Diseño y Construcción de un Transductor de Fuerza para un Banco de Pruebas WIM

Wilmar Cabrera, Francisco Corredor,
Guillermo Jaramillo*, and Asfur Barandica

Grupo de Investigación en Percepción y Sistemas Inteligentes, *Grupo de Investigación en Conversión de Energía.
Universidad del Valle, Calle 13 No 100-00 Cali, Colombia,
psi@univalle.edu.co

Resumen. Este artículo presenta el diseño de un transductor de fuerza para un banco de experimentación de pesaje dinámico WIM (Weigh-in-Motion). Se describen los requerimientos para el diseño del transductor, las condiciones de carga mecánica y confinamientos impuestos, el proceso de elección de la geometría del transductor y la implementación del mismo. Se utiliza el Método de Elementos Finitos (FEM) para obtener la geometría del transductor y su análisis numérico se desarrolla mediante la herramienta CAE-ALGOR.

Palabras claves: Elementos finitos, galgas extensiométricas, WIM, transductor de fuerza, sensores de fuerza.

1 Introducción

Los sistemas de pesaje dinámico WIM se diseñan para conocer el peso de cuerpos que se encuentra en movimiento. Un ejemplo directo de estos sistemas son los usados para el pesaje de vehículos de transporte de carga. También pueden ser encontrados en el pesaje de materiales en la industria. Sin embargo, debido a su menor precisión comparado con los sistemas de pesaje estático, los sistemas WIM son objeto de investigación a nivel mundial.

Los sistemas para determinar el peso de un cuerpo en movimiento son afectados por múltiples variables que generalmente no son relevantes en los sistemas estáticos. Algunos ejemplos de estas variables son la velocidad del cuerpo, la dinámica del sistema de medición, la vibración, la posición de la carga sobre el o los transductores y el área de contacto. En la Universidad del Valle se diseñó y construyó un banco de pruebas [1] que permite obtener en forma rápida y ordenada las curvas características de un sistema WIM, facilitando el análisis y la investigación alrededor de este problema.

El sensor en los sistemas de pesaje es un elemento determinante en la exactitud de la medición; su diseño resulta crítico para lograr las características deseadas de sensibilidad, repetibilidad, confiabilidad, entre otras. El Método de Elementos Finitos FEM [2] aplicado a través de una herramienta CAE puede ser utilizado para la simulación del estado de esfuerzos en piezas mecánicas. Este tipo de simulaciones permiten optimizar la implementación del transductor de fuerza de un sistema de

M.A Cruz-Chávez, J.C Zavala-Díaz (Eds):CICos 2008, ISBN:978-607-00-0165-9. pp. 180-191, 2008

pesaje. En [3] se ilustra el uso de una herramienta CAE para la simulación del estado de esfuerzos en una celda de carga tipo S con el propósito de ubicar galgas extensiométricas en las regiones que presentan las mayores deformaciones unitarias.

2 Requerimientos de diseño del transductor de fuerza

Partiendo de las especificaciones de las galgas extensiométricas y del sistema electrónico de acondicionamiento de la señal, se estableció que el banco de pruebas para peso de carga en movimiento descrito en [1] requería un transductor de fuerza que pudiera alcanzar un valor de deformaciones unitarias cercanas a 2500 uε. Con este valor se maximiza el uso del rango de entrada del conversor A/D de la instrumentación.

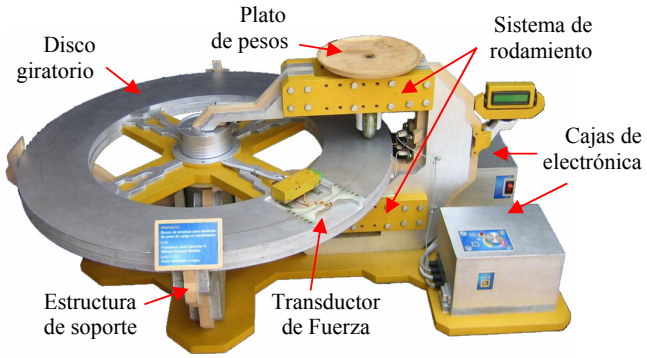


Figura 1. Banco de Pruebas para pesaje dinámico.

