×10^4 based on the effectiveness of temperature distribution. Xamán et al. [24] showed the results obtained from the analysis of the heat and mass transfer of an Air–Carbon Dioxide mixture (CO_2) inside a ventilated cavity in laminar flow regime. Different configurations of the cavity were analyzed regarding the location of the mixture outlet gap in order to study the thermal behavior and the air quality inside the cavity considering three different values for the CO_2 contaminant source. The inlet air velocity is a function of the Reynolds number ($10 \leq Re \leq 500$). The location of the mixture outlet gap was considered in four different positions. Based on the results, it was concluded that, from a thermal comfort point of view and air quality, configuration D (the outlet is on the right of the top wall of the cavity) shows the best performance in the interval $50 \leq Re \leq 100$. Serrano et.al [25] reported a numerical study of the conjugated heat and mass transfer of an Air- CO_2 mixture inside a ventilated cavity in turbulent flow regime. Different configurations of the cavity regarding the location of the mixture outlet gap in order to determine a good ventilation configuration were analyzed by the authors. The air inlet gap was located on the lower side of the right vertical conductive wall of the cavity. From the results, it was observed that the case D (the outlet located on right of the top wall of the cavity) showed the best performance in terms of thermal comfort and air quality. It was concluded that in order to fulfill regulations of temperature and contaminant concentrations, it is necessary to have a mixed convection with a Reynolds value of $Re = 1 \times 10^4$. More recently, Limate et al. [26] developed a numerical thermo-ventilation analysis of the airflow in a heated rectangular cavity by using the open source code OpenFOAM. The authors made a sensitive analysis of several turbulence models and solvers without significant findings that affect the results. The results showed an evident contrast in the evolution in air quality and thermal comfort. Further, from the results it was observed that the best inlet air configuration selected for indoor air quality purposes was completely opposed to that which gives the best thermal comfort in the enclosure.

According to the literature review, there are few studies on ventilated cavities with conjugated heat and mass transfer involving conduction and mixed convection in turbulent flow regime. For this reason, this work intends to assess different positions for the air outlet gaps in order to achieve a better thermal performance and an acceptable air quality inside the cavity. This study is an extension of the previous work reported by [25] with results that covers many different configurations for ventilated cavities. The results are focusing to determine the best configuration for ventilation based on the overall ventilation effectiveness for temperature distribution and contaminants removal. The room is modeled as a rectangular cavity and the conductive wall is set as an opaque wall. For this study, ten configurations for the outlet of air were considered: (A) Outlet on the upper side of the left vertical wall, (B) Outlet on the left side of the upper horizontal wall, (C) Outlet at the center of the upper horizontal wall, (D) Outlet on the right side of the upper horizontal wall.

II. MATHEMATICAL AND PHYSICAL MODEL

A. Physical model

The physical model configuration consist in a two-dimension cavity with the air inlet gap on the lower side of the left wall and the air outlet gap as described for each case of study. The cavity has air inside it with acceptable mass concentration values, for this case carbon dioxide is considered (CO₂, 340 ppm) because it is the main contaminant inside the room. The cavity is ventilated through the lower side of the left wall with air at temperature T_{inlet} and a CO₂ concentration C_{inlet} . The vertical right wall is a solid opaque wall exposed to a constant heat flux (q) perpendicular to the surface. The heat flux produces a temperature difference between the inside and outside air of the cavity causing energy transportation by conduction through the wall and subsequently convection towards the inside of the cavity. Convective and radiative losses outside the cavity are considered. Finally, the contaminant source with the chemical specie (CO₂) is on the right wall. Fig. 1 shows the two-dimensional physical model of the rectangular cavity. The height and width of the cavity is defined as H_x and H_y , respectively. The inlet and outlet gaps height is H_i , the inlet air velocity (u_{inlet}) is a function of

the Reynolds number (Re), and the conductive wall thickness is W_m .

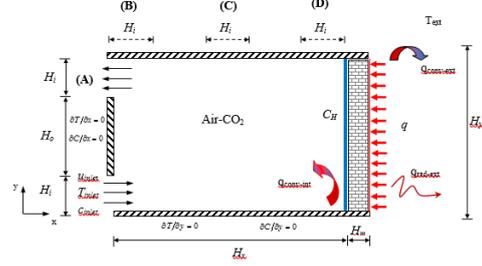


Fig.1. Physical model for the ventilated cavity]

B. Mathematical model

Considerations for all the governing equations are: steady state, 2D flow, Newtonian and incompressible fluid in turbulent regime, constant thermal physical properties with the Boussinesq approximation used in the buoyancy force terms, negligible viscosity dissipation and the concentration levels of CO₂ are taken as low (the amount of contaminant is much lower (0.04%) than the fluid of interest). Under these considerations, the governing equations for mixed convection inside a ventilated cavity are mass, momentum, energy and chemical species (CO₂) conservation equations, averaged in time. The turbulence model uses the Reynolds stresses ($\rho \overline{u'_i u'_j}$) and turbulent heat ($\rho C_p \overline{u'_i T'}$) and mass ($\rho \overline{u'_i C'}$) flux vector that are approximated as:

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left[\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (1)$$

$$\rho C_p \overline{u'_i T'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\rho \overline{u'_i C'} = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C}{\partial x_i} \quad (3)$$

where σ_t is the turbulent Prandtl number and Sc_t is the turbulent Schmidt number. The turbulent viscosity (μ_t) is related to turbulent kinetic energy (k) and to the turbulent kinetic energy dissipation (ε) by the Kolmogorov-Prandtl empirical expression as:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

In order to close the turbulence mathematical problem, the turbulent kinetic energy (k) and the turbulent kinetic energy dissipation (ε) are required [27]:

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \quad (6)$$

$$C_{\varepsilon 1} [P_k + C_{\varepsilon 3} G_k] \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

where P_k and G_k are the shear production of turbulence kinetic energy and the buoyant production/destruction of turbulence kinetic energy respectively. The $k-\varepsilon$ turbulence model defines the following variables $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$, $C_{\varepsilon 3}=\tanh|v/u|$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$ and $\sigma_\varepsilon=1.3$. After defining the governing equations are established boundary conditions of the mathematical convective model.

The boundary conditions for the velocity components are: Zero on all the solid surfaces, at the air inlet they are $u=u_{inlet}$ and $v_{inlet}=0$.

At the mixture outlet gap $\frac{\partial u}{\partial n}=0$ and $\frac{\partial v}{\partial n}=0$

where n is the normal vector to the flow direction. The boundary conditions for temperature are: at the air inlet $T=T_{inlet}$, at the

mixture outlet $\frac{\partial T}{\partial n}=0$. For the opaque wall

surface that is in contact with the fluid inside the cavity, it is represented by

$q_{cond-wall}=q_{conv-int}$, and finally for any other region on the boundary the walls are adiabatic.

Boundary conditions for the chemical specie (CO_2) are: at the air inlet $C=C_{inlet}$ at the

mixture outlet we have; $\frac{\partial C}{\partial n}=0$, on the inside

surface of the opaque wall there is a contaminant source $C=C_{source}$ and for any

other region on the boundary walls it was taken as $\frac{\partial C}{\partial n}=0$. Boundary conditions for turbulent

quantities (k, ε) are $k=1.5(0.04u_{int})^{2.0}$ and

$\varepsilon_{int}=(k_{int})^{0.5}/(0.1H_i)$ at the inlet gap, at the

outlet gap: $\frac{\partial k}{\partial n}=0$ and $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n}=0$. And over the

solid surfaces the fixed values for ε and k proposed by Henkes et al. [27].

C. Heat conduction mathematical model for the opaque wall

The governing equation for heat transfer on the solid wall is defined by the heat conduction equation as:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y} \right) = 0 \quad (7)$$

Where λ_m is the thermal conductivity, T_m is the temperature and Cp_m is the specific heat of the wall.

Boundary conditions for this model are: the lower ($y=0$) and upper ($y=Hy$) boundaries are adiabatic, that is $\frac{\partial T_m}{\partial y}=0$; over the boundary

condition in contact with the environment a constant heat flux is imposed with convective and radiative losses to the ambient with a temperature T_{ext} , that is to say, $q=q_{cond-wall}+q_{rad-ext}+q_{conv-ext}$. For the boundary interacting with the cavity, it is assumed that the conductive heat flux through the opaque wall is the same as the convective heat flux to the cavity.

