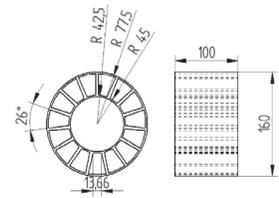


Capacidad del rotor de un acumulador cinético (FES: Flywheel Energy Storage) para diferentes materiales utilizando el cálculo analítico tensional



Rotor's capacity of a FES (Flywheel Energy Storage) system for different materials using analytical stress calculation



Eduardo Corral-Abad, María-Jesús Gómez-García, Ignacio Spalla-Valenciano y Juan-Carlos García-Prada

MaqLab Group. Universidad Carlos III de Madrid. Avda. Universidad, 30 - 28911 Leganés, Madrid (España)

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8574> | Recibido: 06/09/2017 • Evaluando: 06/09/2017 • Aceptado: 20/11/2017

ABSTRACT

- Nowadays, the energy storage is a fundamental aspect and there exists so many ways to do it. One of these ways, is the energy storage associated to rotational kinetic energy, better known like Flywheel Energy Storage (FES). FES is a complex system formed by different subsystems, and the most important of these subsystems is the rotor because it's the element that enabled performs the function of storing energy. Rotor's can be classified into two types: the rotors made with metal and the rotors made with composites. This article exposes a comparison between different settings of rotors to demonstrate the advantage of the use of composites comparing with the use of metals, especially in terms of energy density.
- **Key Words:** Rotor; Flywheel Energy Storage; Stress; Composites.

RESUMEN

La acumulación de energía es un aspecto fundamental en la época que vivimos y existen numerosas formas de llevarla a cabo. Una de estas formas es la acumulación en forma de energía cinética de rotación, en lo que se conoce como acumuladores cinéticos: Flywheel Energy Storage (FES). Los acumuladores cinéticos (FES) son sistemas complejos que aúnan una serie de subsistemas, pero el más importante de todos estos es el relativo al rotor, que es el elemento que permite desempeñar la función principal de acumular energía. Los rotores se pueden clasificar en dos: los que hacen uso de materiales metálicos y los que utilizan materiales compuestos. En este artículo se expone una comparativa llevada a cabo entre diferentes configuraciones de rotores que permite corroborar la ventaja que presentan los rotores de materiales compuestos con respecto a los metálicos, en términos de capacidad energética específica

Palabras Clave: Rotor; Flywheel Energy Storage; tensional; acumuladores cinéticos; compuestos.

1. INTRODUCCIÓN A LOS ACUMULADORES CINÉTICOS (FES)

En la época que vivimos existe una importante necesidad de disponer de sistemas que nos permitan acumular energía, y la muestra de ello es la cantidad de tecnologías o sistemas existentes orientados a este fin [1]. Aunque no todas las tecnologías se pueden comparar ya que cada una presenta un campo de aplicación

diferente, en función de parámetros como la cantidad de energía acumulada, el tiempo de descarga completa, etc.

Una de estas tecnologías son los acumuladores cinéticos o FES, que se comenzaron a investigar a finales de los 60 cuando surgió la preocupación por el medio ambiente. A principios de los años 70, la NASA subsidió un programa de investigación que apuntaba a usar volantes de inercia (FES) para satélites como un sistema de almacenamiento de energía. Los acumuladores cinéticos son sistemas orientados a la acumulación de energía y se caracterizan porque la energía almacenada se asocia a la energía cinética de rotación de una masa. Entre las ventajas asociadas a esta tecnología nos encontramos con [2-4]:

- Densidad de potencia elevada
- Tiempo de respuesta muy pequeño
- Ciclo de vida elevado
- No existe pérdida de la capacidad energética
- No es vulnerable a los procesos de descarga completa.

Pero como toda tecnología presenta una serie de inconvenientes:

- Una capacidad energética específica baja
- Un grado de peligrosidad elevado
- El tiempo que es capaz de almacenar la energía es limitado.

Aunque este tipo de tecnología no es muy conocida, en comparación con otras tecnologías como los Supercondensadores o las baterías de Lithium-ion, esta tecnología está presente en algunas aplicaciones, como en los trenes ligeros [5] o en la red eléctrica [6] y en otras aplicaciones más importantes como satélites [7].

Los acumuladores cinéticos son sistemas complejos que presentan multitud de posibilidades en cuanto a configuraciones se refiere (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**), aun así, existe un conjunto de elementos que es básico para cualquier configuración:

- Rotor: Este elemento permite la función de almacene de energía. En la mayoría de los casos, el rotor tiene una geometría cilíndrica. El bobinado de filamentos es el proceso manufacturado más utilizado en los rotores fabricados de materiales compuestos.
- Carcasa exterior: Este elemento permite dos funciones [2]. En primer lugar, establecerá una barrera de contención para el mal funcionamiento durante el tiempo de operación. En segundo lugar, establecerá un volumen cerrado en el sistema aplicando condiciones de vacío con el fin de minimizar la resistencia aerodinámica.