Al igual que en una celda de carga convencional, se utilizan cuatro galgas extensiométricas en configuración puente resistivo completo para el sensado de las deformaciones de la pieza mecánica usada para el transductor [4]. Las microdeformaciones mencionadas deben ser alcanzadas cuando el sensor soporte la carga máxima nominal establecida, 3 kgf. El banco de pruebas cuenta con un espacio de 12 cm de longitud para el anclaje del transductor, definiendo así la extensión máxima del mismo. La fuerza ejercida por la carga sobre el sensor se concentra en una región rectangular de 10 x 3 mm acorde a la huella descrita por la rueda que transfiere el peso. Los bordes que describen el ancho del transductor se confinan totalmente en el disco giratorio del banco y el ancho del transductor debe ser suficiente para que la rueda que transporta la masa de prueba no haga contacto físico con ninguna de las galgas extensiométricas.

2.1 Concepción del diseño

La geometría planteada inicialmente consiste en una placa rectangular de espesor **t**, largo **a** y ancho **b** sometida a una carga **q** uniformemente aplicada sobre una

superficie rectangular definida en el centro de la placa. La placa se fija en los lados correspondientes al ancho de la misma [5].
Para el estudio numérico, se considera una carga de 3 kgf normal a la placa y aplicada sobre una superficie de 30 mm^2. De esta manera se recrea la condición de carga correspondiente a la ejercida por la rueda del banco de pruebas si se situaran 3 kg de manera estática sobre el centro del transductor de fuerza. En tales circunstancias, la carga sobre el transductor es de 980.000 N/m^2. El material considerado para la simulación de la geometría es el acero AISI 304 con un límite elástico de 205 MPa.

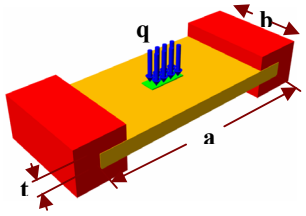


Figura 2. Material, condiciones de carga y empotramientos.

3. Estudio de las geometrías para el transductor

3.1 Criterios de evaluación de la geometría

Se establece como criterio de diseño un valor de estado de esfuerzo máximo permisible de 200 MPa que es muy cercano al límite elástico del material. Para el análisis lineal estático, los modelos de espesor mínimo se someten a las condiciones de carga y empotramientos descritos anteriormente. La región comprendida entre el centro de la placa y el punto intermedio entre un borde no empotrado de la placa y el punto central de la misma se establece como la región de adhesión de las galgas extensiométricas. El estado de esfuerzos y deformaciones en dicha región y en los bordes empotrados son los criterios cuantitativos para la evaluación de las geometrías, ya que se busca la geometría que maximice el estado de deformaciones en la zona de adhesión de las galgas extensiométricas.

3.2 Geometría 1. Placa rectangular de 6 cm de ancho

El primer modelo es una placa de 12 cm de largo, 6 cm de ancho y con un espesor mínimo de 0.525 mm. La figura 3 muestra la distribución de los esfuerzos en la placa.

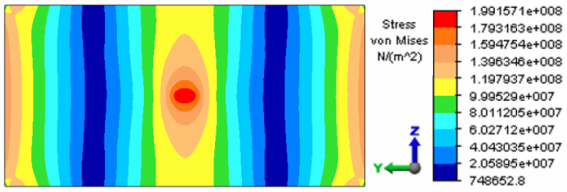


Figura 3. Esfuerzos (Pa) en la placa rectangular de 6 cm de ancho.

