



## 8º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Cusco, 23 a 25 de Octubre de 2007

### ANÁLISIS DE LA AVERÍA POR CALENTAMIENTO DEL MULTIPLICADOR DE LA BOMBA DEL SISTEMA CONTRA INCENDIOS DE LA CTE “CARLOS M. DE CÉSPEDES”

Goytisol Espinosa R. A.\*, Fernández Martínez F.\*, García Rodríguez I.\*\*.

**Filiación:** \* Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.

E-mail: [ragoyti@ucf.edu.cu](mailto:ragoyti@ucf.edu.cu)

[ragoyti06@yahoo.es](mailto:ragoyti06@yahoo.es)

\*\* Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”

#### RESUMEN

En el artículo, se presentan los resultados de una investigación conjunta realizada entre la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” y la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes” con vistas a esclarecer las causas de la avería por calentamiento producida en el multiplicador de la bomba de agua del Sistema de Protección contra Incendios de la CTE “Carlos M. de Céspedes”. En el trabajo se realiza una evaluación del sistema de lubricación y el balance térmico del multiplicador, donde se detectan toda una serie de insuficiencias de diseño del mismo que conducen a que el calor generado durante su explotación sea excesivamente grande, la temperatura de equilibrio térmico del sistema muy elevada y las dimensiones reales de la carcasa insuficientes para disipar el calor.

**PALABRAS CLAVE:** Multiplicador de engranajes, avería por calentamiento, lubricación de engranajes, balance térmico.

## INTRODUCCIÓN

La introducción de la quema de Crudo Cubano en la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes” de Cienfuegos en el año 2002 impuso nuevos cambios en el Sistema de Protección contra Incendios de toda la Planta. Se aumentaron las redes de agua y de espuma, se habilitaron tres anillos de agua de enfriamiento en cada uno de los tanques de combustibles de 10 000 m<sup>3</sup> y se aumentaron las cantidades de hidrantes. Producto de todos estos cambios, las bombas originales del sistema quedaron obsoletas, pues según el estudio realizado por la APCI (Agencia de Protección Contra Incendios) se requerían dos bombas de 155 l/s, con una carga de 150 m de agua cada una. Por razones de confiabilidad del sistema de bombeo, una de estas bombas debía estar movida por un motor eléctrico y la otra por un motor Diesel de combustión interna.

Los Proyectos Hidráulicos, Mecánicos y Eléctricos fueron realizados por los técnicos de la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Las bombas con sus motores y pizarras de control fueron suministradas por una firma extranjera con filial en La Habana. El montaje y las pruebas de la instalación se realizaron igualmente por los especialistas de la Central Termoeléctrica en presencia de los representantes de la Firma Suministradora. La bomba accionada por motor eléctrico pasó la etapa de prueba inicial sin dificultades, no siendo así con la bomba accionada con motor Diesel en la cual la situación fue diferente. El motor Diesel es de 8 cilindros en V con velocidad nominal de giro de 2 500 r.p.m. y la bomba tiene especificada una velocidad nominal de giro a 3 575 r.p.m. Esta diferencia de velocidades obligó a los suministradores a incorporar un multiplicador de velocidad con relación de transmisión

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2\,500}{3\,575} = 0,7 \quad (1)$$

Durante las pruebas realizadas a la instalación se observó una elevación considerable de la temperatura de la pared del multiplicador y se produjo escape del aceite del mismo hacia el exterior unido con vapores del lubricante. Con posterioridad a las corridas de prueba se realizó el desarme del mismo observándose daños en los sellos, rodamientos y en el lubricante. Ante esta situación problemática y teniendo en cuenta que la instalación se encontraba en garantía se inició una investigación conjunta entre la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes” y la Facultad de Mecánica de la Universidad “Carlos Rafael Rodríguez”, cuyo objetivo fue:

- Analizar las causas del calentamiento excesivo del Multiplicador de la Bomba de Agua del Sistema Contra Incendios de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes”, para fundamentar la reclamación a la Firma Suministradora.

## DESARROLLO

- Resultados de las corridas de prueba.