III. CHARACTERISTIC PARAMETERS

D. Overall ventilation effectiveness for temperature distribution $\bar{\varepsilon}_t$

The overall ventilation effectiveness for temperature distribution $\bar{\varepsilon}_t$ provides a quantitative index related to the way in which heat is distributed all over inside the cavity. Awbi [2] defines this parameter as a function of the following variables:

$$\bar{\varepsilon}_t = \frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{T_{average} - T_{inlet}} \quad (8)$$

Where: T_{outlet} is the Average temperature for the Air- CO_2 mixture at the outlet, $T_{average}$ is the Average temperature for the Air- CO_2 mixture all over the inside of the cavity, T_{inlet} is the

Average temperature for the Air-CO₂ mixture at the inlet.

E. Overall ventilation effectiveness for contaminant distribution $\bar{\epsilon}_C$

The contaminant removal effectiveness $\bar{\epsilon}_C$ provides a quantitative index related to the way in which pollutants are distributed all over inside the cavity. Awbi [2] defines this parameter as a function of the following variables:

$$\bar{\epsilon}_C = \frac{C_{outlet} - C_{inlet}}{C_{average} - C_{inlet}} \quad (9)$$

where: C_{outlet} is the Average contaminant concentration (CO₂) at the outlet, $C_{average}$ is the Average contaminant concentration (CO₂) all over the inside of the cavity, C_{inlet} is the Average contaminant concentration (CO₂) at the inlet.

IV. METHODOLOGY FOR THE NUMERICAL SOLUTION

F. Discretization

The governing equations describing the flow, and heat and mass transfer were discretized by the finite volume technique [28]. The velocity components are calculated at a staggered grid while the scalar variables are calculated at the main grid (not staggered). Coupling among the mass and momentum conservation equations is carried out using the SIMPLEC algorithm [29]. The algebraic equations system obtained is solved by applying the line by line method (LBL) with alternating direction implicit scheme (ADI). If the values in the mass balance for every control volume as well as the residual values of the different equations are sufficiently low, overall convergence is achieved (typically 10⁻⁸).

The accuracy of the numerical results was verified through numerous tests based on the grid size effect. A mesh independence study was carried out with numerical meshes varying from 71×61 to 121×111 with 10 nodes increments on each axis. The discretization for

the opaque wall was always 10 nodes on the horizontal direction for all the meshes. The additional parameters for the independency of mesh were the ones with the highest values ($Re = 4 \times 10^4$, and $C_{source} = 5400 \times 10^{-6}$ kg/m³ (3000 ppm)). A maximum deviation of 1.0% for the variables between meshes 111×101 and 121×111 was observed. Therefore, a 111×101 grid was used for all cases considered in this study.

G. Validation and verification of numerical code

In order to verify and validate the developed numerical code, two different problems were considered: (a) laminar natural convection involving heat and mass transfer in a square cavity [30-31] and (b) a ventilated cavity under isothermal conditions and turbulent flow regime [7]. The verification and validation processes were presented by [25], with satisfactory results.

V. RESULTS AND DISCUSSION

For this study an actual size room cavity 4.0×3.0 m² ($H_x \times H_y$) was considered. The height of the inlet and outlet is $H_i = 0.3$ m; the same size as the air conditioning diffusers. The construction brick was of width for the opaque wall $W_m = 12$ cm. Supplied air temperature was set at 24°C and $C_{inlet} = 340$ ppm and the outside conditions for the opaque wall were a convection heat transfer coefficient (h_{ext}) of 6.8 W/m² K, which corresponds to a wind velocity of 3 m/s and ambient temperature of 35°C. The radiative losses to the exterior with an emissivity value of 0.88 correspond to the white painting. The heat flux on this wall had a constant value of 750 W/m² [32].

The varying parameters for this study are: (1) inlet fluid velocity (u_{inlet}), which varied from 0.02 m/s to 2.0 m/s. The velocity of 2.0 m/s is the maximum velocity for air conditioning diffusers [33]. Seven values for the incoming air velocity were chosen: 0.02, 0.05, 0.26, 0.52, 1.0, 1.54 and 2.0 m/s, and their corresponding Reynolds number are 5×10^2 , 1×10^3 , 5×10^3 , 1×10^4 , 2×10^4 , 3×10^4 and 4×10^4 . (2) the CO₂ contaminant source was considered for values 500, 1000, 2000 and 3000 ppm (common values for a room environment), and (3) four configurations for a single air outlet. The

physical properties were set according to the methodology shown by Reid et al. [34].

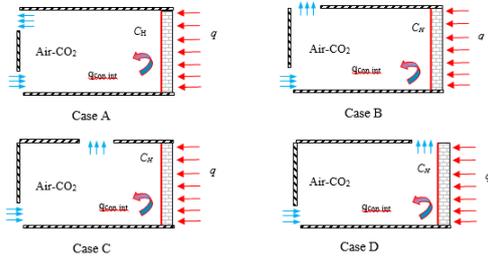


Fig. 2. Configurations for a single air gap outlet.

In order to remove heat and contaminants from a room, it is very important to know how the fluid moves around and distributes all over it. Figs. 3-5, show the flow patterns (streamlines, isotherms and isolines of CO₂) for the cases with a single air outlet described before and within an interval of Reynolds and Richardson numbers of $5 \times 10^2 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ and $0.21 \leq Ri \leq 137$, respectively. The streamlines for the Reynolds number within the interval under study are shown in Fig. 3. In general, it can be seen that natural convection prevails in all the configurations for low Reynolds numbers ($5 \times 10^2 \leq Re \leq 5 \times 10^3$). By contrast, for higher Reynolds numbers it can be observed how forced convection starts to be dominant, and it determines the flow pattern. It can be observed that for low velocities, the fluid flows towards the lower horizontal wall until coming to the vertical conductive wall without any important disturbance. Then, the flow pattern rises and heads to vertical wall as a result of the thermal buoyancy force and CO₂ concentration until reaching the outlet aperture. When the inlet flow velocity increases ($Re = 1 \times 10^4$) an “L” shape vortex is formed at the right corner between the conductive wall and the bottom horizontal wall; the recirculation is caused by the impulse of the flow and it produces the changes in flow direction. It can be note that, from $Re=2 \times 10^4$ to $Re=4 \times 10^4$, the airflow has a higher momentum which produces two dominant vortices arising at the center of the cavity and covering almost the whole indoor space in all cases presented: A, B, C, D. The remaining fluid continues its path near bottom wall arising trough vertical right wall and forming a “C” (Cases: A, B, C) and “L” (Case: D) inverted shapes. Finally, the fluid continues its way helped by buoyancy forces until reaching the outlet gap. As mentioned before, the value of the Reynolds number has an important effect on the formation of the flow patterns and it has in influence on the fluid temperature distribution inside the cavity

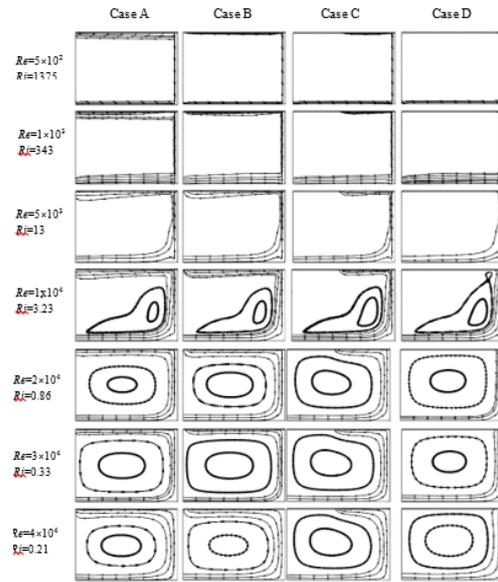


Fig. 3. Streamlines as a function of the Reynolds number for $C_{inlet} = 3000$ ppm.

Fig. 4 shows the isotherms pattern inside the cavity for the same parameters described for the streamlines. It can be observed that when natural convection dominates ($5 \times 10^2 \leq Re \leq 1 \times 10^3$), the fluid transportation occurs mainly by diffusion with isolines quasi parallel to horizontal walls and a little change in the direction towards the outlet gap. It is also for low Reynolds numbers where the highest temperatures values are recorded ranging from 24°C (air supplied temperature) in some locations of the lower part of the cavity up to 50°C at the upper side of the cavity (for $Re = 5 \times 10^2$). Thus, this is an indication that it becomes necessary to introduce forced flow in order to reduce temperatures at the interior. The temperatures inside the cavity begin to decrease with increasing air flow rate supplied. It can be seen how isotherms tend to cluster near hot wall for the case of $Re = 5 \times 10^3$ and $Re = 1 \times 10^4$. When Reynolds numbers are within the interval of $2 \times 10^4 \leq Re \leq 4 \times 10^4$, the pattern is similar for all cases, but it can see that inside the cavity the temperature reaches almost the same value of the air supplied temperature (24°C) for a $Re = 2 \times 10^4$ and a $Ri = 0.86$. This means that the best way to remove indoor heat gains is using an adequate combination of the natural and forced convection effects. Whether it exceeds the recommended value of the airflow rate supplied, it could result in an unnecessary waste of electric power due to temperatures does not significantly decrease regarding when an optimal Reynolds number is considered ($Re = 2 \times 10^4$). Besides, increasing the flow rate excessively, it tends to form higher temperature

zones inside the cavity because the flow diminishes its capacity for homogenize the temperature distribution. Another consequence of having higher velocities of the air supplied is the discomfort from occupants which can be undesirable.

