

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS UNIVERSAL PARA MATERIALES COMPUESTOS

Sánchez, S.^(P); Colomer, V.; Martínez, A.V.; Sánchez, A.

Abstract

An universal testing machine for composite materials, according to UNE 53417:2001 specifications and recommendations, has been designed and made by the authors.

Due to composite materials have an intermediate strength between metallic and polymeric materials, the department existing testing machines, were not suited to composite materials essays. This fact justified the new testing machine development.

Chassis has been our own made in the Mechanic Engineering department Facilities placed in Escuela Politécnica Superior de Alcoy. Hydraulics, cylinder, load cell and acquisition equipment have been taken from a welded joint test machine previously developed by the authors. That is what allowed the second test machine disposal at very low cost.

As outstanding advantages, apart from cost, in front of a conventional testing machine acquisition, we could relate:

1. Possibility of add great number of sensors to the acquisition process.
2. Simultaneous acquisition from sensor supplied magnitudes with the same program.
3. Possibility of making another essays: e.g. accelerated and sobreaccelerated movement.

Keywords: Testing machine, composite

Resumen

Los autores han diseñado y fabricado un banco de ensayos universal para materiales compuestos conforme a las especificaciones y recomendaciones recogidas en la norma UNE 53417:2001.

Debido a que los materiales compuestos tienen una resistencia intermedia entre los poliméricos y los metálicos, los bancos existentes en el departamento, no se adecuaban al ensayo de materiales compuestos. Este hecho justificó el desarrollo del nuevo banco.

La fabricación del chasis ha sido realizada en el taller mecánico del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica superior de Alcoy. El grupo hidráulico, cilindro, célula de carga y equipo de adquisición de datos se han tomado del banco de ensayos de uniones soldadas desarrollado anteriormente por los autores. Estos componentes son fácilmente desmontables e intercambiables entre los dos bancos. Esto nos ha permitido disponer de este segundo banco a muy bajo coste.

Como ventajas destacables, además del coste económico, frente a la compra de un banco convencional, podríamos relatar:

1. Posibilidad de agregar un gran número de sensores al proceso de adquisición.
2. Adquisición simultánea, con un mismo programa, de las magnitudes proporcionadas por sensores.

3. Posibilidad de realizar otro tipo de ensayos: p.e. movimiento acelerado y sobreacelerado.

Palabras clave: banco de ensayos, compuestos

1. Introducción

A raíz de diferentes trabajos con empresas y del desarrollo de un prototipo de bajo consumo para su participación en la shell ecomarathon, surge la necesidad de ensayar diferentes tipos de materiales compuestos con el fin de obtener sus propiedades mecánicas.

Debido a que los materiales compuestos tienen una resistencia intermedia entre los poliméricos y los metálicos, los bancos existentes en el departamento, no se adecuaban al ensayo de materiales compuestos.

Adicionalmente, se precisaba que el banco pudiera emplearse para realizar ensayos piezas y mecanismos reales, fabricados en materiales compuestos, y no solo sobre probetas.

La posibilidad de emplear gran parte de los componentes del banco: cilindro, grupo hidráulico, sensores y equipo de adquisición, fácilmente desmontables de un banco de uniones soldadas existente en el laboratorio, nos hizo decantarnos por la construcción del banco en lugar de realizar la compra de un banco universal.

Con este fin los autores, pertenecientes al Instituto de Diseño y Fabricación (IDF) de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV), hemos desarrollado un banco de ensayos universal para materiales compuestos.

La construcción del chasis y las mordazas ha sido realizada en el taller mecánico del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica superior de Alcoy, con lo cual se consiguió desarrollar el banco con un presupuesto realmente bajo.

2. Desarrollo del banco de ensayos

Para el desarrollo del banco de ensayos se siguieron tanto la norma ISO 5893 que determina las condiciones que debe cumplir una máquina de ensayos de tracción, como la norma UNE-EN ISO 527 que determina las condiciones de ensayo y cualidades de la máquina de ensayos específicas para materiales poliméricos y compuestos.