Durante las primeras corridas de prueba de la bomba accionada por motor Diesel, la pared del multiplicador llegó a alcanzar una temperatura de 200 °C en una hora de trabajo continuo y se produjo escape del aceite del mismo hacia el exterior unido con vapores del lubricante. Con posterioridad a esta corrida se procedió a desarmar la parte de salida del multiplicador la cual incluye el árbol de salida con sus sellos y rodamientos y la rueda conducida del multiplicador. En la inspección se detectaron los siguientes daños por las altas temperaturas alcanzadas:

1. Dañados los dos sellos del árbol de salida del multiplicador.
2. Cambio de coloración de los dos rodamientos del árbol de salida.
3. Grasa de lubricación de los rodamientos quemada.

En la inspección se comprobó además que la rueda conductora con sus rodamientos y ejes no sufrieron daños por las altas temperaturas. Con posterioridad a los daños ocurridos la firma suministradora evaluó la situación y recomendó un nuevo aceite y nueva grasa, las especificaciones de las mismas son las siguientes:

Aceite: EPX 80WX/90

API GL - 5

Grasa: CASTROL LMX

Se realizó entonces una nueva corrida de prueba. En esta ocasión no se presentaron los daños anteriores, pero evidentemente no se resolvió el problema del calentamiento del multiplicador, ya que la temperatura se elevó en esta ocasión a 127 °C en sólo 50 minutos de operación continua por lo que se concluyó que el mismo no puede operar continuamente mas de una hora, sin que se eleve excesivamente la temperatura del aceite, lo que no garantiza una adecuada confiabilidad del Sistema contra Incendios, el cual debe tener máxima confiabilidad y siempre estar en Plena Disposición Técnica.

El aceite utilizado en las primeras corridas de pruebas SAE 90 API GL-1 no es el idóneo para nuestras condiciones climáticas. Para condiciones de trabajo como las que se analizan, en las que predominan altas cargas con altas

velocidades de rotación y una alta temperatura ambiente la API recomienda aceites GL - 5 y GL - 6. Evidentemente la firma suministradora se percató de esto y suministró para la segunda corrida de prueba el aceite GL - 5 lo que no resolvió el problema de las altas temperaturas.

- Estimación de la temperatura de equilibrio del multiplicador.

Las pérdidas de potencia de un multiplicador o reductor de velocidad se transforman en calor. Esta cantidad de calor que se genera en el interior del multiplicador aumenta la temperatura de sus diferentes componentes. A medida que esto sucede se establece un gradiente de temperatura entre el sistema y el ambiente que permite transferir parte del calor hacia el exterior por convección y radiación. En la medida que la temperatura del sistema se continúa elevando, el gradiente se hace mayor y la capacidad de transferir el calor hacia el exterior se eleva. Este proceso de elevación de la temperatura del sistema continúa hasta que se alcance un gradiente de temperatura  $\Delta T_e$  correspondiente al equilibrio térmico capaz de transferir al exterior todo el calor que se genera, donde:

$$\Delta T_e = T_e - T_a \quad (^\circ\text{C}) \quad (1)$$

Durante la prueba de un multiplicador o reductor de velocidad conviene estimar la temperatura de equilibrio sin necesidad de exponer al sistema a posibles deterioros por elevación indiscriminada de la temperatura, la cual, si el multiplicador está mal diseñado o mal seleccionado puede alcanzar valores del orden de cientos de grados Celsius. Para estimar la temperatura de equilibrio se empleó el procedimiento descrito en la referencia [1]. La temperatura de equilibrio se puede estimar sobre la base de las mediciones de temperatura del sistema en períodos cortos de tiempo. Se necesita medir la temperatura en tres momentos de tiempo:  $t_1, t_2, t_3$ , los cuales tienen que estar separados entre sí intervalos iguales de tiempo  $H$ , (ver Fig. 1) y la temperatura de equilibrio se puede estimar entonces por la siguiente ecuación:

$$T_e = T_3 + \frac{R_2^2}{R_1 - R_2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (2)$$