Fig. 5 shows the CO₂ isolines patterns for the same cases discussed above. According to ASHRAE standard 62 2007 [35], the maximum concentration allowed at the inside of a room, must not exceed 700 ppm. It can be seen that for all cases under study, the isoconcentration patterns have practically the same behavior than the isothermals; this can be attributed to the location of the CO₂ concentration which is placed on the internal surface of the hot wall. In general, it can be observed that isoconcentrations are quasi parallel in horizontal direction for low values of Reynolds, that is, 5×10^2 and 1×10^3 indicating that the mass transport is predominantly performed by diffusion. This behavior causes higher concentrations of CO₂ between 1000-1600 ppm at the upper side of the cavity which are above those allowed by the standard. For a Re value of 5×10^3 , the CO₂ concentration starts to decrease because the forced convection participation is more important. The CO₂ concentration reaches its optimal value for a Re value of 2×10^4 , which causes a reduction on the contaminant concentration levels, improving the internal environment by reducing the concentration values at the interior. From a $Re > 2 \times 10^4$, the reduction of CO₂ concentration is not meaningful.

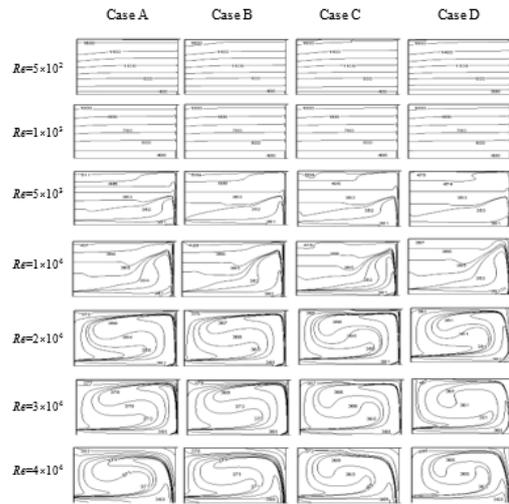


Fig. 5. Isoconcentration (ppm) as a function of the Reynolds number for $C_{source} = 3000$ ppm.

H. Average temperatures and CO₂ concentrations

So far, it has been analyzed the qualitative behavior of the flow inside the cavity through flow patterns: streamlines isotherms and isoconcentration. However, this information is not sufficient to determine which configuration under study has recorded better results. Some of the indicators are the average temperature values (T_{mean}) and the average CO₂ concentration. In table I, it can be observed the values of the T_{mean} as function of the Re number for a CO₂ concentration of 3000 ppm on the contaminant source.

TABLE I
AVERAGE TEMPERATURES (°C) FOR CONFIGURATIONS: A, B, C Y D.

Re	$C_{mean} = 3000$ ppm			
	Case A	Case B	Case C	Case D
5×10^2	35.9	35.4	35.1	34.9
1×10^3	30.1	29.9	29.9	29.7
5×10^3	24.8	24.9	24.9	24.8
1×10^4	24.3	24.3	24.2	24.1
2×10^4	24.2	24.2	24.1	24.0
3×10^4	24.2	24.2	24.1	24.0
4×10^4	24.2	24.2	24.2	24.1

For the cases A and B, lower temperatures of 24.2°C for Reynolds numbers of $Re \geq 2 \times 10^4$ were reached. Minimum average temperature of

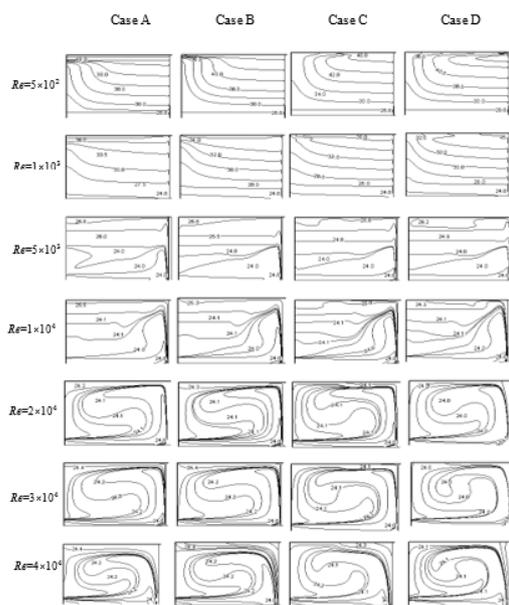


Fig. 4. Isothermal (°C) as a function of the Reynolds number for $C_{source} = 3000$ ppm.

24.1 °C for configuration C and Reynolds numbers of $Re = 2 \times 10^4$ and $Re = 3 \times 10^4$ were presented. Finally, for the case D a minimum average temperature of 24.0°C for values of the Reynolds number of $Re = 2 \times 10^4$ and 3×10^4 was observed. It can be seen that case D present the lowest average temperature among four cases analyzed. In general, for all configurations under study (A, B, C and D), it can be observed that the lowest average temperatures for a $Re = 2 \times 10^4$ were recorded. Table II shows the average values of the CO₂ isoconcentration. It can be seen that the higher levels of CO₂ concentration occur for the lowest Reynolds number. From $Re = 2 \times 10^4$ the CO₂ concentration values are maintained at an average of 368 ppm. However, it is clearly observed that the lowest average CO₂ concentration was for the case D with $C_{mean.} = 362$ ppm.

TABLE III
AVERAGE CO₂ CONCENTRATIONS (PPM): A, B, C Y D.

Re	$C_{mean.} = 3000$ ppm			
	Case A	Case B	Case C	Case D
5×10^2	1053	1047	1041	1043
1×10^3	704	702	700	703
5×10^3	406	406	405	400
1×10^4	375	375	373	366
2×10^4	371	371	368	362
3×10^4	372	371	367	362
4×10^4	372	372	370	366

I. Overall ventilation effectiveness for temperature and contaminant (CO₂) distribution ε_t and ε_C

The efficiency distribution of temperature (ε_t) and concentration (ε_C) inside the cavity are determined in this section in order to obtain an ideal configuration that fulfills with requirements for thermal comfort and a suitable Air-CO₂ distribution. Both physical parameters are additional information for making decisions about selecting the best configuration and they are graphically presented in Fig. 6. It can be seen that the maximum ε_t and ε_C values are achieved within an interval of $1 \times 10^4 \leq Re \leq 3 \times 10^4$ in all the configurations. From comparisons among configurations A, B, C and

D, with the highest ε_t and ε_C levels, it can be observed that configuration D shows the highest temperature distribution and concentration rates. In general, when velocity of air supplied increases (from a $Re = 2 \times 10^3$), temperature and concentration distributions decrease due to the flow losses its mixing capacity. The above behavior mainly occurs because the fluid is driving towards the gap outlet without permitting to remove heat and contaminants in some areas inside the cavity.

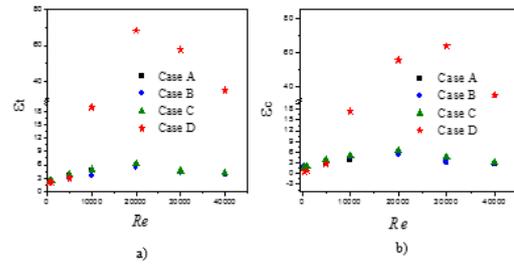


Fig. 6. Overall ventilation effectiveness for temperature and CO₂ concentration distribution as function of the Reynolds number for $C_M = 3000$ ppm.

VI. CONCLUSIONS

Based on the results from the parametric study for the heat and mass transfer in a ventilated cavity with different configurations of the air gap outlets, it is concluded that:

- From the results, it was found that for lower values of $Re \leq 5 \times 10^3$, natural convection is prevailing and higher temperatures and CO₂ concentrations inside the cavity were presented. For values of $Re \geq 2 \times 10^4$, the results were not improved which involves a waste of an unnecessary electric power.
- From the results of a single air outlet configuration, it was observed that the location of the air outlet closer to heat and contaminant sources was the best option with thermal and mass parameters as follow: $T_{mean.} = 24.0^\circ\text{C}$, $C_{mean} = 362$ ppm., $\varepsilon_t = 68.3$ and $\varepsilon_C = 63.9$ for a value of $Re = 2 \times 10^4$ and $Ri = 0.86$. It means that the best way to remove heat gains and pollutants in a ventilated system is finding a balance between natural and forced convection based on an adequate selection of the room configuration.