Se realiza la lectura del estado de esfuerzos a través del criterio de máxima energía de distorsión o criterio de Von Mises empleado para materiales dúctiles. Se nota que los mayores esfuerzos se presentan en la parte central de la geometría y en los bordes empotrados. Estas dos zonas se encuentran separadas por una región donde se halla el esfuerzo mínimo que tiene un valor 0.749 MPa.
La figura 4 ilustra el estado de deformaciones en la dirección longitudinal de la geometría.

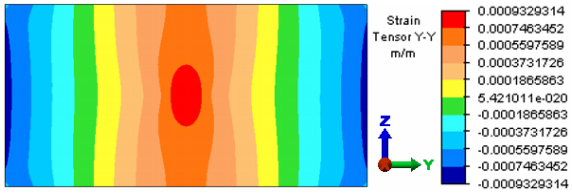


Figura 4. Deformación (m/m) en la placa rectangular de 6 cm de ancho.

Se observa que las mayores deformaciones se detectan en el centro de la placa.

Tabla 1. Valores de esfuerzos y deformaciones en placa rectangular 6 cm de ancho y espesor mínimo.

Región	**Esfuerzo máximo**	**Deformaciones unitarias**
Punto central	199.16 MPa	932.93 uε
Región de adhesión	199. 16 MPa - 126.76 MPa	932.93 uε – 677.9 uε.
Cerca a los extremos empotrados	150.63 MPa	811.5 uε

La tabla 1 ilustra los resultados del análisis numérico. El máximo esfuerzo permisible y el punto de mayor deformación se encuentran en el centro de la placa. En la zona de adhesión de las galgas se presenta un rango de deformación con valores entre 932.93 uε y 677.9 uε. En los bordes se observa un esfuerzo máximo de 150.6 MPa con una deformación de 811.5 uε.

3.3 Geometría 2. Placa rectangular de 2.5 cm de ancho

Se analiza una placa rectangular con una relación de aspecto mayor con el objetivo de incrementar las deformaciones unitarias. La figura 5 muestra los esfuerzos en una

placa de 2.5 cm de ancho, 12 cm de largo y espesor mínimo de 0.72 mm. La figura 6 ilustra el estado de deformaciones obtenido.

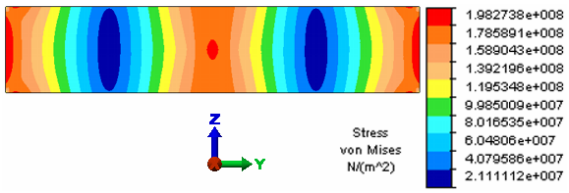


Figura 5. Esfuerzos (Pa) en la placa rectangular de 2.5 cm de ancho.

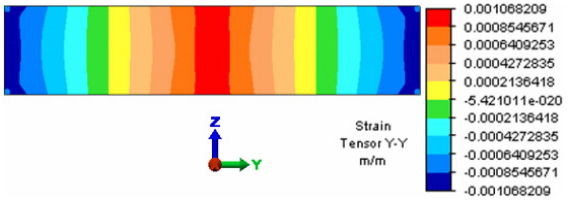


Figura 6. Deformación (m/m) en la placa rectangular de 2.5 cm de ancho.

Los esfuerzos en esta placa obtienen sus valores máximos en la región de los bordes empotrados y no en la región central debido a la reducción de los bordes fijos. Las mayores deformaciones se ubican en los bordes fijos. Se nota que cada borde fijo se encuentra separado de la región central por un valle de esfuerzos cuyo mínimo valor es 1.42 MPa . La región de adhesión de las galgas extensiométricas presenta un rango de esfuerzos entre 180 MPa y 177 MPa y un rango de deformación entre 973 uε y 934 uε.

La tabla 2 ilustra la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones unitarias alcanzadas en cada una de las regiones en estudio.

Tabla 2. Esfuerzos y deformación en placa rectangular 2.5 cm de ancho y espesor mínimo.