Donde:

$$R_1 = T_2 - T_1 \quad (^\circ\text{C}) \quad (3)$$

$$R_2 = T_3 - T_2 \quad (^\circ\text{C}) \quad (4)$$

Este proceso se hace necesario repetirlo durante varias veces para poder obtener una temperatura de equilibrio estimada media, pues con una o con pocas mediciones los pequeños errores en la medición de las temperaturas inciden significativamente. Esta temperatura de equilibrio se alcanza realmente después de un tiempo mas o menos prolongado de operación. Este procedimiento permite estimarla después de períodos cortos de prueba y tomar entonces con los resultados las decisiones correspondientes. En el caso analizado la Temperatura Media de equilibrio estimada por este procedimiento resultó ser:  $T_e = 551,8^\circ\text{C}$ . Como se aprecia la generación de calor es tan grande que la temperatura se estabilizaría en un límite inadmisibile.ç

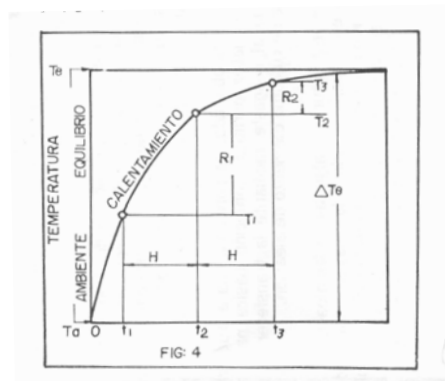


Fig. 1 Estimación de la temperatura de equilibrio

- Evaluación del procedimiento de lubricación.

Existen dos procedimientos de lubricación de engranajes de reductores y multiplicadores de velocidad [2]:

1. Por inmersión que sólo es aplicable a velocidades periféricas menores que  $V < 12$  m/s y consiste en sumergir las ruedas en un baño de aceite. A una velocidad mayor, el aceite es lanzado por la fuerza centrífuga y el engranaje funciona con insuficiencia de lubricante.
2. Por chorro que debe aplicarse cuando las velocidades periféricas son mayores de  $V > 12$  m/s y consiste en el suministro de aceite a la zona de engranaje a través de una tobera especial desde una bomba provista de dispositivos para la filtración, refrigeración, y regulación de aceite. Para  $V > 20$  m/s el aceite se entrega a los dientes de cada rueda por separado, puesto que en caso contrario empeoran las condiciones de trabajo del engranaje.

El diámetro primitivo de la rueda motriz es  $D_{\text{prim } 1} = 0,25$  m y su velocidad angular es  $n_1 = 2\ 500$  r.p.m., de donde la velocidad periférica de las ruedas del multiplicador es  $V = 32,7$  m/s. En el caso analizado la lubricación es por inmersión y si se analiza que la velocidad periférica de las ruedas es  $V = 32,7$  m/s es evidente que el procedimiento de lubricación por inmersión es inadecuado.

- Evaluación del volumen de lubricante.

Según la literatura [2]: la capacidad del baño de aceite debe ser calculada de modo que por cada 1 kW de potencia a transmitir se emplee de 0,35 a 0,7 litro de aceite. Conociendo que la potencia nominal es:  $N = 297,45$  kW Entonces el volumen mínimo de lubricante a emplear debería ser 104 l y el máximo 208 l. El volumen de aceite real en el multiplicador de acuerdo a las dimensiones de la carcasa es sólo de 10 l. El volumen de aceite utilizado es extremadamente insuficiente para la potencia que transmite el multiplicador y para la cantidad de calor que se debe generar para dicha potencia.

- Evaluación del nivel del lubricante.

Según [2] la profundidad de inmersión de las ruedas de gran velocidad debe ser de hasta 0,7 de la altura del diente y no menor de 10 mm y en este caso el nivel de aceite especificado por la Firma Suministradora es el nivel correspondiente al centro de la rueda conducida, lo cual es excesivo y lejos de beneficiar la lubricación aumenta las pérdidas por batimiento y la generación de calor.

- Análisis de la capacidad de disipación de calor del Multiplicador. Balance Térmico.