- Sistema de suspensión: Este sistema absorberá las cargas dinámicas y estáticas. Para la implementación de este sistema existen diferentes formas. Por un lado, el uso del rodamiento es apropiado para aplicaciones con una velocidad angular máxima baja porque este tipo de elemento tiene el inconveniente de la alta fricción y la baja vida útil [8]. Por otro lado, el uso de un cojinete magnético es apropiado para aplicaciones con alto rendimiento de velocidad angular, ya que tiene la ventaja de una menor fricción.
- Transmisión: Mecanismo que se habilitará para acelerar y desacelerar el rotor, y será eléctrico [1] o mecánico [9].

Es importante el uso de materiales compuestos para el desarrollo de esta tecnología. Esto explica por qué este tipo de tecnología sufre períodos de baja investigación. Hoy en día, los investigadores están comenzando lentamente otro período de alta actividad debido al reciente progreso en nuevos materiales compuestos con alta resistencia como los nanotubos de carbono [10].

2. ROTOR

El elemento más importante de los descritos anteriormente es el rotor, ya que va a ser el elemento fundamental para desempeñar la función de acumular energía. La capacidad que tiene un rotor de acumular energía va a venir dada por la energía cinética de rotación de ese cuerpo [11]:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot J \cdot (w_{max}^2 - w_{min}^2) \quad (1)$$

De esta última expresión el parámetro más importante sería la velocidad de giro máxima (w), y no porque presente una dependencia cuadrática sino porque este parámetro dependerá directamente del límite estructural del material. Es por esto último por lo que es necesario poder obtener las tensiones que se pueden encontrar en un rotor. Las tensiones en un rotor son principalmente de dos tipos [12-13]:

- Tensiones Mecánicas: Este tipo de tensiones se origina durante la etapa de funcionamiento.
 - Tensiones debidas a fuerza centrífuga.
 - Tensiones debidas a aceleración angular.
 - Tensiones debidas al peso.
 - Tensiones debidas al efecto giroscópico.
- Tensiones Residuales: Este tipo de tensiones se relaciona con el uso de materiales compuestos y se caracterizan por ser de carácter permanente en el seno del material.
 - Tensiones térmicas originadas durante el proceso de curado.
 - Tensiones debidas a la absorción de humedad.
 - Tensiones por pretensado
 - Tensiones por ajuste por interferencia, asociados

Una vez que se muestren las diferentes tensiones, se debe tener en cuenta que no toda la influencia es igual sobre el estado global de las tensiones. Las tensiones debidas a la fuerza centrífuga son las más influyentes, como lo demostró Giancarlo Genta en su libro "Teoría y práctica de los sistemas avanzados de volantes" [14].

Luego, se expondrá el cálculo analítico necesario para calcular el estado tensional debido a la fuerza centrífuga, y para lograr esto se deben usar tres ecuaciones fundamentales:

- Ley de Hook en coordenadas cilíndricas para material ortotrópico.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{rz} \\ \gamma_{r\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_\theta} & \frac{-v_{\theta r}}{E_r} & \frac{-v_{\theta z}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-v_{r\theta}}{E_\theta} & \frac{1}{E_r} & \frac{-v_{rz}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-v_{z\theta}}{E_\theta} & \frac{-v_{zr}}{E_r} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{rz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\theta z}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{r\theta}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \sigma_z \\ \tau_{rz} \\ \tau_{\theta z} \\ \tau_{r\theta} \end{bmatrix} \quad (2)$$

- La ecuación de equilibrio interno en coordenadas polares.

Dirección circunferencial

$$\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{2}{r} \cdot \tau_{r\theta} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + f_\theta = 0 \quad (3)$$

Dirección radial

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot (\sigma_r - \sigma_\theta) + f_c = 0 \quad (4)$$

- La ecuación de compatibilidad en coordenadas polares.

$$d\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} \quad (5)$$

$$d\varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \quad (6)$$

$$\gamma_{r\theta} = \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \quad (7)$$