Región	**Esfuerzo máximo**	**Deformaciones unitarias**
Punto central	180 MPa	973 uε
Región de adhesión	180 MPa – 177 MPa	973 uε – 934 uε.
Cerca a los extremos empotrados	198.3 MPa	1068 uε

Comparando los valores de las tablas 1 y 2 se puede ver que en la geometría 2 el rango de deformaciones unitarias en la región de adhesión de las galgas extensiométricas es más estrecho. Un rango con valores cercanos demuestra que la deformación en esa zona no tiene una gran variabilidad con respecto al punto central

de la placa. Aunque en la geometría 2 se obtiene un rango mayor de deformaciones unitarias dentro la región de adhesión de galgas, los valores máximos de esfuerzo y deformación se localizan en los bordes fijos. Estos bordes no son apropiados para la adhesión de las galgas extensiométricas.

3.4 Geometría 3. Placa en forma de I propuesta.

Analizando las ventajas de cada una de las geometrías estudiadas, se piensa en la creación de una geometría que mezcle una región central angosta y una superficie extensa en los bordes fijos con el fin de evitar grandes concentraciones de esfuerzo. De este concepto surge la geometría de placa en forma de I mostrada en la figura 7 que ilustra la región de carga y las condiciones de borde.

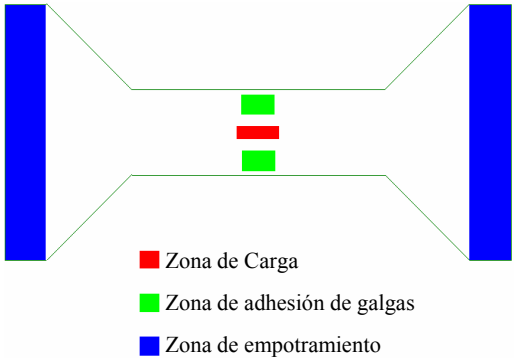


Figura 7. Geometría de la placa en forma de I.

Al someter esta geometría a las mismas condiciones de carga y confinamiento de las geometrías anteriores, se obtiene la distribución de esfuerzos y deformaciones mostrados en las figuras 8 y 9. El espesor mínimo del modelo es 0.645 mm.

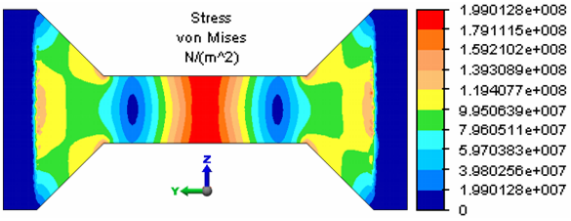


Figura 8. Esfuerzos (Pa) en la placa en forma de I.

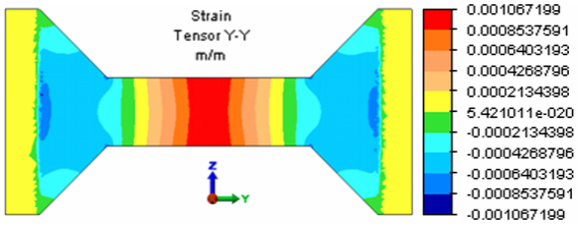


Figura 9. Deformación (m/m) en la placa en forma de I.

Los esfuerzos presentan sus valores máximos en la región central de la placa y se agrupan en la zona de adhesión de las galgas extensiométricas. La reducción gradual del ancho de la placa evita grandes concentraciones de esfuerzo. Según la figura 9, las deformaciones unitarias se van incrementando en magnitud a medida que se acercan a la zona central de la geometría, obteniéndose el valor máximo de deformación en el punto central de la placa.

La tabla 3 ilustra los valores de esfuerzos y de deformación obtenidos en la placa en forma de I.

Tabla 3. Esfuerzos y deformación en la placa en forma de I y espesor mínimo.

Región	**Esfuerzo máximo**	**Deformaciones unitarias**
Punto central	199 MPa	1067 uε
Región de adhesión	199 MPa – 195 MPa	1067 uε – 1044 uε.
Cerca a los extremos empotrados	Próximo a cero	Próxima a cero

El rango de las deformaciones unitarias en la zona de adhesión de las galgas extensiométricas es mayor que en las otras dos geometrías analizadas y cuenta con valores más próximos entre sí.

4 Implementación del transductor de fuerza

Mediante el estudio numérico de cada una de las geometrías anteriores, se establece que la geometría en forma de I es la más apropiada para la implementación del transductor de fuerza del banco de pruebas.
Dificultades para la obtención de acero con las características del material simulado, costes elevados y problemas para mantener las características tras el proceso de corte, hicieron necesaria la búsqueda de un material alternativo. Teniendo como antecedente el uso de una grilla de cobre en PCB (tableta de circuito impreso) como elemento sensor para instrumentos de pesaje estático en la Universidad del Valle [6], se resolvió emplear fibra de vidrio para PCB con espesor de 1.5 mm para la implementación del transductor. Usando el adhesivo LOCTITE 401, se adhirieron las 4 galgas extensiométricas SG-3/350-ly43 al espécimen moldeado para lograr una

configuración de puente resistivo completo. El transductor implementado se muestra en la figura 10.

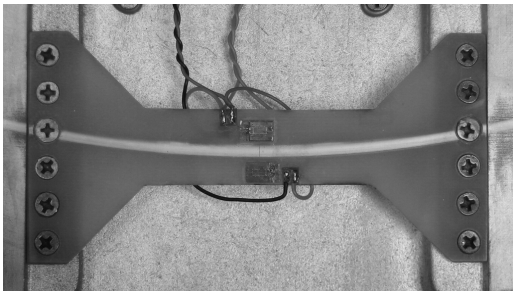


Figura 10. Transductor de fuerza.

La placa se fija completamente en sus dos extremos utilizando tornillos de cabeza plana para establecer las condiciones de empotramiento de la simulación. El primer par de galgas extensiométricas se encuentra adherido en la cara superior mientras que el segundo par de galgas está adherido simétricamente en la cara inferior. La línea sobre el transductor de fuerza corresponde al rastro causado por el paso continuo de la rueda que transporta la carga en movimiento del banco de pruebas. Ubicando la rueda de manera estática sobre el centro del transductor de fuerza implementado y colocando un conjunto de masas calibradas de 3 kg se recrean las condiciones de carga utilizadas en la simulación de las geometrías. El valor de deformación registrado por la instrumentación es de 1705 uε.

Se realiza una prueba de linealidad para el transductor de fuerza sometiéndolo a distintos valores de masas calibradas y tomando datos del voltaje del transductor amplificados por un factor de 100. Las mediciones de los datos se realizan varias veces en orden ascendente y descendente para asegurar su repetibilidad y descartar grandes histéresis en el material. La linealidad obtenida en el transductor es de 99%.

Las figuras 11 y 12 muestran la representación de los datos de la prueba de linealidad del transductor de fuerza implementado.

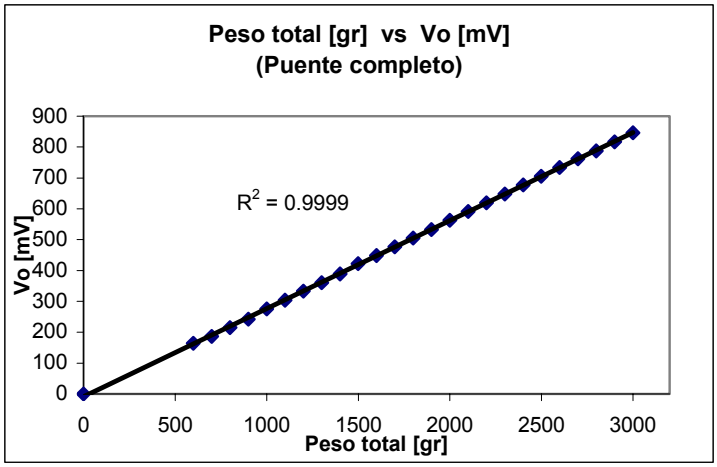


Figura 11. Linealidad del transductor de fuerza. Peso total vs voltaje de salida.