A pesar de las insuficiencias en la selección del sistema de lubricación, que afectan la magnitud de las pérdidas, elevan la generación de calor y disminuyen el rendimiento mecánico afectando la economía de la instalación, el multiplicador podría estar diseñado de manera que su capacidad de disipación de calor fuera lo suficientemente grande como para evacuar al exterior todo el calor generado y mantener una temperatura razonable en el aceite. Se evaluará a continuación la capacidad de disipación del calor por parte del multiplicador.

- Cálculo de las pérdidas de potencia y del coeficiente de rendimiento.

Las pérdidas totales de potencia y el rendimiento en una transmisión por engranaje en general son [2, 3, 4, 5, 6, 7]:

- a) Las pérdidas por rozamiento en los engranes.
- b) Las pérdidas por agitación y salpicaduras del aceite.
- c) Las pérdidas por rozamiento en los cojinetes.

$$P_T = P_{\text{eng.}} + P_{\text{ag.}} + P_{\text{coj.}} \quad (\text{kW}) \quad (5)$$

Para las transmisiones por engranaje el coeficiente de rendimiento se calcula por la expresión siguiente:

$$\eta = \frac{N}{N + P_T} \quad (6)$$

Las pérdidas por engranamiento son causadas por las fuerzas de rozamiento entre los dientes. Las fuerzas de rozamiento se acrecientan al agravarse la aspereza de la superficie, al reducirse la viscosidad del aceite y la velocidad. La influencia de estos factores en la fuerza de rozamiento está relacionada en grado considerable con su influencia sobre la capacidad portante de la cuña de aceite entre los dientes. El valor de dichas pérdidas se puede calcular como:

$$P_{\text{eng}} = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{2} \left[ \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right] N \quad (\text{kW}) \quad (7)$$

El coeficiente de fricción entre los dientes se calculó por la expresión dada por Fuentes [8]. Sustituyendo los valores de los parámetros calculados para el multiplicador se obtuvo:

$$P_{eng} = 19,97 \text{ kW}$$

Las pérdidas por agitación son tanto mayores cuanto mayor sea la velocidad periférica, la anchura de la rueda, la viscosidad del aceite y el número sumario de dientes de las ruedas y se determinan por la fórmula siguiente:

$$P_{ag.} = 0,00021 \cdot V \cdot B \sqrt{\mu \cdot V \frac{200}{Z_1 + Z_2}} \quad (\text{kW}) \quad (8)$$

Sustituyendo valores se obtuvo:

$$P_{ag.} = 0,414 \text{ CV} = 0,3 \text{ kW}$$

Las pérdidas en los cojinetes tienen lugar por el rozamiento de los 4 rodamientos de rodillos, dos en el árbol de la rueda conductora y dos en el de la conducida. Las pérdidas por rozamiento de todos estos rodamientos se determinan por la fórmula [2]:

$$P_{coj.} = 7 \cdot 10^{-6} Q \cdot f_c \cdot d \cdot n \quad (\text{kW}) \quad (9)$$

El total de las pérdidas en los cojinetes se calcula como el total de la suma de cada uno de ellas.

$$P_{Tcoj} = 2 \cdot P_{coj. \text{ sup.}} + 2 \cdot P_{coj. \text{ inf}} \quad (\text{kW}) \quad (10)$$

Calculando para los datos del multiplicador.

$$P_{T.coj.} = 0,42 \text{ kW}$$

Una vez conocido el valor de cada una de las pérdidas se puede calcular la pérdida total en el multiplicador. Sustituyendo los valores en la expresión (5) se obtiene

:

$$P_T = 17,97 + 0,3 + 0,42 = 18,69 \text{ kW}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la expresión (6) obtenemos:

$$\eta = \frac{297,45}{297,45 + 18,69} = 0,94$$

El cual es un rendimiento bajo para un multiplicador de simple paso.

- Balance térmico del multiplicador.