2.1 Diseño del bastidor

El principio de funcionamiento del banco se basa en la aplicación de una fuerza en sentido longitudinal a través de un pistón hidráulico. El pistón hidráulico se ha unido en extremo a un soporte intermedio, y por el otro al chasis de la máquina.

El chasis de la máquina y el soporte de la maquina esta compuesto por perfiles UPN opuesto y unidos por las columnas. El desplazamiento del pistón se ha guiado con dos columnas paralelas y el soporte intermedio, el cual desliza de manera perpendicular por las dos columnas y paralelo al chasis de la maquina.



Figura 1. Vista general del banco.

2.2 Diseño de las mordazas

Los sistemas de sujeción de la probeta se ubican uno en la parte inferior del chasis y el otro en el soporte intermedio junto con el captador de fuerza, que es el que comunica el movimiento. Las probetas de material compuesto a ensayar son planas y presentan un bajo coeficiente de fricción, por lo que se requiere de un tipo especial de mordaza.

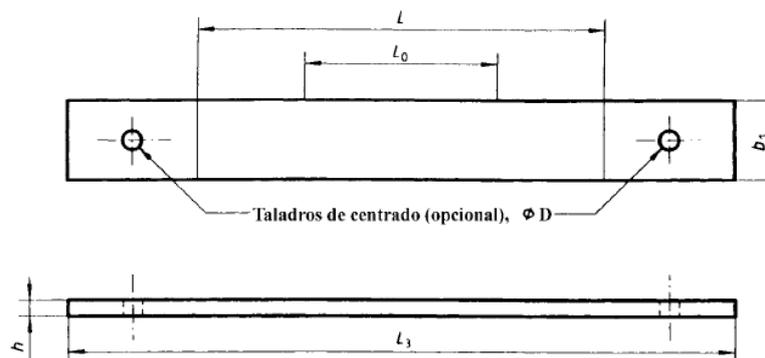


Figura 2. Tipo de probeta ensayada.

A fin de evitar los posibles deslizamientos en el sistema de sujeción, se ha diseñado un tipo de mordazas con forma de cuña que aumentan la presión sobre la probeta a medida que aumenta la fuerza aplicada a la probeta. A la vez las cuñas se apoyan sobre las paredes laterales del cuerpo de la mordaza, encargado de resistir y transmitir la fuerza de tracción.

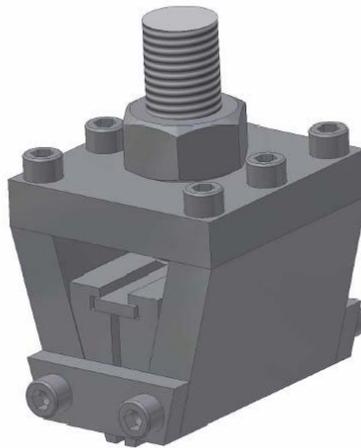


Figura 3. Detalle de las mordazas.

A continuación se calcula la fuerza de montaje que debe efectuarse con el tornillo para acuar las mordazas adecuadamente. Para ello se muestra el diagrama del sólido libre de una cuña de las mordazas:

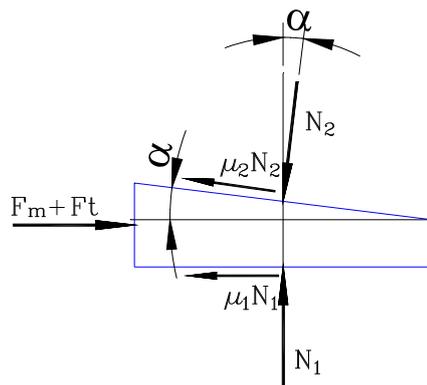


Figura 4. Detalle de la cuña de las mordazas.

Aplicando las leyes de newton a la cuña tendremos:

$$F_m + F_t = N_1 \cdot \left(\mu_1 + \frac{\tan \alpha + \mu_2}{1 - \mu_2 \cdot \tan \alpha} \right) \quad (1)$$

Por otro lado, debe alcanzarse una fuerza de rozamiento suficiente para que la probeta no deslice.