In general, it can be concluded that the best location of the mixture of Air-CO₂ outlet was the closer to the heat source from the thermal

comfort and air quality point of view. The above conclusion was observed regardless whether the air inlet was located close to heat source (as it has been considered in previous studies) or it was located far away from the heat source (as it has been considered in this study).

REFERENCES

- [1] CIBSE Application Manual, Natural ventilation in non-domestic buildings, London, 1997.
- [2] H. Awbi, Ventilation of Building, E & FN Spon, 2003.
- [3] F. Allard, Natural Ventilation in Buildings, James & James, 1998.
- [4] J.L.M. Hensen, Literature review on thermal comfort in transient conditions, Building and Environment, 100 (1990) 309-316.
- [5] P. Nielsen, A. Restivo, J. Whitelaw, The velocity characteristics of ventilated rooms, J. Fluid Eng. 100 (1978) 291-298.
- [6] P. Nielsen, A. Restivo, J. Whitelaw, Buoyancy-affected flows in ventilated rooms, Numer. Heat Transfer 2 (1979) 115-127.
- [7] P. Nielsen, Specification of a two dimensional test case, Energy Conservation in Buildings and Community System, Annex 20, Denmark, November, 1990.
- [8] P. Nielsen, Description of supply openings in numerical models for room air distribution, ASHRAE Trans. 98 (1992) 963-971.
- [9] P. Nielsen, Computational fluids dynamics and room air movement, Indoor Air 14 (2004) 134-143.
- [10] L. Davidson, E. Olsson, A numerical investigation of the local age, and the local purging flow rate in two dimensional ventilated rooms, ROOMVENT-87, Stockholm, Sweden, 1987, pp. 1-14.
- [11] Q. Chen, Simulation of simple cases, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Energy System Laboratory, Annex Report, March 1991.
- [12] Q. Chen, Comparison of different k- ϵ models for indoor air flow computations, Numer. Heat Transfer, Part B 28 (1995) 353-369.
- [13] J. Lage, A. Bejan, Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer 35 (1992) 1169-1180.
- [14] E. Bjorn, P. Nielsen, Dispersal of exhaled air and personal exposure in displacement ventilated room, Indoor Air 12 (2002) 147-164.
- [15] J. Moureh, D. Flick, Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure, Int. J. Heat Fluid Flow 26 (2005) 12-24.
- [16] D. Liu, Y.F. Zhao, F.G. Tang, Numerical analysis of two contaminants removal from a three-dimensional cavity, Int. J. Heat Mass Transfer 51 (2008) 378-382.
- [17] E. Papanicolaou, Y. Jaluria, Mixed convection from an isolated heat source in a rectangular enclosure, Numer. Heat Transfer, Part A 18 (1990) 427-461.
- [18] E. Papanicolaou, Y. Jaluria, Mixed convection from localized heat source in a cavity with conducting walls, Numer. Heat Transfer, Part A 23 (1993) 463-484.
- [19] E. Papanicolaou, Y. Jaluria, Computation of turbulent flow in mixed convection in a cavity with a localized heat source, J. Heat Transfer 117 (1995) 649-658.
- [20] E. Yu, Y. Joshi, A numerical study of three-dimensional laminar natural convection in a vented enclosure, Int. J. Heat Fluid Flow 18 (1997) 600-612.
- [21] A. Raji, M. Hasnaoui, Combined mixed convection and radiation in ventilated cavities, Eng. Comput. 18 (2001) 922-949.
- [22] C. Ramón, J. Xamán, G. Álvarez, F. Noh, Análisis de la transferencia de calor en una cavidad ventilada con una pared conductora de calor, Revista de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica (SOMIM) 2 (2007) 129-138.
- [23] J. Xamán, J. Tun, G. Álvarez, Y. Chávez, F. Noh, Optimum ventilation based in the overall ventilation effectiveness for temperature distribution in ventilated cavities, Int. J. Therm. Sci. 48 (2009) 1574-1585.
- [24] J. Xamán, A. Ortiz, G. Álvarez, Y. Chávez, Effect of a contaminant source (CO₂) on the air quality in a ventilated room, Energy 36 (2011) 3302-3318.
- [25] J. Serrano-Arellano, J. Xamán, G. Álvarez, Optimum ventilation based on the ventilation effectiveness for temperature and CO₂ distribution in ventilation cavities, Int. J. Heat Mass Transfer 62 (2013) 9-21.
- [26] Abdelhakim Limane, Hachimi Fellouah, Nicolas Galanis, Thermo-ventilation study by OpenFOAM of the airflow in a cavity with heated floor, Build Simul. 2014.
- [27] R. Henkes, F. Van-Der-Vlugt, C. Hoogendoorn, Natural-convection flow in a square cavity calculated with Low-Reynolds-number turbulence models, Int. J. Heat Mass Transfer 34 (1991) 377-388.
- [28] S. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere Publishing Co., Mc. Graw Hill Co., New York, 1980.
- [29] J. Van Doormaal, G. Raithby, Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow, Numer. Heat Transfer 7 (1984) 147-163.
- [30] I. Sezai I, A.A. Mohamad, Double diffusive convection in a cubic enclosure with opposing temperature concentration gradients, Phys. Fluids 12 (2000) 2210-2223.
- [31] C. Beghein, F. Haghghat, F. Allard, Numerical study of double-diffusive natural convection in a square cavity, Int. J. Heat Mass Transfer 35 (1992) 833-846.
- [32] ASHRAE, Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 2005.
- [33] ASHRAE Standard 55, Thermal environment conditions for human occupancy, 2004.
- [34] R.C. Reid, J.M. Prausnitz, B. E Poling, The Properties of Gases and Liquids, Mc Graw Hill, 1987.
- [35] ASHRAE Standard 62 2007. Ventilation for acceptable indoor air quality, 2007.

Sistema de automatización para el corte de cinta en máquinas de costura Brother y Singer

R. Bravo Cadena¹, J. E. Flores Ortega², J. C. Cruz Vazquez¹, A. Trejo Montufar¹, G. García Acosta²

¹Programa Educativo de Mecatrónica y Energías Renovables, Universidad Tecnológica del Valle del Mezquital, Carr. Ixmiquilpan-Capula km. 4 Col. El Nith, Ixmiquilpan, CP. 42300 Hidalgo, México.

²Programa Educativo de Metal-Mecánica, Universidad Tecnológica del Valle del Mezquital, Carr. Ixmiquilpan-Capula km.4 Col. El Nith, Ixmiquilpan, CP. 42300 Hidalgo, México.

Resumen— El presente trabajo muestra el sistema de automatización para la operación de cortes de cinta en máquinas de costura Brother y Singer, tomando en cuenta el tiempo que se tarda en realizar un corte de prenda estándar, así como el material desperdiciado. Al realizar el análisis se encontró que se tiene 25cm de desperdicio en cada 40 prendas. Se realizó una solución para hacer cortes de mayor precisión utilizando el microcontrolador Arduino Uno, que se encarga de ejecutar la operación con mayor exactitud, al realizar el corte de la cinta en la máquina dos agujas. El automatizar el corte permite un ahorro de hasta 60% de material desperdiciado. Antes de realizar la operación el usuario podrá programarle un número específico de puntadas, desde 1cm a 10cm tomando en cuenta la prenda a maquilar.

Palabras clave: Automatización, máquinas de costura, cortes de cinta, microcontrolador .

I. INTRODUCCIÓN

Desde su origen, la humanidad ha tenido necesidad de cubrirse de las inclemencias del tiempo, aprendió a confeccionar sus prendas de vestir, que al inicio eran unidas mediante costuras manuales, pero con el tiempo, este procedimiento evolucionó hasta llegar a las primeras máquinas de coser.

La planta HBI (HANESbrandsINC, Huichapan Hgo.) cuenta con 60 máquinas de coser dos agujas Brother, estas máquinas tienen un contador de cinta que se acciona manualmente por el operario, por lo que, para realizar el corte fue adaptado un botón que sirve para activar la cuchilla. La acción manual tiene por resultado desperdicio de material y pérdida de tiempo al realizar el corte.

Al sustituir el botón por un sistema automático (constituido básicamente por un sensor y un controlador) que realice el corte de la cinta una vez que la prenda es cosida, se busca el aumento de producción, ahorro de material y tiempo, además de

incrementar la seguridad para el personal que use las máquinas evitando algún tipo de accidente, ya que garantizar la seguridad para los trabajadores es algo primordial para las empresas hoy día.