La cantidad de calor que se genera en el interior del multiplicador se puede calcular por la expresión [2]:

$$Q_g = 632 \cdot P_T \quad (\text{kcal/h}) \quad (11)$$

$$Q_g = 35\,653 \text{ kcal/h} = 18,69 \text{ kW} = 18\,690 \text{ W}$$

Como se observa de los resultados obtenidos de los cálculos tienen lugar considerables pérdidas de potencia acompañada de abundante desprendimiento de calor. El calor generado en el interior del multiplicador debe ser menor o al menos igual que el calor que puede transferir la superficie de la armazón del mismo al medio ambiente a una temperatura determinada, para evitar el calentamiento del mismo, de no ser esto posible puede traer como consecuencia el deterioro de la transmisión [2, 6]:

El traspaso de calor desde la carcasa del multiplicador hacia el aire ocurre mediante dos procesos clásicos de transferencia de calor:

- Por convección libre
- Por radiación

El coeficiente sumario de termotransferencia desde la pared del multiplicador al aire es igual a la suma de los coeficientes de traspaso por convección y radiación. Calculando estos coeficientes según las ecuaciones clásicas de

la transferencia de calor [9, 10, 11, 12, 13, 14] se obtuvo el coeficiente total de transferencia de calor se tiene entonces que:

$$K_t = 14,15 \text{ W/m}^2 \times ^\circ\text{C} \quad (12)$$

Este valor concuerda con bastante exactitud a los valores publicados en la literatura de engranajes [1, 2, 6], dados específicamente para el balance térmico de transmisiones por engranajes.

Para lograr disipar todo el calor generado en el interior del multiplicador, el área de su superficie de disipación debe ser [2]:

$$A = \frac{Q_g}{K_t \times \Delta T} \quad (\text{m}^2) \quad (13)$$

$$A = \frac{18690}{14,15 \times (80 - 35)} = 29,35 \text{ m}^2$$

El área real de transferencia de calor del multiplicador, se obtiene sumando todas las superficies que pueden transferir calor al medio, de donde se obtuvo.

$$A_{\text{real}} = 1,2 \text{ m}^2$$

El área real es casi 25 veces más pequeña que el área necesaria para disipar el calor.

## CONCLUSIONES

Como conclusiones del trabajo se pudo establecer que: Las causas del calentamiento excesivo del Multiplicador de la Bomba de Agua del Sistema Contra Incendios de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” son:

1. El Sistema de Lubricación del Multiplicador está erróneamente seleccionado ya que para la velocidad periférica de las ruedas del mismo se debe emplear lubricación por circulación con suministro de aceite por chorros independientes para cada rueda y se empleó en el mismo lubricación por inmersión.
2. La cantidad de aceite en el interior del Multiplicador necesaria para absorber todo el calor que se genera en función de la potencia del mismo es extremadamente insuficiente y el nivel de aceite es excesivo, aun cuando se pudiera emplear la lubricación por inmersión.
3. El área de la carcasa del Multiplicador es extremadamente pequeña para disipar el calor que se genera en el mismo y resulta prácticamente imposible de resolver esta situación ni siquiera colocando aletas de transferencia o colocando un ventilador directamente en su eje para elevar la disipación de calor mediante la elevación del coeficiente de termotransferencia. La alternativa incluso de colocar un sistema externo de enfriamiento del aceite con un enfriador externo es complicada pues todos los agregados tendrían que ser accionados desde el mismo eje del motor Diesel y los requerimientos de diseño de ese sistema no son simples dada la gran cantidad de calor a disipar. Esto reduciría sensiblemente la confiabilidad de la bomba que en el caso de los sistemas contra Incendios debe ser elevada.

## REFERENCIAS

1. Goytisolo R, Moya J. *Determinación experimental de la eficiencia en reductores de engranajes*. Revista Tecnología, Serie: Construcción de Maquinarias. Año 3, 1978.
2. Dobrovolski V, Zablonski K, Mak S, Radchik A, Erlij L. *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial MIR, 1970, 688p.
3. Aneiros P. *Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas*. La Habana: Editora Pueblo y Educación, 1986, 548p.
4. Dudley W. D. *Gear Handbook the Design Manufacture and Application of Gears*. Massachusetts: McGraw-Hill Book Company, 1962, 980p.
5. Orlov P. *Ingeniería de Diseño*, tomo I. Moscú: Editorial MIR, 1985, 506p
6. Reshetov D. *Elementos de Máquinas*. Ciudad de la Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985, 829p.
7. Ivanov M. N. *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial Vizcaya Schkola, 1991, 382 p.

8. Fuentes, A. *Influencia de los parámetros geométricos y de funcionamiento en el régimen de lubricación de engranajes cilíndricos*. Memorias del III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. CIDIM.-- Ciudad de la Habana, Cuba. 1997.
9. Isachenko V. *Transmisión de Calor*, Tomos I y II. La Habana: Editora Pueblo y Educación, 1984, 566p.
10. Kern D. Q. (1975) *Procesos de Transferencia de Calor*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 980p.
11. Krasnoschiokov A. E, Sukomiel S.A. *Problemas de Termo Transferencia*. Moscú: Editorial MIR,1986, 327p.
12. McAdams H. W. *Transmisión de Calor*. La Habana: Editorial Ciencia y Técnica, 1970, 557p.
13. Mijeev M. A, Mijeeva M. I. *Fundamentos de Termo Transferencia*. Rumania: Editorial MIR, 1979, 375p.
14. Pavlov F. K, Romanov G. P, Noskov A. A. *Problemas y Ejemplos para el Curso de Operaciones Básicas y Aparatos en Tecnología Química*. Moscú: Editorial MIR, 1981, 610p.

## UNIDADES Y NOMENCLATURA.

$\Delta T_e$	diferencia de temperaturas entre el aceite en el interior del reductor y el ambiente en (°C).
$T_e$	temperatura de equilibrio en (°C).
$T_a$	temperatura ambiente en (°C).
$T_1, T_2$ y $T_3$	temperaturas en el multiplicador en (°C) para los instantes de tiempo $t_1, t_2$ y $t_3$ igualmente espaciados en la magnitud (H) en horas.
$P_T$	pérdidas totales en (kW)
$P_{eng.}$	pérdidas en el engranaje en (kW)
$P_{ag}$	pérdidas por agitación en (kW)
$P_T$	pérdidas en los cojinetes en (kW)
$N$	potencia transmitida por el multiplicador en (kW)
$\varepsilon$	coeficiente de recubrimiento (adimensional)
$f$	coeficiente de fricción entre los dientes (adimensional)
$Z_1$ y $Z_2$	número de dientes de la rueda conductora y rueda conducida respectivamente (adimensionales).
$V$	velocidad periférica (m/s)
$B$	ancho de la rueda conductora (cm)
$\mu$	viscosidad cinemática del aceite (cSt)
$Q$	carga radial sobre los cojinetes (kgf)
$f$	coeficiente de fricción del cojinete reducido respecto al árbol (adimensional)
$d$	diámetro nominal del rodamiento (mm)
$n$	número de revoluciones por minutos del cojinete (r.p.m.)
$Q_g$	calor generado en el multiplicador en W.
$K_t$	coeficiente total de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot ^\circ C$
$\Delta t$	diferencia de temperatura entre el aceite del multiplicador y el ambiente exterior (°C).
$A$	área requerida de transferencia de calor ( $m^2$ ).
$A_{real}$	área real de transferencia de calor ( $m^2$ ).

Create. Make social videos in an instant: use custom templates to tell the right story for your business. For Hire. Post jobs, find pros, and collaborate commission-free in our professional marketplace. Enterprise. Get your team aligned with all the tools you need on one secure, reliable video platform. Stock. Browse and buy exceptional, royalty-free stock clips, handpicked by the best. Determinación de las propiedades mecánicas de láminas de metal expandido. R Sánchez, C Graciano. Memorias del Séptimo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, 175, 2005. 18. 2005. Patch loading resistance of longitudinally stiffened girders: A systematic review. C Graciano. Thin-Walled Structures 95, 1-6, 2015. 15. Congreso Iberoamericana de Ingeniería Mecánica 2016. Activity: Participating in or organising an event types - Participation in conference. Jonathan Richir (Presented paper), Sylvie Gobert (Participant), Pierre Lejeune (Participant), Dr Gordon Watson (Participant), Philippe Grosjean (Participant), 13 Apr 2016. Congreso Iberoamericana de Ingeniería Mecánica 2016. Abbreviated title. CIBIM 2016. Duration. 13 Apr 2016 - City. Mons.