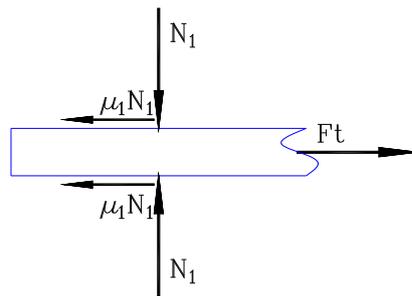


Figura 5. Detalle de la probeta.

En el límite, el valor de esta fuerza será:

$$2 \cdot \mu_1 \cdot N_1 = F_t \quad (2)$$

La fuerza de montaje necesaria para que la probeta no deslice será:

$$F_m = F_t \left[\frac{1}{\mu_1} \left(\frac{\tan \alpha + \mu_2}{1 - \mu_2 \cdot \tan \alpha} \right) - 1 \right] \quad (3)$$

El ángulo de la cuña empleado es de 15°, similar al empleado en otras cuñas disponibles en el mercado. El coeficiente de rozamiento entre las cuñas y el cuerpo de las mordazas es de 0,1 (se supone perfectamente lubricadas) y el coeficiente de rozamiento entre el acero y el poliéster de fibra de vidrio con el acero estimado de 0,2.

Bajo estas condiciones, la fuerza de montaje debe ser aproximadamente 1,89 veces la fuerza de tracción necesaria para producir la rotura. Si el coeficiente de rozamiento entre las cuñas y la probeta se reduce hasta 0,1, la fuerza de montaje se incrementa hasta el 3,79.

Considerando que la fuerza máxima que es capaz de ejercer el cilindro, es de 50 kN, la fuerza de montaje necesaria oscilará entre los 94,5kN y los 189 kN.

Por otra parte, la fuerza de montaje depende en gran medida del esfuerzo discrecional que el montador aplique y, en consecuencia varíe entre ciertos límites. K.H. Decker [1] propone una expresión de cálculo para determinar dicho rango:

$$F_m = A_k \cdot \sigma_{an} \quad (4)$$

Donde:

A_k : sección transversal del tornillo. Para M33x2, $A_k = 732,83 \text{ mm}^2$.

σ_{an} : tensión de apriete capaz de ejercer el operario. Varía entre 75 y 125 MPa para una M33.

La fuerza de montaje que podremos aplicar oscilará entre 55kN y 91,6kN y por lo tanto será inferior incluso a la fuerza mínima necesaria. En la construcción inicial se apreció rápidamente este efecto al deslizarse las probetas.

Con el fin de asegurar que no se produjera el deslizamiento entre la probeta y las mordazas, a la superficie de contacto de las cuñas se le ha realizado un cepillado basto en forma de V, con gran profundidad de pasada y avance. Con esto se consiguió incrementar significativamente el rozamiento, disminuyendo significativamente la fuerza de montaje necesaria.

Referente al diseño del cuerpo de las mordazas debe ser tal que sea lo suficientemente rígido para que no se produzca ninguna alteración estructural. Esto lo realizamos empleando

el método de los elementos finitos. Por una parte las deformaciones producidas en los laterales de las mordazas debían de ser mínimas ya que una apertura entre ellas aliviaría la presión sobre la probeta, y en consecuencia se produciría el deslizamiento.