Las máquinas a automatizar hacen dos tipos de corte: de cinta y de varilla. En la Figura 1 se observan dos elementos cinta tubo en los extremos y dos varillas

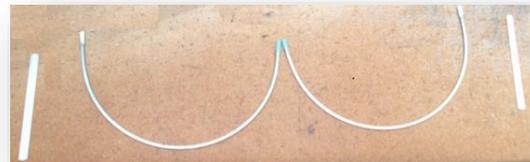


Fig.1. Distribución de cinta tubo y varilla

al centro.

El primer corte de tela se realiza una vez cosida la varilla al sosten, el segundo corte es realizado al coser la cinta tubo, estos dos elementos se pueden visualizar en la Figura 2 ya unidos al sosten.



Fig. 2. Distribución de cinta tubo y varilla en el sosten

II. ESTABLECIMIENTO DE PARAMETROS.

HANESbrandsINC ha establecido una medida estándar para realizar el corte de la cinta una vez que se terminó de coser la prenda, esta medida es de 1.27cm. Para verificar que el corte de cinta establecido se está realizando a la medida especificada se midieron ocho prendas de cinco equipos diferentes (Véase los resultados en la Tabla 1).

Tabla 1. Corte de cintas

Corte de cintas									
Equipo	operación	Estilo	Corte 1 (cm)	Corte 2 (cm)	Corte 3 (cm)	Corte 4 (cm)	Total (cm)	std prenda (cm total)	total de desperdicio (cm)
21	cinta tubo	5528	1.5	1.7	2	2	7.2	5.08	2.12
21	varilla	5528	2	1.8	1.9	1.9	5.7	5.08	2.52
51	cinta tubo	5528	1.7	1.4	2	2.3	7.4	5.08	2.32
51	varilla	5528	2.2	1.4	2.2	2	7.8	5.08	2.72
1	cinta tubo	5528	2	1.5	2.4	2	7.9	5.08	2.82
1	varilla	5528	1.8	2	2.1	1.5	7.4	5.08	2.32
26	cinta tubo	5528	3	2	2.4	2	9.4	5.08	4.32
26	varilla	5528	2	2.5	1.6	2.2	8.3	5.08	3.22
12	cinta tubo	5528	1.5	1.7	1.5	1.8	6.5	5.08	1.42
12	varilla	5528	1.8	2.2	1.3	1.7	7	5.08	1.92
									25.7

Como se observa en la tabla 1, al realizar cada corte manualmente no siempre da como resultado la medida especificada, sumando los centímetros desperdiciados en cuarenta cortes se tiene 25.7cm desperdiciados.

Por otro lado, al realizar el corte de cinta manualmente, el operario pierde tiempo, desde que ve el botón hasta que lo presiona. Este tiempo se mide en TMU (Time Measurement Unit); esta medida fue establecida por HB Maynard, JL Schwab y GJ Stegemerten en 1940 [1].

En la Figura 3 se observa la posición del botón de apagado con respecto a la posición de las manos del usuario y de la máquina de coser.



Fig. 3. Máquina de coser con botón de corte manual.

En Analyst Manual [2] se menciona que los Métodos y Tiempos (MTM) son un sistema de control de tiempos predeterminados, que se utiliza principalmente en entornos industriales para analizar los pasos utilizados para llevar a cabo alguna operación

manual o tarea, y como resultado de ese análisis, establecer el tiempo estándar, de fabricación, es decir el tiempo estándar en el que un trabajador debe completar una tarea. A partir del análisis se tienen las siguientes conversiones:

- 1 Hora = 100 000 TMU
- 1 Minuto = 1667 TMU
- 1 Segundo = 27.8 TMU
- 1 TMU = 0.036 Segundos
- 1 TMU = 0.0006 Minutos

Derivado de lo anterior se llegó a la conclusión que una persona que está realizando la operación de cinta tubo tarda 38 TMUs en realizar el corte, como se muestra en la Tabla 2, la conversión de TMUs a segundos y así mismo a horas totales por año, dando como resultado muchas horas de trabajo perdidas.

Tabla 2. Tiempo en realizar corte en cinta tubo

Cinta tubo	
TMUS por pza.	38
Segundos por pza.	1.366906475
Segundos por unidades diarias	14625.89928
Segundos por año	3422460.432
Horas por año	950.6834532

En la Tabla 3 se muestra el tiempo que tarda una persona realizando la operación de corte de cinta varilla.

Tabla 3. Tiempo en realizar corte en cinta varilla.

Varilla	
TMUS por pza.	38
Segundos por pza.	1.366906475
Segundos por unidades diarias	6834.532374
Segundos por año	1599280.576
Horas por año	444.2446043

Al igual que en la operación de corte en cinta tubo, la persona tarda 38 TMUs en realizar el corte. Dado que de esta operación se hacen menos piezas diarias el resultado de horas por año es mucho menor; sin embargo, también significa pérdidas de capital para la empresa. Con el sistema automático este tiempo quedaría eliminado ya que el corte es al instante por lo que esto ayuda a elaborar más prendas en el mismo tiempo.

Con el objeto de minimizar las horas de trabajo perdidas por la operación de corte y el material desperdiciado, se realizó un cortador de cintas automático, que permite modificar el número de puntadas para realizar el corte, además de contener sensores ajustables.

El sistema de corte esta basado en un algoritmo que realiza los siguientes pasos: primero se declara el contador automático, utilizando un teclado se

introduce el numero de puntadas, una vez declarado el numero de puntadas se procede a leer número ingresado, si el Contador es igual al número ingresado, entonces se realiza el corte automático, de lo contrario se incrementa el contador y compara de nuevo el numero del contador con número ingresado, si es igual entonces realiza el corte de lo contrario, repite la operación de incremento.

En la Figura 4 se muestra un diagrama a bloques del algoritmo del sistema de corte.

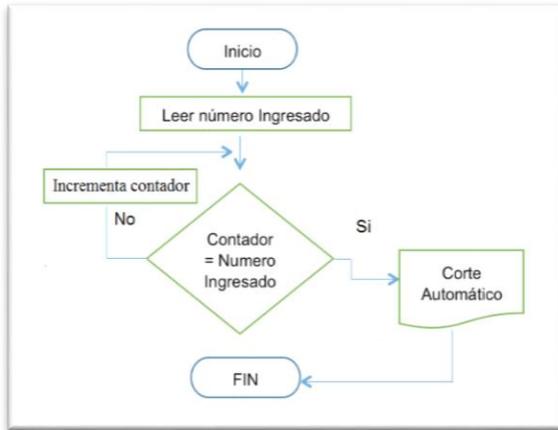


Fig. 4. Diagrama a bloques del algoritmo del sistema de corte

III. RESULTADOS

El sistema de corte es activado por un sensor de posición que a su vez activa a un microcontrolador, el sensor de posición es un servomotor y el microcontrolador utilizado es un AVR ATmega328, perteneciente a la empresa Atmel. En la Figura 5 se



Fig. 5. Sistema automatizado ensamblado a una maquina de coser Brother

encuentra ya el sistema automatizado ensamblado en la máquina de coser

Al instalar el sistema de control automático del corte de cinta se realizaron mediciones que se muestra en la Tabla 4. Como resultado se tiene un ahorro significativo en comparación con los resultados del corte manual, una ventaja mas del sistema es que puede ser configurado para realizar el corte en los cm que se requiera, ya que contiene para su programación un teclado integrado.

Tabla 4. Medición de desperdicio en el corte de cintas.

Corte de cintas					
Equipo	operación	Estilo	Corte 1,2,3,4 (cm)	std prenda (cm total)	total de desperdicio (cm)
21	cinta tubo	5528	1	5.08	1.08
21	varilla	5528	1	5.08	1.08
51	cinta tubo	5528	1	5.08	1.08
51	varilla	5528	1	5.08	1.08
1	cinta tubo	5528	1	5.08	1.08
1	varilla	5528	1	5.08	1.08
26	cinta tubo	5528	1	5.08	1.08
26	varilla	5528	1	5.08	1.08
12	cinta tubo	5528	1	5.08	1.08
12	varilla	5528	1	5.08	1.08
					10.08

Si comparamos la Tabla 1 con la Tabla 4 encontramos que los cortes son completamente uniformes, con una medida de 1 cm, además en la primera tabla se tiene un desperdicio total de 25.7 cm, mientras que en la Tabla 4 se observa un desperdicio de 10.08 cm.

IV. CONCLUSIONES

Realizando una comparación al sistema automatizado contra el sistema manual se obtiene un ahorro del 60% en material desperdiciado en el sistema automático. Tomando en cuenta que el corte sea configurado a 1cm. es decir, por cada 40 prendas hechas solo se desperdician 10 cm en comparación con el anterior, que por cada 40 prendas se desperdiciaban 25 cm.

Por otro lado, la implementación del sistema automatizado permitirá un ahorro en tiempos de fabricación de las prendas, en la operación de corte de cinta tubo no se perderán 950 horas/hombre al año en oprimir botones, permitiendo generar más productos.

Para los cortes de cinta varilla, se eliminarán 444 horas anuales en oprimir botones, que, en comparación de los cortes de tubo, es menor, también lo es el número de piezas que se cosen diariamente en cinta varilla.

Al no distraerse el operario en oprimir un botón, no solo gana tiempo para realizar mas productos, también disminuye la posibilidad de un accidente por distracción, como se ve en la figura 3, tiene que quitar

su mano que se ubica cerca de la aguja en la máquina de coser para presionar el botón.

REFERENCIAS

- [1] Karger, Delmar W. & Bayha, Franklin H. (1966). Engineered Work Measurement, Fourth Edition. Industrial Press. ISBN (0-8311-)1170-4
- [2] MTM-1 (2000). Analyst Manual. UK MTMA Ltd.
- [3] Monk, S. (2014). Arduino projects . United States: McGraw-Hill.
- [4] Yao Wen He Chen, M. E. (2013). Meición de Tiempos y Métodos. Obtenido de Medición de Tiempos y Métodos: <http://www.mtmingenieros.com>
- [4] Aquilano Jacobs, Chase. (2000). Administración de producción y operaciones. Manufactura y servicios. México: Mc Graw Hill.

Validación del modelo cinemático directo e inverso de la interfaz háptica PHANToM Omni

J. M. Hernández-Paredes¹, L. Diaz-Gómez¹, J. Olguín-Camacho¹

¹ *Departamento de Ingeniería Mecatrónica, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan. Domicilio conocido S/N, Col. El Saucillo, Huichapan, Hidalgo, México. CP 42411. Tel. 01(761) 724 80 80, e-mail: jmhernandez@iteshu.edu.mx*

Resumen— Una interfaz háptica es un dispositivo electromecánico que permite la interacción entre un operador humano/usuario y una computadora, en el presente artículo se aborda la obtención y validación de los modelos matemáticos que definen geoméricamente al dispositivo háptico de tres grados de libertad PHANToM Omni de la compañía GeoMagic®. El modelo cinemático directo de posición (MCDP) se obtiene a partir de la aplicación del algoritmo de *Denavit-Hartenberg* y el modelo cinemático inverso de posición (MCIP) a través de análisis geométrico del dispositivo. Estos modelos se validan en lenguaje C++ y en MATLAB, por último se presentan una serie de gráficas de las articulaciones uno hasta la tres en donde se concluye que los modelos matemáticos tienen una fiabilidad del 97.4 al 99.9% en el posicionamiento del efector final, estos modelos permiten realizar control de posición y seguimiento de trayectorias en la interfaz háptica.

Abstract—A haptic interface is an electromechanical device that allows interaction between a human operator/user and a computer, in this article is approached the obtaining and validation of mathematical models that geometrically define the haptic device PHANToM Omni of three degrees of freedom of the company GeoMagic®. Direct Kinematic Model of Position (DKMP) is obtained from the application of the Denavit-Hartenberg algorithm and the Inverse Kinematic Model of Position (IKMP) through geometric analysis device. These models are validated in C++ language and MATLAB, finally are presented a series of graphs of the joints one through three Finally a series are presented of charts joint one to the three where it is concluded that the mathematical models have an accuracy of 97.4 to 99.9% in the positioning of the end effector, these models allow for position control and monitoring of trajectories in the haptic interface.

Palabras clave — Cinemática, Control, Háptica, Modelo, Robótica.

I. INTRODUCCIÓN

Los dispositivos hápticos son medios que permiten la interacción entre un operador humano o usuario y una computadora digital que han logrado avances significativos durante los últimos años. Son abundantes los aportes de la realidad virtual, que van desde aplicaciones en entretenimiento hasta aplicaciones más complejas como tareas de cirugía de mínima invasión con el uso de robots manipuladores, en el que un operador humano interactúa con un ambiente de visualización virtual a través de dispositivos electromecánicos, al introducir señales representativas de movimientos reales para modificar la posición y orientación de los objetos que constituyen al mundo virtual y en algunos de los casos, recibir en respuesta una señal como consecuencia de la modificación que se realiza [1-3].

El dispositivo de seis grados de libertad PHANToM Omni de GeoMagic es un mecanismo que se desarrolló con el objetivo de cubrir necesidades en el área de las interfaces hápticas, sus primeras tres articulaciones implementan motores de corriente continua que permiten realizar una retroalimentación de fuerza al usuario final y tres articulaciones que no implementan motores [4].

La interfaz háptica PHANToM Omi se utiliza en variedad de áreas, sin embargo la principal se encuentra en la rehabilitación y operaciones médicas [5-7]. En el área de investigación y desarrollo (I+D) se encuentran trabajos de control de robots, teleoperación que utilizan el dispositivo Omni [8-9]. En 2012 en la conferencia anual SICE que se celebra en Japón, *Sansanayuth* y compañía publicaron un artículo “Teleoperation with Inverse Dynamics Control for PHANToM Omni Haptic Device” en donde se presenta un controlador para la teleoperación de dos interfaces Omni en configuración maestro esclavo, como referencia deseada se propone el seguimiento de una trayectoria circular [9].

II. MATERIALES Y MÉTODOS

Se propone obtener los modelos cinemáticos directo e inverso de posición para después implementar leyes de control de posición y seguimiento de trayectorias.

A. Modelo cinemático directo de posición

Una interfaz háptica se considera como un robot manipulador, por lo tanto este se puede tratar como una cadena cinemática que se constituye de eslabones rígidos o eslabones unidos entre sí con articulaciones del tipo rotacional y/o prismática [10].

Para que un robot manipulador ejecute una tarea específica, primero se deberá conocer y establecer la posición y la orientación del efector final (extremo del robot), es decir, su posición o configuración en relación con su base. Esto es esencial para resolver problemas de posicionamiento en robótica. En el análisis de posición, se encuentra una relación entre las coordenadas cartesianas y un sistema de referencia, es decir, la posición de un punto del efector final y su orientación con los ángulos de las articulaciones [11].

El modelo cinemático directo de posición permite conocer la posición cartesiana del efector final a partir de las posiciones angulares de cada articulación, de esta manera el problema se reduce a encontrar una matriz homogénea de transformación H que relacione la posición y orientación del extremo del robot respecto del sistema de referencia fijo situado en la base del mismo [10].

Por el método de *Denavit-Hartenberg* se obtiene la matriz de transformación homogénea que se ocupa tanto de la traslación como de la rotación de un sistema de coordenadas entre sí, se introducen los parámetros de Denavit y Hartenberg (DH) y se deriva la matriz de transformación homogénea correspondiente, con ello se conoce cada una de las posiciones del efector final [10] y [11]. Se puede obtener una matriz H para cada articulación y esta puede tener la siguiente forma:

$${}^{i-1}A_i = \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\cos \alpha_i \sin \theta_i & \sin \alpha_i \sin \theta_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \alpha_i \cos \theta_i & -\sin \alpha_i \cos \theta_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

De la ecuación (1) la submatriz con dimensiones 3x3 indica la rotación que sufre la

articulación que se analiza, y el vector de 3x1 resuelve la problemática de la posición, entonces, si en cada articulación se obtiene los parámetros θ, α, a y d se tendrán transformaciones homogéneas que al multiplicarlas se encuentran la rotación y posición del efector final del manipulador, ecuación (2) [10].

$$T = {}^0A_1 A_2 \dots {}^{n-1}A_n \quad (2)$$

En la Fig. 1 se muestra las condiciones iniciales de la interfaz háptica PHANTOM OMNI que permite obtener los parámetros DH.

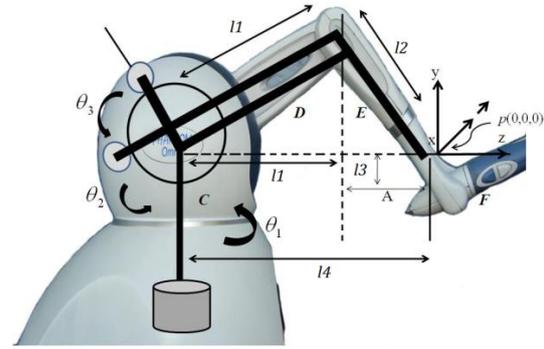


Fig. 1 Condición inicial PHANTOM Omni [10].

Por lo tanto al obtener los parámetros de DH se tiene la transformación de 0 a 3 en donde se excluye el giro de la segunda articulación.

$${}^0T_3 = \begin{bmatrix} c\theta_1 & 0 & s\theta_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s\theta_1 & 0 & c\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

donde $s\theta_x$ es igual $\sin \theta_x$ y $c\theta_x$ es igual a $\cos \theta_x$ y x comprende de las variables articulares 1 al 3.

Ahora la matriz de transformación de 2 a 3 en donde se incluye el giro de la segunda articulación.

$${}^2T_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c\theta_3 & s\theta_3 & l_2 s\theta_2 \\ 0 & -s\theta_3 & c\theta_3 & l_2 c\theta_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

La matriz homogénea de 3 a 4 es:

$${}^3T_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -l_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Al multiplicar las matrices (3), (4) y (5) se obtiene la matriz homogénea de rotación y posición del efector final.

$${}^0T_4 = \begin{bmatrix} c\theta_1 & -s\theta_1s\theta_3 & c\theta_3s\theta_1 & -s\theta_1(l_1c\theta_2 + l_2s\theta_3) \\ 0 & c\theta_3 & s\theta_3 & l_1s\theta_2 - l_2c\theta_3 \\ -s\theta_1 & -c\theta_1s\theta_3 & c\theta_1c\theta_3 & c\theta_1(l_1c\theta_2 + l_2s\theta_3) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

De la matriz (6) se obtiene el vector de posición del efector final, sin embargo de acuerdo a la Fig. 1 se debe hacer una corrección de la coordenada Y y Z, ya que el modelo directo de posición solo contempla hasta el final de la longitud l_2 y se estableció el efector hasta el punto en donde se encuentra el soporte de la muñeca, por lo tanto las coordenadas del efector final quedan como:

$$\begin{aligned} x &= -s\theta_1(l_1c\theta_2 + l_2s\theta_3) \\ y &= l_3 + l_1s\theta_2 - l_2c\theta_3 \\ z &= c\theta_1(l_1c\theta_2 + l_2s\theta_3) - l_4 \end{aligned} \quad (7)$$

donde: $l_1 = l_2 = 0.135m$ representa la longitud de los eslabones, $A = 0.035m$, $l_4 = l_1 + A$ y $l_3 = 0.025m$.

B. Modelo cinemático inverso de posición

El objetivo del problema cinemático inverso consiste en encontrar los valores que deben adoptar las coordenadas articulaciones del robot $q = [q_1, q_2, \dots, q_n]^T$ para que su extremo se posicione y oriente según una determinada localización espacial.

Así como es posible abordar el problema cinemático directo de una manera sistemática a partir de la utilización de matrices de transformación homogéneas, e independientemente de la configuración del robot, no ocurre lo mismo con el problema cinemático inverso, siendo el procedimiento de obtención de las ecuaciones fuertemente dependiente de la configuración del robot.

Cuando se pretende resolver el problema de la cinemática inversa se desea encontrar la solución cerrada. Esto es, encontrar una relación matemática explícita de la forma [10]:

$$\begin{aligned} q_k &= f_k(x, y, z, \sigma, \beta, \gamma) \\ k &= 1, 2, \dots, n(\text{GDL}) \end{aligned} \quad (8)$$

A través de la aplicación de métodos geométricos se puede encontrar normalmente los valores de la primeras variables articulares, que son las que se consiguen posicionar el robot. Para ello se utilizan relaciones trigonométricas y geométricas sobre los elementos del robot. Se suele recurrir a la resolución de triángulos que se forman por los elementos y articulaciones del robot.

A través del análisis de las Fig. 2 y 3 se determinan las ecuaciones que resuelven a las articulaciones θ_1 , θ_2 y θ_3 .

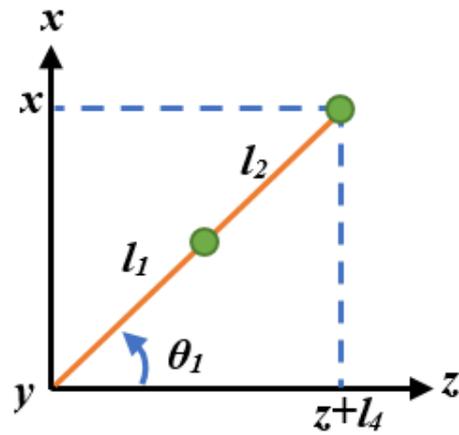


Fig. 2 Vista superior del PHANToM Omni

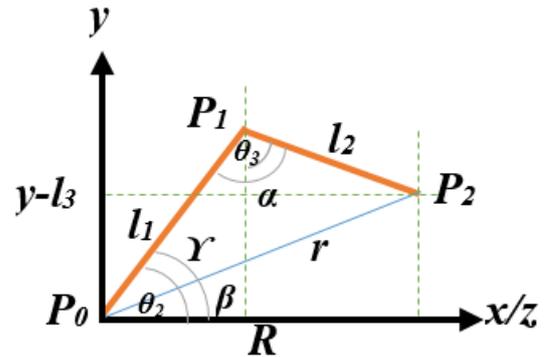


Fig. 3 Vista lateral del PHANToM Omni.

$$\begin{aligned} \theta_1 &= -\text{atan2}(x, z+l_4) \\ \theta_2 &= \gamma + \beta \\ \theta_3 &= \theta_2 + \alpha - \frac{\pi}{2} \end{aligned} \quad (9)$$

donde:

$$\beta = \text{atan2}(y-l_3, R)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{l_1^2 + r^2 - l_2^2}{2l_1 r}$$

$$r = \sqrt{x^2 + (z+l_4)^2 + (y-l_3)^2}$$

$$R = \sqrt{x^2 + (z+l_4)^2}$$

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{l_1^2 + r^2 - l_2^2}{2l_1 l_2}$$

Las ecuaciones (7) y (9) resuelven a la interfaz háptica en el aspecto geométrico sin tomar las fuerzas que actúan sobre el dispositivo.

III.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para validar las ecuaciones que dan solución al modelo cinemático directo y al modelo cinemático inverso se utilizó el SDK (por las siglas del Inglés, Software Development Kit) Open Haptics que permite el manejo de la interfaz PHANToM Omni.

Se desarrolló un algoritmo en lenguaje C++ que compara las posiciones articulares y cartesianas que Open Haptics devuelve contra las ecuaciones (7) y (9).

Como primer paso se valida el modelo cinemático directo de posición, en la Fig. 4 se muestra la posición x del efector final que devuelve el SDK y la calculada por el modelo.

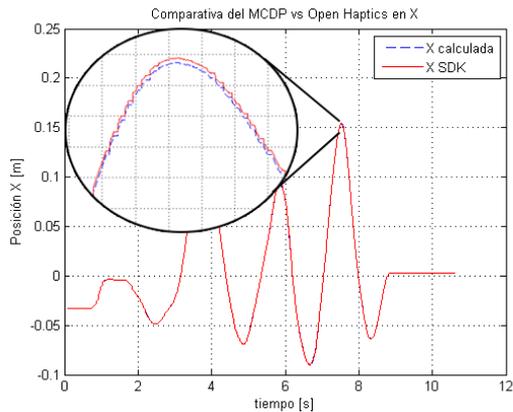


Fig. 4 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en X.

En la Fig. 5 se muestra la posición y del SDK y la calculada por el modelo, así mismo en la Fig. 6 se presenta para la posición en z .

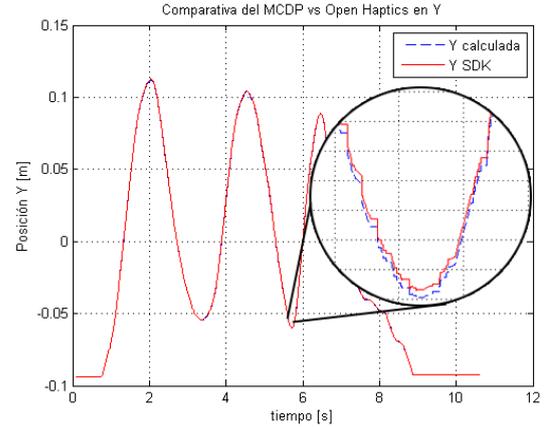


Fig. 5 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en Y.

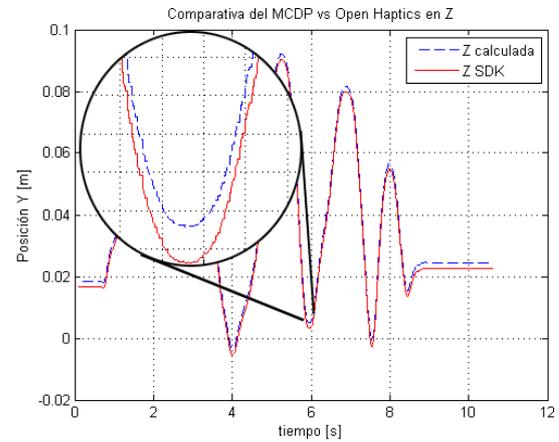


Fig. 6 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en Z.