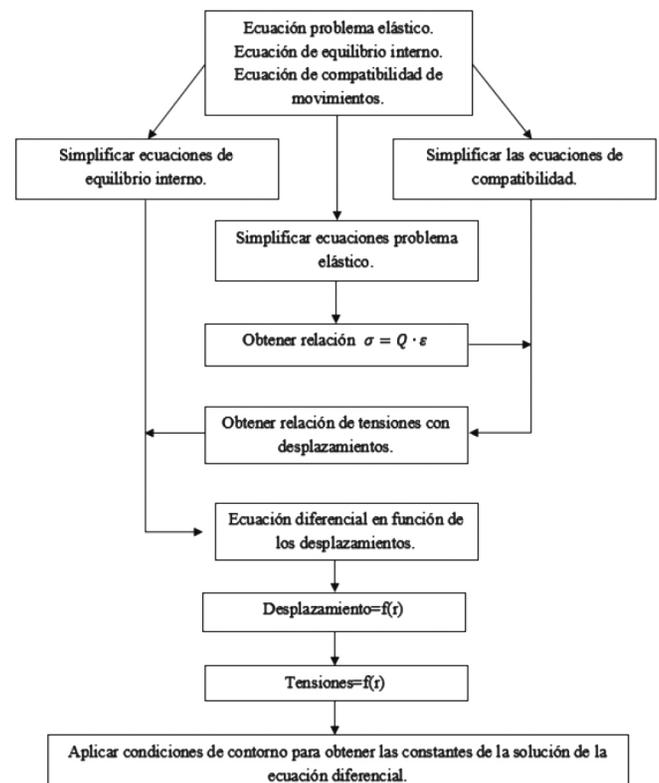


Figura 1: Esquema para realizar el análisis tensional de un rotor sometido a fuerza centrífuga

Teniendo en cuenta como se aborda el problema tensional en los artículos [12,13,15], para poder llegar a la solución del problema tensional habría que seguir el esquema de resolución expuesto en la Figura 1.

Siguiendo este esquema de resolución se llegarían a las siguientes expresiones.

Hipótesis de tensión plana

$$a = \sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}} \tag{8}$$

$$b = -\frac{\rho W^2}{E_r} (1 - \nu_{r\theta} \nu_{\theta r}) \tag{9}$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{E_\theta}{1 - \nu_{\theta r} \nu_{r\theta}} \left(C \cdot \frac{1}{r^{a+1}} (1 - \nu_{\theta r} a) + D \cdot r^{a-1} (1 + a \nu_{\theta r}) + \frac{br^2}{9 - a^2} (1 + 3\nu_{\theta r}) \right) \tag{10}$$

$$\sigma_r(r) = \frac{E_\theta}{1 - \nu_{\theta r} \nu_{r\theta}} \left(C \cdot \frac{1}{r^{a+1}} (1 - \nu_{\theta r} a) + D \cdot r^{a-1} (1 + a \nu_{\theta r}) + \frac{br^2}{9 - a^2} (1 + 3\nu_{\theta r}) \right) \tag{11}$$

Hipótesis de deformación plana

$$G0 = \frac{1 - \nu_{\theta z} \nu_{z\theta}}{E_\theta} \tag{12}$$

$$G1 = \frac{1 - \nu_{zr} \nu_{rz}}{E_r} \tag{13}$$

$$G2 = \left(\frac{\nu_{\theta r} + \nu_{zr} \nu_{\theta z}}{E_r} \right) \tag{14}$$

$$a0 = \sqrt{\frac{G1}{G0}} \tag{15}$$

$$b0 = -\frac{G0G1 + G2^2}{G0} \rho W^2 \tag{16}$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{1}{G0G1 + G2^2} \left(C \cdot \frac{1}{r^{a0+1}} (G1 - G2a0) + D \cdot r^{a0-1} (G1 + G2a0) + \frac{b0r^2}{9 - a0^2} (G1 + 3G2) \right) \tag{17}$$

$$\sigma_r(r) = \frac{1}{G0G1 + G2^2} \left(C \cdot \frac{1}{r^{a0+1}} (G2 - a0G0) + D \cdot r^{a0-1} (G2 + a0G0) + \frac{b0r^2}{9 - a0^2} (G2 + 3G0) \right) \tag{18}$$

$$\sigma_z(r) = \left[\sigma_\theta(r) \frac{\nu_{z\theta}}{E_\theta} + \sigma_r(r) \frac{\nu_{zr}}{E_r} \right] \cdot E_z \tag{19}$$

Los valores de C y D vienen dados por las condiciones de contorno (rotor macizo o rotor multicapa).

Hay que destacar que este proceso de cálculo analítico también es válido para calcular las siguientes tensiones:

- Tensiones debidas a aceleración angular.
- Tensiones térmicas originadas durante el proceso de curado.
- Tensiones debidas a la absorción de humedad.

3. COMPARATIVA DE ROTORES

Una vez que se introdujo la tecnología de los aceleradores cinéticos y se describió en el apartado anterior las ecuaciones para

el cálculo del estado tensional, se expondrá el objetivo principal de este estudio.