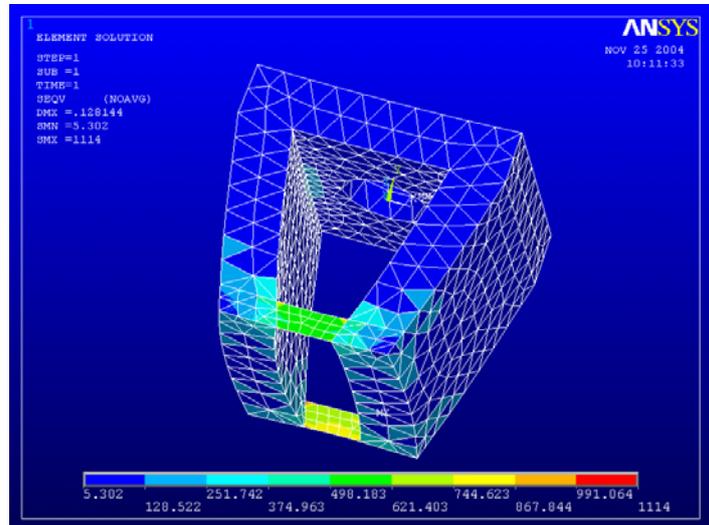


Figura 6. Detalle del cálculo por elementos finitos de la mordaza.

Por otro lado comprobamos que los talones de las cuñas donde se aplicaba la fuerza de desmontaje fueran resistentes.

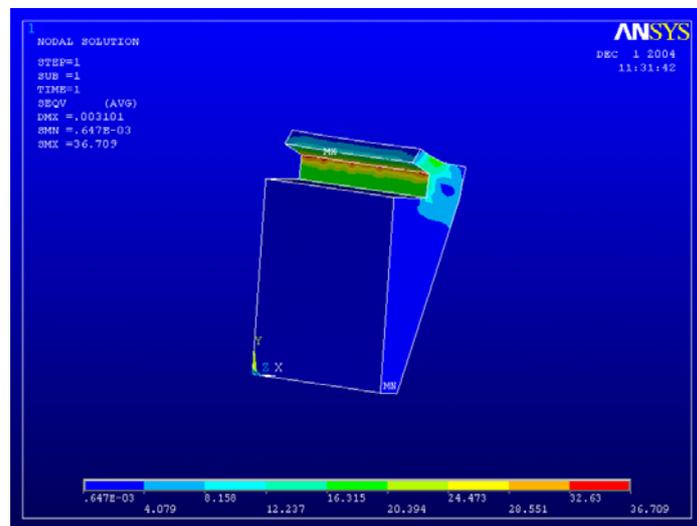


Figura 7. Cálculo de los talones de las cuñas.

2.3 Transductor de fuerza

Las fuerzas aplicadas a la probeta son medidas con el transductor de fuerza U3/100Kn de HBM, que se ha unido por un extremo al vástago del pistón hidráulico y por el extremo opuesto a la mordaza superior.

El error de linealidad del transductor de fuerza U3/100 es menor de 0.2% y puede llegar a medir 100kN con una sensibilidad de 0.2mV/V.



Figura 8. Detalle de la célula de carga.

2.4 Galgas extensométricas

Las galgas extensométricas son de la casa HBM, modelo 1-RY91-6/120. Tienen una disposición de roseta a 0° (a), 45° (b) y 90° (c). Su resistencia es de 120 Ω , y el factor k que define la sensibilidad es de 2.02% para la primera dirección, y 2.06% para las restantes. El error de linealidad es de $\pm 1\%$ sobre la medida realizadas, cumpliendo con lo expuesto en el apartado 5.1.5 de la Norma UNE-EN ISO 527-1.

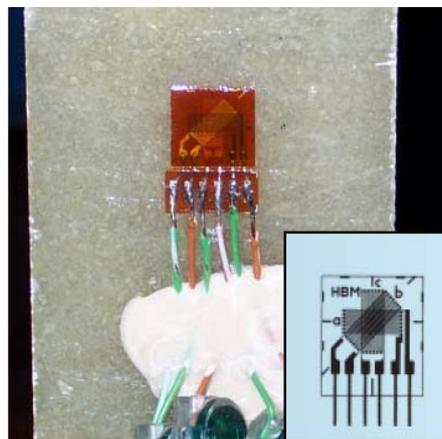


Figura 9. Detalle de una roseta.

Las rosetas se colocan en el eje de fuerza de la probeta, haciendo coincidir las galgas con la dirección longitudinal y su normal, atendiendo al punto 9.5 de la norma citada en el párrafo anterior.