En la Fig. 7 se muestra una perspectiva en el espacio XYZ de esta prueba, en donde se aprecia la posición del efector final.

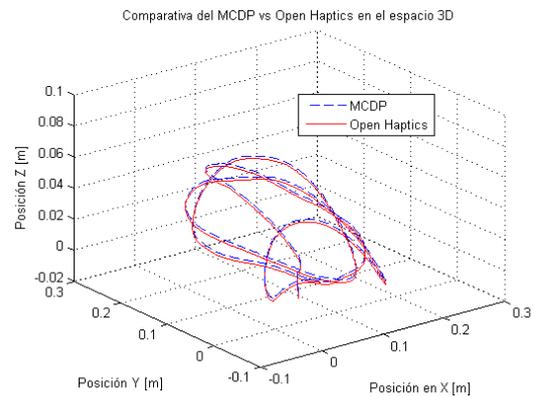


Fig. 7 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en el espacio 3D.

Como se puede apreciar en la Fig. 7 el modelo que se obtuvo a través del algoritmo D-H tiene similitud con al que devuelve el SDK del Open Haptics.

Dentro de la misma prueba se validó cada articulación de con el modelo cinemático inverso de posición, en la Fig. 8 se muestra la comparativa entre la articulación θ_1 que se obtiene matemáticamente y el del SDK.

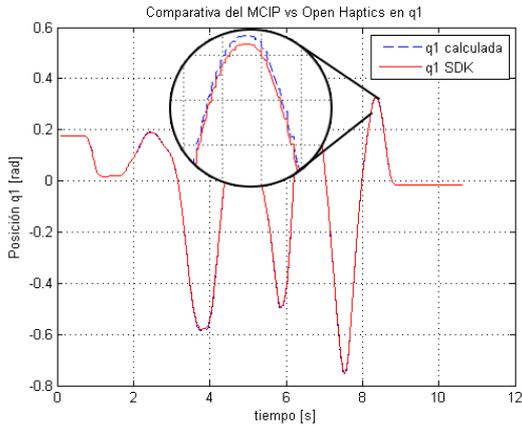


Fig. 8 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en θ_1 .

En la Fig. 9 se muestra la posición angular θ_2 del SDK y la calculada por el modelo, así mismo en la Fig. 10 se presenta para la posición angular θ_3 .

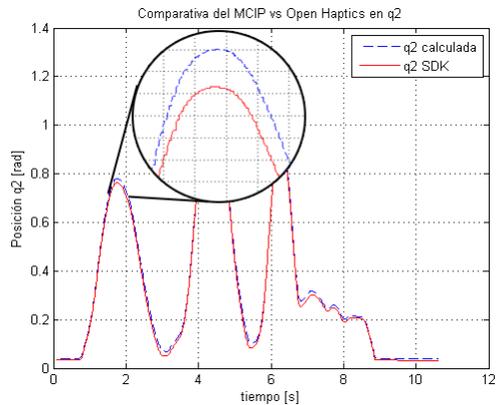


Fig. 9 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en θ_2 .

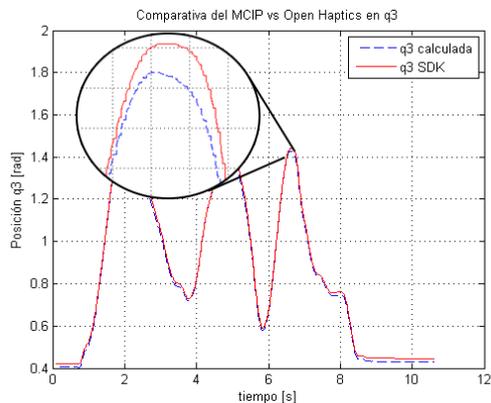


Fig. 10 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en θ_3 .

En la Fig. 11 se muestra una perspectiva en el espacio articular de esta prueba, en donde se aprecia la posiciones θ_1 , θ_2 y θ_3 .

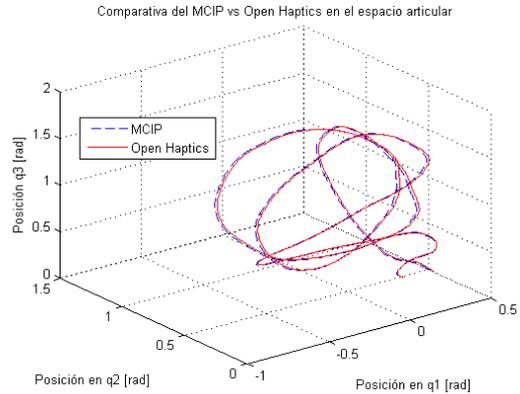


Fig. 11 Comparativa del modelo cinemático directo de posición contra el Open Haptics en el espacio articular.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A partir de los datos que se obtuvieron en el experimento se puede calcular el error cuadrático medio (ECM, ecuación 10) y el de error porcentaje del plano cartesiano con respecto al espacio de trabajo del PHANToM Omni, en la TABLA I se muestran los resultados de este análisis.

$$ECM = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v}_i)^2}{n}} \quad (10)$$

TABLA I
ERROR CUADRÁTICO MEDIO Y PORCENTAJE DE ERROR EN XYZ.

	ECM (mts.)	Espacio de trabajo	%Error
X	1.4504e-04	160 mm	0.0907
Y	3.0521e-04	120 mm	0.2543
Z	0.0018	70 mm	2.5807

De acuerdo con el ECM se dice que el modelo cinemático directo de posición y el inverso de posición tiene una confiabilidad del 99.9093% para x , 99.7457% para y y 97.4193 para z .

V. CONCLUSIONES

Se desarrolló y resolvió el problema de la cinemática directa e inversa de la interfaz háptica PHANToM Omni con una precisión mayor al 97% en el posicionamiento del efector

final, al validar estos modelos es posible implementar leyes de control lineales y no lineales para el control de posición o seguimiento de trayectorias en aplicaciones que se utilizan en áreas como la medicina, industria automotriz, de realidad virtual entre otras.

REFERENCIAS

- [1] Díaz López Fabián Alfonso, Domínguez Ramírez Omar Arturo, Ramos Velasco L. E. & Parra Vega Vicente, *Identificación y control wavenet para sistemas MIMO: Aplicación en una interfaz háptica*, Asociación de México de Control Automático (AMCA), Cd. del Carmen, Campeche, México, del 17 al 19 de Octubre de 2012.
- [2] Domínguez-Ramírez O. A. *Diseño e Integración de una Interfaz Háptica Activa Real- lista*. CINVESTAV, Sección de Mecatrónica, PhD Tesis, México, 2005.
- [3] Domínguez-Ramírez O. A. and V. Parra-Vega. *Active haptic exploration of deformable objects*. Chapter 17 in DAAAM International Scientific Book, pages 191–204, 2006.
- [4] Sensable-Technologies. *PHANToM Omni, 3D Touch Components, Hardware and Technical Manual*. Sensable Technologies, Inc., Woburn, MA, 1998.
- [5] A. P. Aldana-Suárez y S. P. Yañez-Mantilla, *Adaptación de Pinzas de Laparoscopia a Dispositivos Hápticos Phantom Omni y Desarrollo de Software de Evaluación*, Tesis de Ingeniería, Universidad Militar Nueva Granada, 2013.
- [6] M. L. Pinto-Salamanca, *Análisis E Implementación de Una Interfaz Háptica en Entornos Virtuales*, Tesis de Maestría, Universidad Nacional De Colombia, 2009.
- [7] Éllen S. Corrêa, Paulo R. Trenhago, Thiago E. A. Oliveira, Jauvane C. de Oliveira, *Performance Evaluation of an xSight 3120 HMD and Usability Analysis of the Phantom Omni in a Thoracocentesis Simulation*, SBC Journal on 3D Interactive Systems, volume 4, number 2, 2013.
- [8] Jarillo Silva A. Domínguez-Ramírez O. A and V. Parra-Vega. *Haptic Training Method Using a Nonlinear Joint Control*, volume 2. International Journal of Scientific and Engineering Research, April 2011.
- [9] Thitipong Sansanayuth, Itthisek Nilkhamhang and Kanokvate Tungpimolrat. *Teleoperation with Inverse Dynamics Control for PHANToM Omni Haptic Device*, SICE Annual Conference, Japan, 2012.
- [10] A. Barrientos, L.F. Peñín, C. Balaguer, R. Aracil, *Fundamentos de robótica*, McGraw Hill, 1997.
- [11] Saha S.K. *Introducción a la Robótica*, Mc Graw Hill, 1era. Edición, 2010.