Existen dos campos de investigación diferentes para rotores según los siguientes parámetros: diseños de geometría y materiales. Mientras que en las investigaciones del primer parámetro, esto está orientado a saber cómo influye en la geometría en el almacenamiento de energía y desarrollar una forma de optimizarlo [16], el segundo parámetro se centra en la selección de materiales (comparativas entre materiales). Aunque existen diferentes artículos en los que se comparan diferentes materiales para el diseño de un mismo rotor [13], en la mayoría de estos artículos la comparación se relaciona con un mismo tipo de material (compuestos o metales), sin embargo no hay muchos artículos que enfrenten ambos tipos de materiales. Debido a la falta de este tipo de artículo, en este estudio, los autores quieren realizar una comparación entre diferentes materiales con el objetivo de demostrar las ventajas y desventajas de los materiales compuestos y metales en los rotores.

Antes de mostrar el resultado de la comparación, será importante conocer y comentar algunas consideraciones:

- Dimensiones exteriores preestablecidas: en la comparación se utilizarán las dimensiones externas (diámetro exterior = 400 [mm] y espesor del disco = 100 [mm]) comunes para todos los casos de estudio. Estas dimensiones permitirán considerar el estrés plano. Además, esta consideración permite comparar el rendimiento de diferentes materiales para un mismo volumen.
- Geometría del rotor [17]: es cierto que la velocidad angular máxima es un factor importante para la capacidad energética, pero también la geometría de un rotor tiene un alto impacto sobre esta característica, como se muestra en muchos artículos como [18]. En el libro "Teoría y práctica de los sistemas avanzados de volantes" de Giancarlo Genta [14], se introduce el factor de forma (k), que permite determinar el porcentaje de energía específica que puede desarrollar un rotor en función de su geometría. Si una geometría tiene k = 1, esto significa que todos los puntos de material tienen el mismo estado de tensión. En nuestra investigación, no se usará este factor porque no se considera la viabilidad de una geometría en términos de fabricación. Esta es la razón por la cual la geometría cilíndrica es la más extendida para fabricar un rotor.
- Se considerará $w_{min} = \frac{w_{max}}{2}$ para calcular la capacidad de energía del rotor. Se elegirá este valor y no otro porque es importante saber que el motor / generador muestra una baja eficiencia con bajas revoluciones, y debido a esto, el valor de la velocidad mínima mostrada anteriormente permitirá mantener una alta eficiencia con solo perder un cuarto de la capacidad de energía del rotor máximo [15].
- En lo que respecta a las tensiones utilizadas hay que destacar que solamente se han utilizado las tensiones debidas a fuerza centrífuga y las tensiones residuales térmicas. A continuación, se explica porque no se han utilizado el resto de tensiones:
 - Tensiones debidas a aceleración angular: No se ha tenido en cuenta este tipo de tensiones ya que presenta un impacto mínimo sobre el global de las tensiones. Además, estas tensiones se relacionan en mayor medida a parámetros del sistema de transmisión, como el tiempo de respuesta o la potencia del acumulador cinético.
 - Tensiones debidas al peso: Presentan un bajo impacto sobre el global de las tensiones. [14].

- Tensiones debido a los momentos giroscópicos: en aplicaciones estáticas, este tipo de tensión tiene un impacto muy bajo, pero en aplicaciones móviles el impacto puede ser mucho mayor. Para resolver el último problema, es necesario ensamblar el sistema en un cardán. Se supondrá aplicaciones estáticas.
- Tensiones debidas a la absorción de humedad: Estas tensiones no se han tenido en cuenta ya que presentan un carácter favorable para el desempeño del rotor.
- Tensiones por pretensado: Estas tensiones son generadas durante el proceso de bobinado de los rotores de materiales compuestos y es utilizado para inducir un estado de compresión en el material con el fin de mejorar el desempeño del rotor. No se han tenido en cuenta por ser favorables.
- Tensiones por ajuste por interferencia: Este tipo de tensiones están presentes en los rotores multicapa, y tienen un carácter compresivo, por lo que presentan un carácter favorable al desempeño del rotor. No se han tenido en cuenta por ser favorables.
- Se utilizará un coeficiente de seguridad $n = 2$, pensando en un cálculo orientado al diseño de fatiga.
- Se usarán dos materiales diferentes en esta comparación: metales y compuestos. Las propiedades de los materiales se muestran en la Tabla 1.
- Para el uso de metales que se muestran en la Tabla 1 se supondrá rotores sólidos. Para este material, se utilizará el criterio Von Misses (20) como verificador de diseño.

$$(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{r\theta}^2 + \tau_{rz}^2 + \tau_{\theta z}^2) = 2\left(\frac{\sigma_y}{n}\right)^2 \quad (20)$$

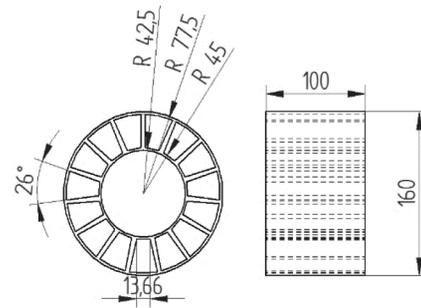


Figura 2: Dimensiones de la llanta

- Para los materiales compuestos, se usará un diseño de rotor compuesto por una llanta (Figura 2) y anillos compuestos concéntricos.