La roseta nos permitirá obtener tanto la curva de tracción como el coeficiente de poisson en la dirección transversal a la probeta.

2.5 Transductor de desplazamientos

El transductor encargado de medir los desplazamientos que se producen probeta es del tipo inductivo, en concreto el modelo WA/20 de la marca HBM. Tiene un recorrido máximo de 20 mm con una sensibilidad de 80 mV/V y una desviación en la linealidad menor del 0.1%.

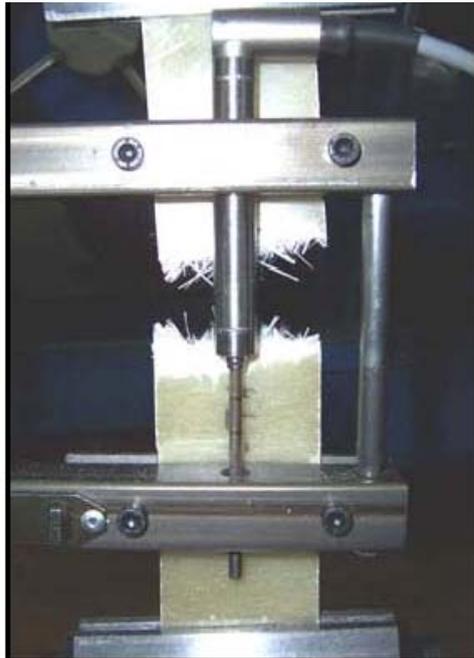


Figura 10. Detalle del transductor.

2.6 Equipo de adquisición

El equipo de adquisición es el MGCplus de HBM, con cuatro canales de entrada analógica. Además contiene dos canales de salida analógica, con un rango de 0-10 V, una de las cuales utilizamos para monitorizar la válvula proporcional de caudal. El equipo permite utilizar frecuencias de muestreo de 19.2 kHz por canal, con una resolución máxima de 20 bits.



Figura 11. Equipo de adquisición.

La configuración de los transductores se realiza mediante el programa Catman 3.0, también de HBM. Los principales parámetros a configurar para cada transductor son: tensión de medición, sensibilidad y fondo de escala.

Los datos adquiridos y almacenados por el equipo son: Fuerza de tracción, alargamiento de la probeta y alargamiento unitario a 0-45-90°. La selección de estos datos se fundamenta en las normas UNE-EN-ISO 527-1:1996, UNE-EN-ISO 527-1:1997, UNE-EN-ISO 53417:2001 y UNE-EN-ISO 14129:1999. La selección de los transductores adecuados así como del equipo de adquisición también se realizó teniendo en cuenta las especificaciones técnicas de los ensayos fijadas en las citadas normas.

2.7 Central oleohidráulica

Es la responsable de proporcionar el fluido a presión al cilindro hidráulico. Esta constituida por una bomba de caudal variable y por dos válvulas proporcionales: una de presión y una direccional.

Mediante el empleo de la válvula proporcional de presión se consigue regular la fuerza y su velocidad de aplicación en el cilindro hidráulico. La regulación de la velocidad de aplicación de la fuerza se requiere en la determinación precisa del módulo elástico, el límite de proporcionalidad y la resistencia a la tracción del material. La norma establece una tasa de tensión aplicada en MPa/s en función del tipo de parámetro a determinar. Es especialmente importante en el ensayo de materiales metálicos o compuestos de matriz metálica.

Mediante el empleo de la válvula direccional proporcional se consigue regular la velocidad de deformación de la probeta. La norma establece que la velocidad de deformación de la probeta sea constante. Esto se consigue variando continuamente el caudal de aceite enviado al cilindro para conseguir una velocidad lineal en la probeta.

3. Resultados obtenidos

Tras construir el banco de ensayos y ponerse en marcha, se realizaron una serie de ensayos con diferentes especímenes de poliéster reforzado con fibra de vidrio (PFRV). Se ensayó un MAT 600 y un compuesto de MAT 300 con tejido 500, cortándose probetas en la dirección longitudinal del tejido y a 45°.