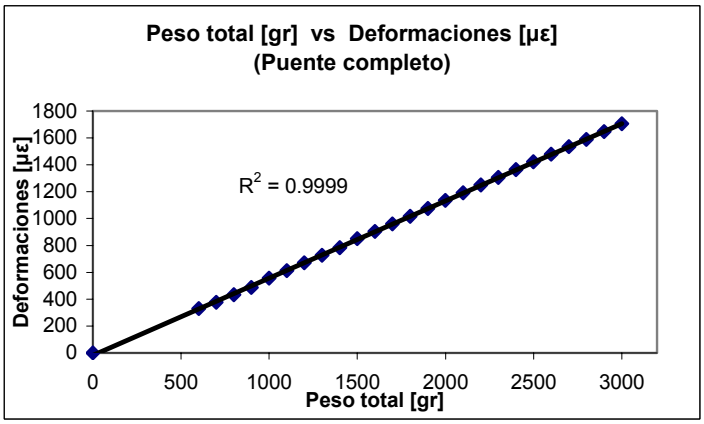
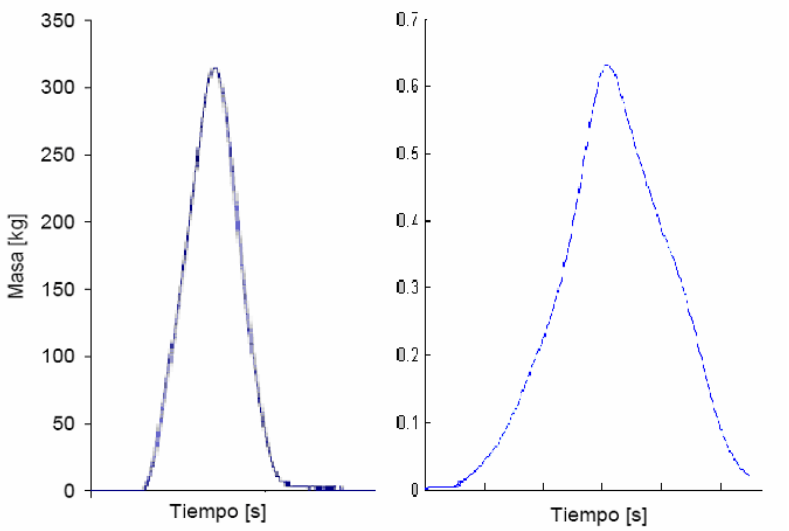


Figura 12. Linealidad del transductor de fuerza. Peso total vs deformaciones unitarias.

Las curvas capturadas mediante el banco de pruebas guardan gran similitud con las curvas obtenidas en otros trabajos de investigación sobre pesaje dinámico. En la figura 13 se observa la semejanza entre la curva obtenida por un prototipo de pesaje para vehículos ligeros [7] y la adquirida con el banco de pruebas.



a) b)

Figura 13. a) Curva dinámica de un prototipo para vehículos ligeros. b) Curva dinámica del banco de pruebas WIM.

5 Conclusiones

En este artículo se ha descrito el diseño del transductor de fuerza de un banco de pruebas de pesaje dinámico utilizando el Método de Elementos Finitos. El análisis lineal estático de diversas geometrías permitió el establecimiento de la forma del transductor de fuerza mediante la simulación de las condiciones de carga y confinamientos.

Según este análisis, las deformaciones unitarias presentes en una geometría dependen en gran parte de su relación de aspecto. La obtención de un perfil continuo en la geometría del transductor de fuerza evitó la presencia de grandes concentradores de esfuerzo en regiones distintas a la zona de adhesión de las galgas extensiométricas.

El transductor de fuerza implementado presenta una linealidad del 99% y la fibra de vidrio permitió una fácil construcción de la geometría en forma de I.

La cantidad de deformaciones unitarias alcanzadas por el transductor implementado, 1705 με, es muy cercana a la presentada en los requerimientos de diseño, 2500 με.

Actualmente, el transductor de fuerza forma parte integral del banco de pruebas para medición de peso de carga en movimiento utilizado en el laboratorio de Percepción y Sistemas Inteligentes de la Universidad del Valle.

La investigación futura se enfocará en el empleo de técnicas basadas en el Método de Elementos Finitos FEM para la creación de nuevos transductores de fuerza para los sistemas de pesaje dinámico a escala real.

6 Referencias

1. Cabrera W., Corredor F., Barandica A., "Una primera aproximación a los sistemas de peso de carga en movimiento", Revista Cociente Pág. 27, México. Edición de Marzo 2008

2. Reddy J. N. An introduction to the finite element method. Ed. Mc Graw Hill. Segunda edición. 1993.

3. Erazo J. A., Escudero J. C., "Diseño y construcción de una celda de carga tipo S junto con su instrumento indicador de peso," Tesis de pregrado, Escuela de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, Universidad del Valle, Santiago de Cali, Valle del Cauca, 2004.

4. Pallás A. R., Sensores y acondicionadores de señal. Marcombo S.A.. Cuarta edición 2004.

5. Hearn E. J., Resistencia de materiales: Diseño de estructuras y máquinas. Nueva Editorial Interamericana. 1984.

6. Castro B. E., Instrumento inteligente para medición de peso, Universidad del Valle, 2004.

7. Hernández J., Fabela M., "Diseño y construcción de un prototipo para determinar el peso de vehículos ligeros en movimiento", Secretaría de comunicaciones y transportes. Instituto mexicano del transporte, Publicación técnica No. 247. Sanfandila, Qro. ISSN 0188-7297, 2004.

AUTORES

Wilmar Cabrera Montiel. Recibió el título de Ingeniero Electrónico en Octubre de 2007 en la Universidad del Valle en Cali, Colombia. Su tesis de pregrado fue Laureada. Sus principales temas de interés son los Intelligent Traffic Systems (ITS), Weigh-In-Motion (WIM) Systems, Automatic Vehicle Location (AVL), pero también la electrónica de potencia y la instrumentación electrónica.

Francisco José Corredor Camacho. Recibió el título de Ingeniero Electrónico en Octubre de 2007 en la Universidad del Valle en Cali, Colombia. Su tesis de pregrado fue Laureada. Su principal tema de interés es el diseño y la construcción de sistemas mecatrónicos.

DIRECCIÓN

Asfur Barandica López, Ingeniero Electricista de la Universidad del Valle, Magister en ingeniería con énfasis en electrónica de la misma Universidad. Ha trabajado en diseño electrónico y proyectos de automatización con la industria y está vinculado como profesor tiempo completo de la Escuela de Ing. Eléctrica y Electrónica de Univalle desde 1994. Sus áreas de interés son los transductores inteligentes, la instrumentación electrónica y las comunicaciones industriales.

Guillermo Andrés Jaramillo Pizarro. Ingeniero Mecánico de la Universidad del Valle (2001). Especialista en Teoría y Aplicación Práctica del Método de los Elementos Finitos de La UNED, España (2003). Magíster en Ingeniería con énfasis en Eléctrica de la Universidad del Valle (2008). Vinculado al Grupo de Investigación en Conversión de Energía, "CONVERGÍA" desde el 2003. Profesor de la Universidad del Valle desde 2005 para las Escuelas de Ingeniería Mecánica, Ingeniería de Materiales e Ingeniería Eléctrica y Electrónica. Su línea de investigación está orientada hacia el Análisis Multifísico.