La llanta ha sido diseñada (Figura 2) para hacer la comparación más realista. Las propiedades del borde se han obtenido

Material	Aluminum 7075-T6
m_c [kg/m]-Mass per unit length	1.16
$K_r(w)$ [N/m]-Radial stiffness	(2E11) ($w^{-1.02}$)
W_{max} [rad/s] with $n=2$	3490
$M_{Maximum\ reduction}$ [Nm] for W_{max}	1000

Tabla 2: Características de la llanta

PROPIEDADES DE LOS METALES				
	AISI 4340[19]	Ti-6Al-4V[19]	AISI 1020[19]	Aluminio 7075-T6[19]
Módulo de Young, E[GPa]	210	113.8	186	71.7
Módulo de Cortadura, G[GPa]	80	44	72	26.9
Poisson	0.28	0.342	0.29	0.33
Límite elástico, σ_y [MPa]	470	880	281	370
Densidad, ρ [kg/m ³]	7850	4430	7870	2810
PROPIEDADES DE LOS M.COMPUESTOS				
	S2/Epon9405 [13]	T300/2500 [18]	T800H/2500 [18]	
E_θ [GPa]	61	130	155	
E_r [GPa]	18	9	9	
$\nu_{r\theta}$	0.28	0.3	0.3	
$\alpha_r \times 10^{-6}$ [1/k]	13.7	28.1	28.1	
$\alpha_\theta \times 10^{-6}$ [1/k]	4.7	-0.3	-0.3	
ΔT [k]	-100	-100	-100	
X [MPa]	2300	1800	2900	
X_c [MPa]	2300	1400	1600	
Y [MPa]	62.6	80	70	
Y_c [MPa]	147	168	168	
Densidad, ρ [kg/m ³]	2085	1600	1600	

Tabla 1: Propiedades de los materiales utilizados en la comparativa

con un software CAE [20] (Tabla 2) y serán adecuadas para calcular las constantes C y D en la ecuación de esfuerzo (10-11). Las propiedades de la llanta son importantes porque dependiendo del diseño de la llanta, se obtendrán tensiones radiales con un valor de compresión o tracción en la superficie del rotor interno, como se muestra en [13].

Para los materiales compuestos, se utilizará el criterio Tsai-Wu (21-27) como verificador de diseño.

$$(F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2) \cdot n + (F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\sigma_6^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2) \cdot n^2 = 1 \quad (21)$$

$$F1 = \frac{1}{Xt} + \frac{1}{Xc} \quad (22)$$

$$F11 = -\frac{1}{XtXc} \quad (23)$$

$$F2 = \frac{1}{Yt} + \frac{1}{Yc} \quad (24)$$

$$F22 = -\frac{1}{YtYc} \quad (25)$$

$$F66 = \frac{1}{S^2} \quad (26)$$

$$F12 = F12^* \sqrt{F11F22} - 0.5 < F12^* < 0 \quad (27)$$

Se desarrollarán cuatro casos diferentes en esta comparación:

- Caso 1: rotores metálicos
- Caso 2: Rotores compuestos / 1 capa.
- Caso 3: Rotores compuestos / 2 capas.
- Caso 4: Rotores compuestos / 3 capas.

	r_{m1} / r_{m2} [m]	W_{max} [rad/s]	I [kgm ²]	X1 [Wh]	X2 [Wh/kg]
AISI 1020	-/-	1041	1.9778	223	2.55
AISI 4340	-/-	1695	1.9729	590	5.98
Ti-6Al-4V	-/-	2438	1.113	688	12.3
Aluminum 7075-T6	-/-	2312	0.7062	393	11
S2	-/-	1410	0.515	106	4.608
T300	-/-	1660	0.397	113.9	6.31
T800	-/-	1590	0.397	104	5.789
S2-T300	0.144/-	2390	0.427	253	12.54
S2-T800	0.146/-	2530	0.428	285.59	14.053
T300-S2	0.18/-	1610	0.439	118.5	6.16
T300-T800	0.145/-	2200	0.396	200	11.08
T800-S2	0.18/-	1540	0.439	109	5.67
T800-T300	0.14/-	2024	0.396	169.3	9.38
S2-T300-S2	0.152/0.185	2025	0.467	199.49	9.289
S2-T300-T800	0.135/0.166	2620	0.419	299.6	15.09
S2-T800-S2	0.153/0.185	2075	0.468	209.9	9.755
S2-T800-T300	0.145/0.18	2510	0.427	280	13.83
T300-S2-T300	0.12/0.136	2075	0.407	183	9.77
T300-S2-T800	0.121/0.138	2185	0.408	202.9	10.84
T300-T800-S2	0.153/0.185	1955	0.429	170.9	9.03
T300-T800-T300	0.14/0.162	2200	0.397	200	11.08
T800-S2-T300	0.117/0.132	2015	0.406	171.5	9.21
T800-S2-T800	0.121/0.136	2125	0.406	191	10.26
T800-T300-S2	0.143/0.185	1870	0.429	156	8.26
T800-T300-T800	0.131/0.155	2250	0.397	209	11.59

Tabla 3: Resultados de los parámetros característicos de todos los estudios

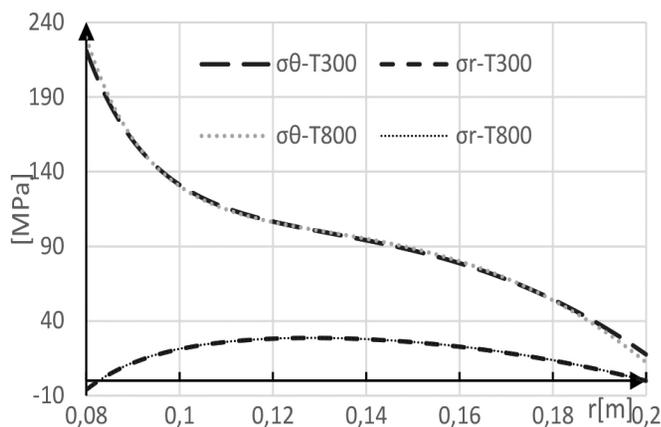


Figura 3: Evolución del esfuerzo radial y circunferencial para las siguientes configuraciones de material: T300-2500 y T800H-2500

4. RESULTADOS DE LA COMPARATIVA

En esta sección, se mostrarán los resultados obtenidos en la investigación (Tabla 3), y luego se remarcarán los datos más importantes e interesantes de los valores obtenidos en la comparación:

- X1: capacidad de energía
- X2: densidad de energía
- rm1 / rm2: radio exterior de los anillos compuestos para los casos de dos y tres capas.
- I: Inercia del rotor

De los resultados obtenidos se puede destacar algunas apreciaciones importantes:

- En términos de energía almacenada, considerando que la comparación se basa en los mismos criterios de volumen, la mejor configuración es Ti-6Al-4V.
- En el segundo caso de estudio, es importante destacar la diferencia entre la capacidad de energía para la configuración T300 y T800. Observando las propiedades del material de los materiales compuestos usados mostrados en la Tabla 3, a priori sería factible pensar que T800 exhibirá mejores propiedades técnicas del rotor que el material T300, ya que presenta mejores propiedades del material, excepto la resistencia en la dirección de la fibra perpendicular. Para encontrar la causa de esta diferencia, se analizarán dos configuraciones a la misma velocidad angular, y luego estudiaremos cómo evolucionan las tensiones y el factor de falla.

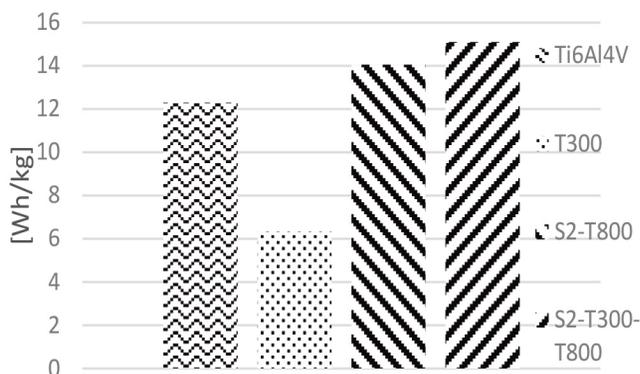


Figura 4: Gráfico de barras de la densidad de energía para las mejores configuraciones en cada configuración

La Figura 3 muestra la evolución de las tensiones y se puede observar que ambos casos presentan resultados similares.

Teniendo en cuenta los resultados anteriores, entonces se analizará el factor de falla. Para comenzar el análisis, el criterio de Tsai-Wu se mostrará particularizado para el presente caso de estudio (20).

$$(F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2) \cdot n + (F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2) \cdot n^2 = 1 \quad (28)$$

Ahora, esta ecuación se dividirá en tres sumandos:

$$(F_1\sigma_1 n + F_{11}\sigma_1^2 n^2) + (F_2\sigma_2 n + F_{22}\sigma_2^2 n^2) + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 \cdot n^2 = 1 \quad (29)$$

En la última expresión, los tres términos se denominarán:

$$\text{Término circunferencial} = (F_1\sigma_1 n + F_{11}\sigma_1^2 n^2)$$

$$\text{Término Radial} = (F_2\sigma_2 n + F_{22}\sigma_2^2 n^2)$$

$$\text{Término mixto} = 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 \cdot n^2$$

La Figura 4 muestra la evolución del criterio Tsai-Wu, teniendo en cuenta los tres términos definidos anteriormente. Observando esta figura podemos ver, para la misma velocidad angular, que el término de factor de falla radial es más alto en T800 que en la configuración T300. Teniendo en cuenta que las tensiones radiales tienen el mismo valor aproximadamente, la diferencia en el término radial debe corresponderse con el valor de las constantes F_2 y F_{22} . Estas constantes tendrán un valor diferente dependiendo de la dirección de la fuerza en la fibra perpendicular (24-25). Se puede concluir que la diferencia entre ambas configuraciones es causada por la peor resistencia radial.

La figura anterior también demuestra un aspecto importante en el diseño de rotores fabricados con material compuesto procesado por devanado de filamentos, y es el hecho de que las tensiones radiales son el punto crítico del diseño. La principal limitación de los compuestos es su gran diferencia en términos de resistencia, en la dirección de la fibra paralela y perpendicular. Esta limitación afecta directamente a la capacidad energética de este tipo de rotores, aunque de todos modos los rotores actuales los que utilizan este tipo de material son los que mejores resultados obtienen.

- Otro aspecto que es importante destacar en los resultados comparativos, es el buen resultado de las configuraciones de múltiples capas. Esto se puede observar si se comparan los resultados de las siguientes configuraciones: S2, S2-T300 y S2-T300-T800, en las que existe una tendencia creciente en la capacidad de energía a medida que aumenta el número de capas. Sin embargo, la implementación de configuraciones multicapa no tiene por qué ofrecer mejores resultados en ningún caso. Se puede observar un ejemplo de esto si se comparan los resultados de las configuraciones S2-T800 y S2-T800-S2 que se muestran en la Tabla 3, el primero obtiene mejores resultados que el segundo. Este último hecho introduce un aspecto importante a considerar en el diseño de rotor multicapa, y es el orden de las capas. Para demostrar fácilmente la importancia del orden de las capas, simplemente analice la capacidad de energía de las

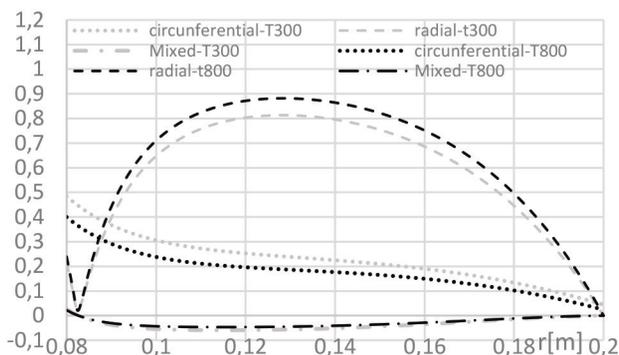


Figura 5: Evolución del criterio Tsai-Wu para las siguientes configuraciones de materiales: T300-2500 y T800H-

configuraciones S2-T300-T800 y T800-T300-S2 que se muestran en la Tabla 3, que usan los mismos materiales pero con un orden inverso de capas y pueden observar que primero obtiene resultados más altos que el segundo. Si se compara más configuraciones que usan las mismas capas de material pero en orden inverso, y considerando el valor de las propiedades mecánicas del material, se puede concluir que cuando se diseña un rotor multicapa, los materiales con mayor rigidez radial deben colocarse en el radio del rotor interno y desde allí usará materiales con una tendencia decreciente de rigidez radial.

- Finalmente, en los comentarios de resultados comparativos, se analizará el parámetro correspondiente a la densidad de energía. Para eso, para cada caso de estudio, las configuraciones con mejores resultados en esta variable se seleccionarán para hacer un gráfico de barras. (Figura 5). En esta figura, se puede observar que los mejores resultados se obtienen mediante tres configuraciones de capas compuestas, mientras que la configuración con solo una capa de compuesto obtiene el peor resultado. Además, es importante destacar los buenos resultados de la configuración de titanio, aunque es difícil pensar que un diseño real de FES utiliza este material para fabricar el rotor.

5. CONCLUSIONES

Teniendo en cuenta los resultados comparativos, se puede concluir:

- La elección de configuraciones de rotor hechas de materiales compuestos es útil en aplicaciones móviles en las que el peso es un factor importante como: automóviles, autobuses o satélites, porque este tipo de material presenta mejores valores de densidad de energía, como se puede ver en la Tabla 3.
- La selección de configuraciones de rotor hechas de metales es útil en aplicaciones en las que el objetivo es almacenar la cantidad máxima de energía para un volumen específico y el peso no es importante. En otras palabras, este tipo de configuración es apropiada para aplicaciones estáticas, por ejemplo, la red eléctrica.
- En el diseño del rotor compuesto es recomendable, y en algunos casos necesario, el uso de configuraciones multicapa con el objetivo de maximizar la capacidad de energía para un volumen igual.

Teniendo en cuenta los resultados de esta comparación, es importante señalar que el posible futuro de esta tecnología está asociado con el descubrimiento de nuevos materiales que presentan

una alta relación entre resistencia y densidad. En el caso particular de los materiales compuestos, sería interesante encontrar maneras de aumentar el valor de la resistencia de la fibra en la dirección perpendicular, ya que se ha demostrado a lo largo de este texto que este parámetro limita la velocidad angular máxima (asociada directamente con el rendimiento como se muestra en ecuación (1)) para mejorar el rendimiento del FES.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. M. Mousavi G, F. Faraji, A. Majazi, and K. Al-Haddad, "A comprehensive review of Flywheel Energy Storage System technology," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 477-490, Jan. 2017.
- [2] M. Amiryar and K. Pullen, "A Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and Their Applications," *Applied Sciences*, vol. 7, no. 3, p. 286, Mar. 2017.
- [3] A. A. K. Arani, H. Karami, G. B. Gharehpetian, and M. S. A. Hejazi, "Review of Flywheel Energy Storage Systems structures and applications in power systems and microgrids," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 69, pp. 9-18, 2017.
- [4] B. Bolund, H. Bernhoff, and M. Leijon, "Flywheel energy and power storage systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 2, pp. 235-258, 2007
- [5] A. Rupp, H. Baier, P. Mertiny, and M. Secanell, "Analysis of a flywheel energy storage system for light rail transit," *Energy*, vol. 107, pp. 625-638, Jul. 2016.
- [6] F. Zhang, M. Tokombayev, Y. Song and G. Gross, "Effective flywheel energy storage (FES) offer strategies for frequency regulation service provision," 2014 Power Systems Computation Conference, Wroclaw, 2014, pp. 1-7.
- [7] B. Abdi, A. Alimardani, R. Ghasemi and S. Mirtalaei, "Energy Storage Selection for LEO Satellites", *International Journal of Machine Learning and Computing*, pp. 287-290, 2013.
- [8] B. Bolund, H. Bernhoff, and M. Leijon, "Flywheel energy and power storage systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 2, pp. 235-258, 2007.
- [9] Dhand, A. & Pullen, K. 2015, "Review of battery electric vehicle propulsion systems incorporating flywheel energy storage", *International Journal of Automotive Technology*, vol. 16, no. 3, pp. 487-500.
- [10] R. Zhang, Q. Wen, W. Qian, D. Su, Q. Zhang and F. Wei, "Superstrong Ultralong Carbon Nanotubes for Mechanical Energy Storage", *Advanced Materials*, vol. 23, no. 30, pp. 3387-3391, 2011.
- [11] D. Bender, "Chapter 10 - Flywheels A2 - Letcher, Trevor M. BT - Storing Energy," Oxford: Elsevier, 2016, pp. 183-201
- [12] L. Ripoll Masferrer, "Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos", Doctorado, Universitat Politècnica de Catalunya, 2005
- [13] Pérez-Aparicio, J. L., & Ripoll, L. (2011). Exact, integrated and complete solutions for composite flywheels. *Composite Structures*, 93(5), 1404-1415
- [14] Genta G.; *Kinetics Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems*; London: Butterworths & Co., Ltd 1985.
- [15] Wen, S. (2014). Analysis of maximum radial stress location of composite energy storage flywheel rotor. *Archive of Applied Mechanics*, 84(7), 1007-1013.
- [16] L. Jiang, W. Zhang, G. Ma and C. Wu, "Shape optimization of energy storage flywheel rotor", *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 55, no. 2, pp. 739-750, 2016.
- [17] S. Bankston and C. Mo, "Geometry Modification of Flywheels and its Effect on Energy Storage", *Energy Research Journal*, vol. 6, no. 2, pp. 54-63, 2015
- [18] S. Kyu Ha, D.-J. Kim, and T.-H. Sung, "Optimum design of multi-ring composite flywheel rotor using a modified generalized plane strain assumption," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 43, no. 4, pp. 993-1007, 2001.
- [19] "Online Materials Information Resource - MatWeb", *Matweb.com*, 2017. [Online]. Available: <http://www.matweb.com>.
- [20] SOLID EDGE. 3DS, 2016.