Los resultados obtenidos de estos análisis fueron: curva de tensión-alargamiento de tracción, módulo elástico, límite de rotura y coeficiente de poisson para cada tipo de espécimen.

Tras el análisis de los resultados, se comprueba que los resultados experimentales se ajustan bastante bien a la expresión analítica de Ramberg-Osgood. La determinación de los

parámetros de ajuste y la cuantificación de la bondad del mismo a través del test de hipótesis χ^2 se realizó mediante el programa Origin Pro 7.5.

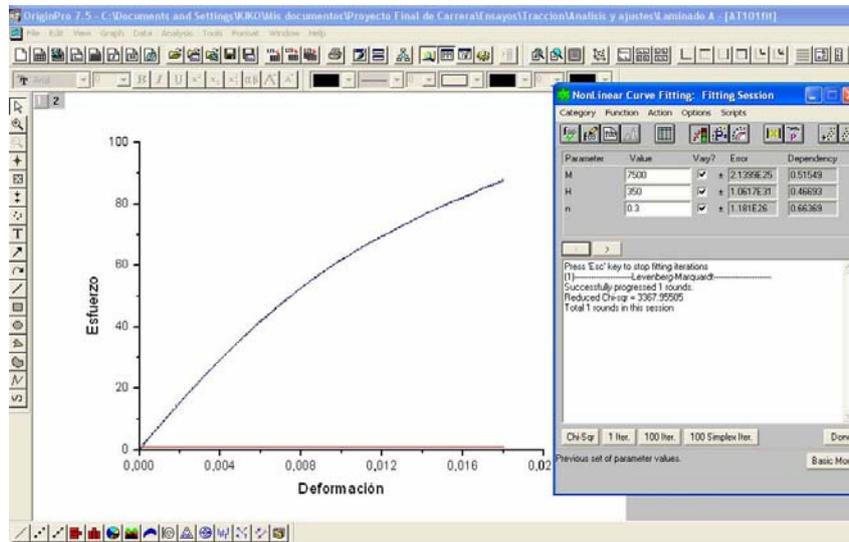


Figura 12. Curva tensión-deformación obtenida en un ensayo

4. Conclusiones

Como conclusiones relevantes de este estudio podemos destacar:

1. El desarrollo del banco ha tenido un enfoque didáctico, permitiendo mostrar a los alumnos las diferentes fases de diseño de máquinas, mostrando finalmente el producto real.
2. Se ha comparado los resultados obtenidos en los ensayos con los obtenidos en un banco de tracción universal obteniéndose valores bastante similares, validando el banco a efectos docentes.
3. El empleo de los transductores, equipo y software de adquisición propios nos permite personalizar tanto el tipo como las características del ensayo. Asimismo es posible implementar un servosistema que nos permita realizar otro tipo de movimientos del pistón, como sobrealceleraciones, vibraciones, etc...
4. En el desarrollo del banco se ha tenido en cuenta la posibilidad un empleo diferente, lo cual nos permitirá realizar ensayo de piezas o mecanismos reales de modo relativamente sencillo

Referencias

[1] K.H. Decker, "Elementos de máquinas", Urmo, 1980 p. 127.

Agradecimientos

Deseamos agradecer la colaboración en el desarrollo del banco de D. Francisco López Esteve, que participó activamente en la construcción del bastidor y la realización de los ensayos.

Asimismo agradecemos su colaboración a D. Francisco Blasco de la empresa Astilleros Santa Pola S.L. por facilitarnos el material necesario para los ensayos

Correspondencia (Para más información contacte con):

Escuela Politécnica Superior de Alcoy. Universidad Politécnica de Valencia.

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

C/ Plaza Ferrándiz i Carbonell 2, 03801 Alcoy (España).

Phone: +34 966 52 85 75

Fax: + 34 966 52 84 09

E-mail: sasanca@dimm.upv.es

URL: