

**“SIMULACIÓN DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE
ELEMENTOS COMBUSTIBLES CAREM”**

**CARRERA: ESPECIALIZACIÓN EN REACTORES
NUCLEARES Y SU CICLO DE COMBUSTIBLE**

Alumno: Juan Pablo Frontera

Director: Alberto Martin Ghiselli

04/2013



UNSAM
UNIVERSIDAD
NACIONAL DE
SAN MARTÍN

Contenidos

RESUMEN	4
CAPITULO 1	5
1.1. <i>Introducción</i>	5
1.2. <i>Antecedentes</i>	5
1.3. <i>Objetivo</i>	6
CAPITULO 2	7
2.1. <i>Descripción general del reactor CAREM 25</i>	7
2.1.1. Tipo de elemento combustible.....	8
CAPITULO 3	12
3.1. <i>Introducción a las vibraciones inducidas por fluidos</i>	12
3.2. <i>Mecanismos de excitación de vibraciones</i>	13
3.2.1. Inestabilidad fluidoelástica	13
3.2.2. Desprendimiento de vórtices	14
3.2.3. Turbulencia	15
3.2.4. Resonancia acústica	15
CAPITULO 4	16
4.1. <i>Modelado del elemento combustible</i>	16
4.1.1. Obtención de la masa asociada	17
4.1.2. Amortiguamiento de la estructura.....	19
4.2. <i>Modelo de elementos finitos</i>	21
4.2.1. Modelado de una barra combustible.	21
4.2.2. Modelado de un elemento combustible.....	30
4.2.3. Respuesta para la firma del elemento combustible	36
4.2.4. Pasos a seguir para el desarrollo de la simulación.....	41
CONCLUSIONES.....	42

|

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 44

ANEXOS 45

Anexo 1 – Coeficientes de masa asociadas para distintos arreglos de tubos. 45

Anexo 2 – Ensayos para la obtención de las frecuencias naturales en aire y agua. 46

Resumen

Los Elementos Combustibles están sometidos en el núcleo del reactor a la acción de las fuerzas producidas por la circulación del fluido refrigerante y en el diseño de los mismos es necesario evaluar la respuesta dinámica que esos componentes tendrán frente a esas fuerzas de excitación.

Para evaluar la respuesta dinámica de un diseño de elemento combustible para el reactor CAREM frente a la circulación del agua de refrigeración del núcleo, se modela un elemento combustible empleando un código de cálculo que emplea la técnica de elementos finitos para la obtención de las frecuencias naturales de las barras combustibles y se evaluará la respuesta del mismo, empleando el mismo código de cálculo, frente a espectros de fuerza constante.

El trabajo propuesto comprende en primer término, el análisis del diseño del elemento combustible CAREM para establecer las características que debe tener el modelo a realizar, generar el modelo 3D del componente, obtener las características dinámicas del mismo y compararlas con los resultados experimentales disponibles.

Una vez completado el modelo, se aplicarán al mismo, espectros de fuerza que permitirán establecer la respuesta dinámica del elemento combustible.

Los resultados obtenidos serán comparados con los resultados experimentales que se cuenten al momento de realización del presente trabajo.

Capítulo 1

1.1. Introducción

En el diseño de elementos combustibles es necesario conocer las sollicitaciones dinámicas que se tienen en las barras por acción del flujo del refrigerante. La disponibilidad de esa información permite optimizar la distancia entre los separadores y encuadrar el diseño estructural dentro de los límites establecidos para mecanismos de falla por fatiga, desgaste, etc.

Desde el punto de vista de los ensayos hidrodinámicos, una estimación previa, mediante un modelo de elementos finitos, de las características vibratorias de las barras conduce a una mejor comprensión y caracterización más acertada de la estructura en estudio como así también una mejor elección de los puntos donde colocar la instrumentación que se empleará en los ensayos.

1.2. Antecedentes

La respuesta dinámica detallada de los elementos combustibles se obtiene hasta el momento a partir de los resultados de ensayos hidrodinámicos realizados en circuitos de ensayo preparados al efecto.

Por otra parte, existen en la literatura protocolos de cálculo con fórmulas semi-empíricas que permiten obtener una aproximación de la respuesta dinámica de las barras de un elemento combustible bajo determinadas condiciones y simplificaciones, siendo necesaria en todos los casos una validación de los resultados obtenidos con una campaña de ensayos.

Este tipo de estudio se ha llevado a cabo para los diseños de elementos combustibles destinados tanto a reactores de potencia como de investigación. Esta aproximación se repite para el caso de los diseños de elementos combustibles propuestos para el reactor CAREM que se encuentra en desarrollo al tiempo de realizar este trabajo, el que pretende ser un primer paso para obtener simulaciones más detalladas y completas que complementen los

|

resultados experimentales durante las etapas de desarrollo y calificación de los diseños.

1.3. Objetivo

El problema de la simulación dinámica de estructuras complejas como los elementos combustibles, presenta un elevado grado de complejidad dado por la cantidad de variables, en su mayoría aleatorias, que intervienen en el fenómeno, por lo que a los fines prácticos siempre va a ser necesario recurrir a los ensayos hidrodinámicos para poder completar y ajustar la respuesta dinámica del elemento combustible y realizar la calificación del mismo.

El objetivo del presente trabajo es obtener una primera aproximación para conocer los modos naturales de vibración de las barras combustibles y simular la respuesta dinámica de las mismas.

Capítulo 2

2.1. Descripción general del reactor CAREM 25

El diseño del reactor CAREM 25 está basado en un concepto de reactor integrado de agua liviana, que utiliza como combustible uranio levemente enriquecido.

Es un reactor de ciclo indirecto con un concepto simple, lo cual contribuye a obtener un alto nivel de seguridad. Sus características distintivas son:

- Sistema primario integrado.
- Refrigeración primaria por convección natural.
- Autopresurizado.
- Sistemas pasivos de seguridad.

El sistema primario integrado implica que todo el sistema de alta presión, que comprende al núcleo, los generadores de vapor, y el sistema de presurización, y los mecanismos de control están contenidos dentro del recipiente de presión del reactor.

El refrigerante del reactor circula por convección natural. Esta se produce por la diferencia entre la densidad del refrigerante en el camino ascendente, rama caliente, y la del camino descendente, rama fría, lo que provee la fuerza impulsora para la circulación.

La autopresurización del primario en el domo de vapor es el resultado del equilibrio termodinámico líquido - vapor, que tiene como consecuencias que la temperatura a la salida del núcleo corresponde a la temperatura de saturación a la presión del primario y las perturbaciones de presión resultan muy amortiguadas.

En los generadores de vapor el fluido secundario circula por el lado tubo de paso único y en contracorriente, entra en el estado de agua líquida y alcanza a la salida el estado de vapor sobrecalentado.

El núcleo del reactor tiene 61 elementos combustibles. Dichos elementos combustibles son de sección hexagonal y contienen 108 barras combustibles, 18 tubos guías para elementos absorbentes y un tubo de instrumentación.

El control de la reactividad del núcleo durante la operación normal se logra por medio de elementos absorbentes de neutrones y de venenos quemables.

Debido a la ausencia de boro durante la operación normal, el reactor está caracterizado por un coeficiente de realimentación por temperatura fuertemente negativo, que favorece la respuesta del reactor ante eventos transitorios y variaciones de carga.

Los mecanismos de control de reactividad se accionan hidráulicamente y están contenidos dentro del recipiente de presión, lo que constituye una de las innovaciones importantes en el desarrollo del concepto CAREM.

El reactor CAREM-25 tiene dos sistemas de extinción diferentes e independientes que permiten apagar y mantener el reactor en estado subcrítico. Estos sistemas son activados por el sistema de protección del reactor (SPR). El primer sistema de extinción se basa en el ingreso por gravedad al núcleo de elementos absorbentes de neutrones, barras con pastillas formadas por plata, indio y cadmio (Ag-In-Cd). El segundo sistema de extinción se basa en la inyección de agua borada al núcleo, también por acción de la gravedad.

El calor de decaimiento del núcleo, en el caso de una pérdida total de energía, se remueve por principios físicos pasivos (convección natural) a través del sistema de extracción de calor residual. Este sistema transfiere dicha energía a la piletta de supresión de presión.

Para hacer frente a improbables anomalías debidas a pérdidas de inventario de refrigerante, el reactor posee el sistema de inyección de emergencia que, vía energía almacenada, garantiza la correcta refrigeración del núcleo del reactor (este sistema tampoco requiere suministro de energía eléctrica).

A los efectos de proteger la integridad del recipiente de presión y de impedir su falla se dispone de un sistema de alivio de presión compuesto por tres válvulas de alivio con presiones de apertura escalonadas.

Para retener la eventual liberación de material radioactivo se cuenta con una contención del tipo supresión de presión. Su diseño es tal que luego de iniciado cualquier improbable accidente con pérdida de refrigerante, y sin ninguna acción externa, la presión en el interior de la misma se mantiene por debajo de la presión de diseño.

2.1.1. Tipo de elemento combustible

El núcleo propuesto para el reactor tiene 61 elementos combustibles, cada uno de los cuales está compuesto por 108 barras combustibles, 18 tubos guías (para guiar las barras de elementos absorbentes) y 1 tubo guía (para instrumentación).

En las Tablas I y II se muestran las principales características adoptadas en el diseño para una barra combustible y un tubo guía.

Tabla I. Características de una barra combustible.

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro exterior	ϕ_{ext}	0,009m
Espesor de la vaina	e	0,000625m
Modulo elástico (Zry-4)	E	9,7011x10 ¹⁰ N / m ²
Coefficiente de Poisson	μ	0,3
Masa de la barra (con material combustible)	P	0,881kg
Largo de la barra	L	1,602m

Tabla II. Características de un tubo guía.

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro exterior	ϕ_{ext}	0,012m
Espesor del tubo	e	0,0006m
Modulo elástico (Zry-4)	E	9,7011x10 ¹⁰ N / m ²
Coefficiente de Poisson	μ	0,3
Masa de la barra	P	0,2633kg
Largo de la barra	L	1,648m

El elemento combustible está constituido por una estructura primaria formada por una boquilla en la parte inferior, que se muestra en la Figura 2.1, a la cual se encuentran fijados los 19 tubos guías (18 para control y 1 de instrumentación) mediante una unión roscada con una tuerca de seguridad y un cajón superior al cual también se encuentran vinculados los tubos guías por medio de una tuerca, como se muestra en la Figura 2.2. La estructura del elemento combustible se completa con separadores elásticos que proveen el soporte a las 108 barras combustibles, los cuales se encuentran fijados a los tubos guía a distintas alturas de los mismos.

Las barras combustibles se vinculan a la estructura del elemento combustible a través de los separadores elásticos, en los cuales quedan fijadas mediante las fuerzas de fricción que se tienen en los puntos de apoyo que se generan en cada uno.

En la Figura 2.3 se muestra un elemento combustible completo y en la Figura 2.4, se presenta el arreglo de sección hexagonal de barras combustibles y tubos guía.

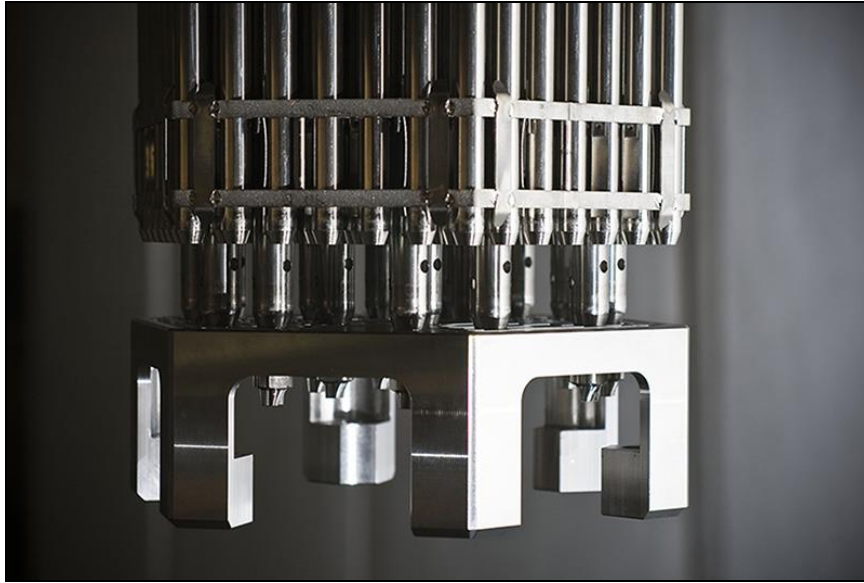


Figura 2.1. Boquilla del elemento combustible CAREM 25.

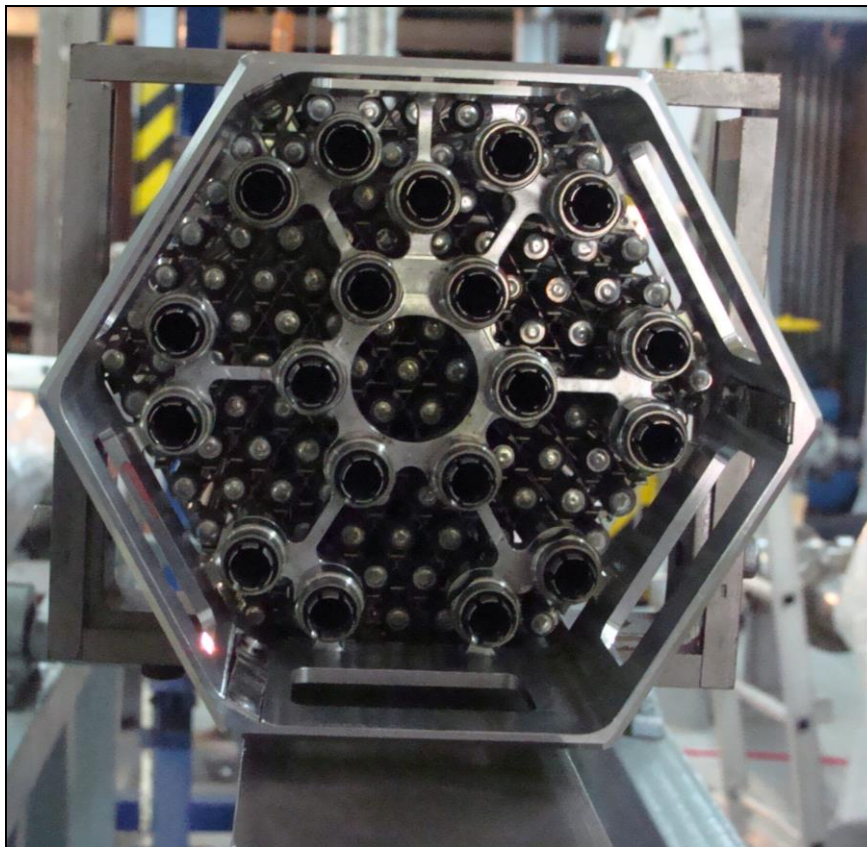


Figura 2.2. Cajón superior del elemento combustible CAREM 25.

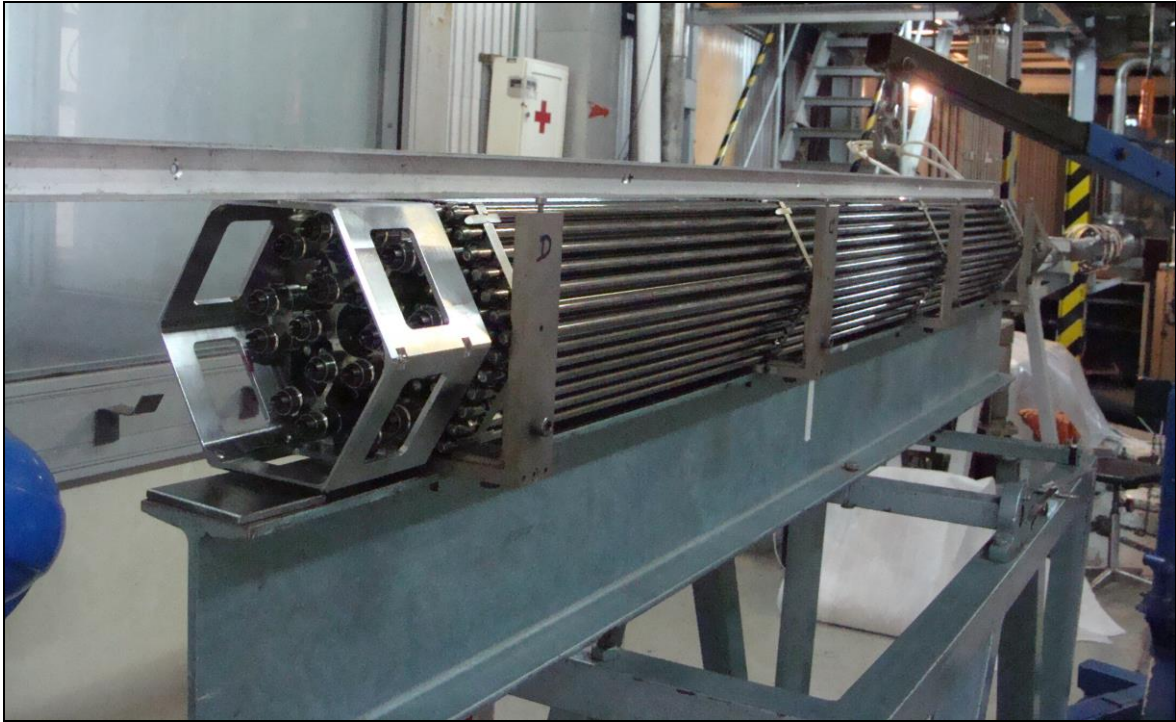


Figura 2.3. Conjunto del elemento combustible.

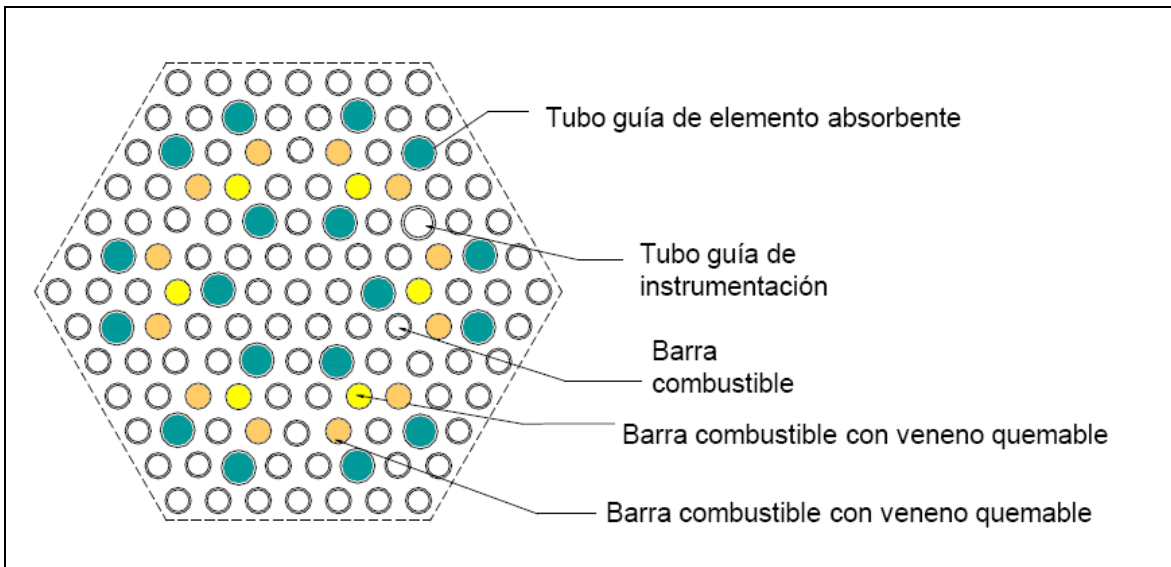


Figura 2.4. Distribución de barras combustibles

Capítulo 3

3.1. Introducción a las vibraciones inducidas por fluidos

El término “vibraciones inducidas por fluidos” es la expresión que se refiere a todos aquellos fenómenos asociados con la respuesta dinámica de una estructura que está sumergida en o que conduce un fluido.

En estas condiciones, la distribución de presiones que se generan sobre la estructura como consecuencia de la acción del fluido, resulta en una fuerza distribuida a la cual la estructura responderá dependiendo de sus características de inercia (masa), amortiguamiento y elasticidad (rigidez), lo que se puede expresar en forma sencilla considerando un solo grado de libertad como:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.1)$$

En distintas áreas de la ingeniería se encuentran elementos y componentes en el diseño de los cuales debe tenerse en cuenta la probabilidad de que estén sometidos a fenómenos de vibraciones inducidas por fluidos. Son ejemplos de estos fenómenos las estructuras sometidas a la acción viento como en el caso de los puentes, torres de alta tensión y chimeneas. También pueden soportar vibraciones de este tipo, las estructuras marinas para la explotación de petróleo costa afuera cuyos elementos de soporte se ven sometidos a la acción de las olas y corrientes marítimas. La acción del aire sobre la estructura y las superficies de comando de aviones y misiles también puede dar origen a vibraciones inducidas por la turbulencia y la conducción de fluidos en tuberías puede producir vibraciones excesivas de las mismas.

En el caso de las centrales nucleares, distintos componentes de las mismas pueden verse afectados por este tipo de vibraciones. Entre estos componentes se pueden mencionar los generadores de vapor, intercambiadores de calor, condensadores, cañerías, componentes internos del reactor y elementos combustibles.

Los problemas típicos originados por estas vibraciones excesivas son el desgaste por mecanismos de fretting¹ o impacto, fatiga de materiales, excesivo ruido acústico y limitaciones en las características operacionales de los componentes afectados. Las soluciones para estos problemas pasan generalmente por modificaciones en el diseño del componente afectado o por cambios en las condiciones de operación del mismo para evitar las situaciones que generan las vibraciones excesivas.

Para la evaluación de estas vibraciones se utilizan guías de diseño preparadas por distintos laboratorios de investigación del mundo, las que resultan generalmente de la combinación de modelos teóricos con resultados de amplios programas de experimentación. Estas aproximaciones semiempíricas son consecuencia de las dificultades existentes para establecer modelos teóricos que tengan en cuenta todas las variables y no-linealidades existentes en los problemas de interacción de fluido-estructura.

3.2. Mecanismos de excitación de vibraciones

En general, los mecanismos de excitación de vibraciones inducidas por fluidos que resultan de importancia en componentes de centrales nucleares son:

3.2.1. Inestabilidad fluidoelástica

Este mecanismo de excitación de vibraciones es el resultado del acoplamiento entre las fuerzas dinámicas inducidas por el fluido sobre la estructura y el movimiento de la misma. La inestabilidad ocurre cuando la velocidad del fluido es lo suficientemente alta como para que la energía absorbida por la estructura desde el fluido sea mayor que la que esta pueda disipar por amortiguamiento. La inestabilidad fluidoelástica conduce generalmente a amplitudes de vibración elevadas que resultan destructivas.

La velocidad mínima del fluido a la cual ocurre la inestabilidad se la denomina velocidad crítica y marca el umbral de la inestabilidad fluidoelástica.

Este mecanismo de excitación no resulta en general un problema en componentes que soportan flujo axial, debido a que la rigidez a la flexión de, por ejemplo, cañerías o elementos combustibles, resulta relativamente elevada para la distribución de fuerzas que el flujo axial puede producir sobre la estructura, por lo que la velocidad crítica del fluido es mucho mayor que la que normalmente se tiene en estos casos en condiciones de operación normal.

Por otra parte, la inestabilidad fluidoelástica es el mecanismo de excitación de vibraciones más importante en condiciones de flujo cruzado, tanto para el

¹ Se entiende por fretting a un tipo de fenómeno de desgaste producido cuando, dos o más superficies que se hallan en contacto entre sí con una determinada fuerza de contacto, sufren desplazamientos relativos no superiores a 300 micrones como consecuencia de las vibraciones de uno o ambos componentes.

caso de fluido líquido, como gaseoso o bifásico, cuando la estructura en cuestión está formada por elementos que permiten el acoplamiento entre las fuerzas y el movimiento producido en los mismos, como en el caso de arreglos de tubos en intercambiadores de calor, generadores de vapor o condensadores.

3.2.2. Desprendimiento de vórtices

El desprendimiento de vórtices, vórtices de estela o vortex-shedding, ocurre a menudo inmediatamente aguas abajo de la estructura sometida a flujo cruzado y la periodicidad (frecuencia) de ese desprendimiento de vórtices genera fuerzas periódicas sobre la estructura. La ocurrencia de este fenómeno es tomada en cuenta particularmente para el diseño de puentes colgantes, chimeneas, estructuras marinas off-shore e instalaciones de líneas de alta tensión.

Si la frecuencia de desprendimiento de vórtices coincide con alguna de las frecuencias naturales de vibración de la estructura se producirá una resonancia y esta puede resultar en un problema si la amplitud de la respuesta es suficientemente grande como para controlar el mecanismo de desprendimiento de vórtice. En este caso, denominado fenómeno de sintonización o lock-in, las fuerzas periódicas sobre la estructura, producidas por los vórtices, se correlacionan espacialmente con el modo de vibración de la estructura produciendo un aumento de las amplitudes de vibración.

El sentido principal de la vibración dependerá de la forma en que se produzca el desprendimiento de los vórtices; si es simétrico (simultáneo), el campo de presiones resultante sobre la estructura generará una fuerza sobre la misma que hará que el sentido de vibración resulte coincidente con la dirección del flujo y si el desprendimiento es alternativo, la vibración tendrá un sentido normal a la dirección del flujo.

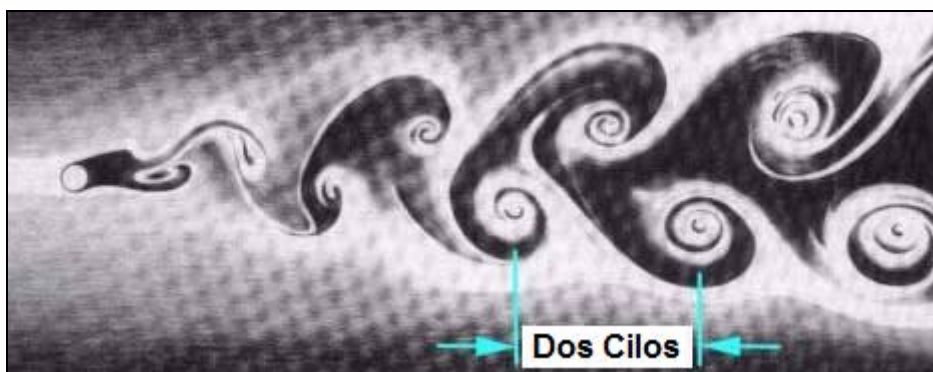


Figura 3.1. Detalle del desprendimiento de vórtices.

La Figura 3.1 muestra un detalle del desprendimiento de vórtices generados en un tanque de laboratorio donde un fluido incide sobre un obstáculo cilíndrico, que se tiene a la izquierda de la figura. El sentido del flujo va de izquierda a derecha. Cuando se trata de un obstáculo cilíndrico aislado en el flujo de fluido, este fenómeno se conoce como vórtices de Von Karman.

3.2.3. Turbulencia

La turbulencia del fluido puede inducir vibraciones. Esa turbulencia se puede clasificar en general como de campo cercano, cuando se produce localmente al fluir el fluido alrededor de la estructura o, de campo lejano, cuando está originada en componentes ubicados aguas arriba del punto de interés.

La turbulencia genera sobre la superficie de la estructura, fluctuaciones de presión aleatorias, que fuerzan a la misma a vibrar. En general se puede decir que la amplitud de las vibraciones por turbulencia resulta directamente proporcional a la presión dinámica.

Este mecanismo de excitación es la principal fuente de vibraciones en condiciones de flujo axial y también resulta importante en componentes sometidos a flujo cruzado. En este caso, mientras los mecanismos de inestabilidad fluidoelástica y desprendimiento de vórtices pueden producir daños en los componentes en tiempos relativamente cortos, la turbulencia puede inducir vibraciones de suficiente amplitud como para causar daños de desgaste por fretting o fatiga de materiales en periodos largos.

3.2.4. Resonancia acústica

La resonancia acústica es un fenómeno que puede producirse en arreglos de tubos sometidos a flujos cruzado gaseoso. Ocurre cuando la frecuencia de desprendimiento de vórtices en los tubos coincide con una de las frecuencias naturales de la cavidad acústica formada por la estructura que rodea el arreglo de tubos. Esta estructura, en el caso de un intercambiador de calor, estaría representada por la carcasa que rodea el mazo de tubos. En un caso como el descrito, la resonancia que se produce en la cavidad acústica correlaciona su vibración con el desprendimiento de vórtices, produciéndose un ruido acústico muy intenso (mayor a 120 dB) que conduce a un severo daño estructural.

La resonancia acústica también puede ocurrir en condiciones de flujo gaseoso axial, como por ejemplo en las líneas principales de vapor de centrales nucleares o térmicas o de plantas químicas. En esos casos el ruido producido por elementos de la cañería como puede resultar el caso de válvulas, puede generar ondas acústicas estacionarias en la cañería, que si coinciden con alguna frecuencia natural de vibración de la misma, producirán grandes amplitudes de vibración.

Capítulo 4

4.1. Modelado del elemento combustible

Para modelar el comportamiento vibratorio del elemento combustible se parte de las ecuaciones de movimiento. Para una mejor comprensión del problema, se considera un sistema simplificado con un grado de libertad, en el cual la ecuación de movimiento que describe el problema sería, como se presentó anteriormente, la siguiente:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (4.1)$$

El grado de libertad considerado está dado por la variable x de la ecuación, de forma que en la misma se tiene el desplazamiento, la primera derivada del mismo respecto del tiempo, es decir la velocidad y la segunda derivada respecto del tiempo, o sea la aceleración.

La primera de las constantes m hace referencia a la masa, teniendo en cuenta que un elemento combustible se encuentra sumergido en agua dentro del núcleo del reactor se deberá tener en cuenta la contribución de la masa de fluido asociada a la propia del elemento combustible, lo que se describe en la sección 4.1.1.

La segunda constante c , es el amortiguamiento de la estructura. En la práctica es más utilizado el término de coeficiente de amortiguamiento definido como el cociente entre el amortiguamiento de la estructura y el amortiguamiento crítico, siendo este último el que indica cuando la estructura llegará más rápido a la posición de equilibrio. La evaluación del amortiguamiento para este caso se presenta en la sección 4.1.2.

La constante k es la que tiene en cuenta la rigidez de la estructura y quedara determinada tanto por las propiedades mecánicas de los materiales

(modulo elástico, coeficiente de Poisson) y por la geometría (en este caso la longitud y área de la sección transversal).

Por otra parte, las condiciones de borde de la ecuación están dadas por las características de los vínculos de la estructura.

La $f(t)$ son las fuerzas exteriores aplicadas sobre la estructura que serán las responsables de la respuesta dinámica de la misma como vibraciones, y que para el caso del elemento combustible, están generadas por la circulación del fluido refrigerante.

Dentro de los mecanismos de excitación se considera para el elemento combustible la contribución de la turbulencia del fluido en la zona de las barras desechando otras componentes, y se supone que el campo turbulento es homogéneo, o sea con intensidad independiente de la coordenada espacial, hipótesis relativamente válida si se consideran barras muy largas, sensibles a la excitación, y en zonas alejadas de las alteraciones producidas por la entrada del fluido u otras partes del mismo elemento combustible. Así, las fuerzas aplicadas por unidad de longitud de la barra pueden determinarse como:

$$F = \frac{1}{2} C_R \phi \rho V^2 \quad (4.2)$$

Expresión en la cual C_R es el coeficiente de excitación por turbulencia, ϕ es el diámetro de la barra, ρ es la densidad del fluido y V es la velocidad media del fluido en la sección o área de paso considerada.

4.1.1. Obtención de la masa asociada

Un componente estructural moviéndose a velocidad constante inmerso en un fluido ideal e infinito no encuentra resistencia (tampoco se generarán fuerzas sobre un componente sumergido en fluido ideal en circulación). Este fenómeno es comúnmente referido a la paradoja de D'Alambert. Pero, un cuerpo moviéndose con velocidad variable en las mismas condiciones de fluido potencial, experimenta resistencia. El cuerpo se comporta como si se le sumara una determinada masa del fluido unida rígidamente y moviéndose con él.

Cuando el cuerpo se ve sujeto a una excitación externa, no solo la masa del cuerpo será acelerada, sino que también la masa del fluido asociada, y la fuerza adicional en el cuerpo quedará determinada como:

$$g = -m_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (4.3)$$

Donde $\partial^2 u / \partial t^2$ es la aceleración del cuerpo y m_a es la masa asociada. También se debe notar que, la fuerza adicional g , se encuentra en fase con la aceleración.

Para el caso de una barra, la masa asociada es proporcional a la densidad del fluido ρ , al volumen del cuerpo v , y puede ser escrita como:

$$m_a = \rho v C_m \quad (4.4)$$

$$m_a = \rho L \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} C_m \quad (4.5)$$

La ecuación 4.3 es válida para un fluido incompresible ideal. En este caso, el fluido responde instantáneamente al movimiento de la estructura por lo que no existirá un ángulo de fase entre la aceleración de la estructura y la aceleración del fluido. Por otro lado cuando la estructura oscila en un fluido viscoso o fluido compresible, en algunas condiciones el fluido no necesariamente responde inmediatamente al movimiento de la estructura. Por lo tanto podría existir un ángulo de fase entre el movimiento de la estructura y la aceleración del fluido; para pequeñas amplitudes, se tiene:

$-m_a(\partial^2 u / \partial t^2)$, en fase con la aceleración de la estructura, debido a que el fluido se mueve como el cuerpo oscilante.

$-C_v(\partial u / \partial t)$, opuesto al movimiento de la estructura, resultado de un ángulo de fase distinto entre ambos, atribuido a la viscosidad y/o compresibilidad del fluido.

De esta forma la resultante de fuerza en el fluido será:

$$g = -m_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - C_v \frac{\partial u}{\partial t} \quad (4.6)$$

Donde C_v es el coeficiente de amortiguamiento del fluido.

En las ecuaciones 4.4 y 4.5 coeficiente C_m resultará igual a 1 para el caso de una barra aislada sumergida en el fluido y será mayor a 1 si la barra está rodeada por otras estructuras como consecuencia de lo que se denomina factor de confinamiento.

Para el caso de la barra combustible CAREM sumergida en agua y considerando la geometría del arreglo de barras que se tiene en el elemento combustible, se tiene la masa de la barra en aire " m " más la masa asociada de fluido a la barra " m_a ", teniendo en cuenta el cociente:

$$\text{Paso del arreglo de BC} / \text{Diámetro de la BC} = 13.8 \text{ mm} / 9 \text{ mm} = 1.533$$

De la curva experimental CI de Anexo 1, el coeficiente de masa asociada que resulta para esa relación entre paso y diámetro es $C_m = 1.3$, de tal manera que la masa asociada resulta según 4.4:

$$m_a = \rho L \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} C_m \quad (4.6)$$

Donde:

m = masa de la BC en aire (0.881 kg)

m_a = masa asociada a la barra combustible (en agua)

ρ = densidad del fluido (para una temperatura de +70° C resulta de 978 kg/m³)

ϕ_{ext} = diametro exterior de la barra combustible (0.009 m)

Con los valores de masa asociada es posible determinar un valor de densidad equivalente para las barras combustibles, considerando ese agregado de masa en el mismo volumen de la barra. Para el cálculo de la densidad equivalente en las condiciones de operación del reactor se considera una temperatura media de +305 °C y una presión de 12.25 MPa, lo que resulta en un valor de densidad del agua de 708 kg/m³ y una viscosidad de 8.52 x 10⁻⁵ kg/ms. Los valores correspondientes a la densidad equivalente se muestran en la Tabla III.

Tabla III. Masa asociada para una barra combustible.

Densidad de agua (Kg/m ³)	Masa Asociada (Kg)	Masa Total de la barra (Kg)
708 (+305 °C)	0.0937	0.9747
840 (+250 °C)	0.1111	0.9921
983 (+60 °C)	0.1303	1.0113

Para el caso de un tubo guía se considerará que el mismo se encuentra lleno de agua, por lo que el peso estructural sumado al agua que posee en su interior nos dará como resultado una masa de 0.2633 kg (+60°C). En la tabla IV se muestran las masas asociadas a distintas densidades y la masa total de un tubo guía.

Tabla IV. Masa asociada para un tubo guía.

Densidad de agua (Kg/m ³)	Masa Asociada (Kg)	Masa Total de la barra (Kg)
708 (+305 °C)	0.1666	0.4299
840 (+250 °C)	0.1975	0.4608
983 (+60 °C)	0.2316	0.4949

4.1.2. Amortiguamiento de la estructura

La habilidad de una estructura para disipar energía es llamada amortiguamiento y existen tres mecanismos por el cual esto se genera: resistencia hidrodinámica, energía interna disipada por los materiales, rozamiento e impacto entre piezas de una estructura.

El amortiguamiento total de la estructura va a estar dado por la suma de estos tres componentes.

El amortiguamiento de la estructura generada por resistencia hidrodinámica Según (Ref. 1) va a estar representada por la siguiente ecuación:

$$\xi = \frac{\pi}{16} C_N C_I \left(\frac{U}{\omega_N D} \right) \left(\frac{\rho D^2}{m} \right) \quad (4.7)$$

Donde:

ξ : Amortiguamiento de la barra provocado por el flujo paralelo.

C_N : Coeficiente de fricción para el fluido entre 0,04 y 0,07.

C_I : Coeficiente de masa asociada.

ρ : Densidad del fluido.

ω_N : Frecuencia natural de la barra.

m : Masa por unidad de longitud de la barra.

U : Velocidad del fluido.

D : Diámetro de la barra.

Desarrollando la fórmula 4.7 se llega a valores prácticamente despreciables, por lo que el único amortiguamiento que se tendrá en cuenta será el que se genera por la energía interna disipada. Para determinar este valor de amortiguamiento se emplea el método de atenuación exponencial mediante la siguiente expresión:

$$\xi = \frac{1}{2\pi n} \ln \left(\frac{A_i}{A_{i+n}} \right) \quad (4.8)$$

Donde:

ξ : Amortiguamiento de la barra provocado por el flujo paralelo.

n : Cantidad de ciclos considerado.

A_i : Amplitud del ciclo "i".

De acuerdo a los datos obtenidos del ensayo (Anexo II), la División de EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales), obtuvo mediante el empleo de la expresión 4.8 los resultados que se presentan en la Tabla V.

Tabla V. Coeficientes de amortiguamiento.

Barra Combustible	Frecuencia (Hz)	Coef. Amortiguamiento (ξ)
FAE-A01-781	62.50	0.019
FAE-A01-058	66.60	0.022
FAE-A01-113	68.75	0.016

De los resultados presentados, se decide tomar para esta simulación un coeficiente de amortiguamiento de 0,02.

4.2. Modelo de elementos finitos

Se desarrollaron dos modelos empleando la técnica de elementos finitos para evaluar el comportamiento del elemento combustible. El primer modelo es uno simplificado que simula una barra combustible y fue utilizado para identificar las frecuencias naturales de vibración y algunas condiciones de borde desconocidas. El segundo modelo se emplea para obtener la respuesta dinámica de las barras en el elemento combustible.

4.2.1. Modelado de una barra combustible.

Para obtener una primera aproximación de las frecuencias naturales de vibración de las barras combustibles se desarrolló un modelo simplificado en el que solo se simuló una barra combustible, de forma tal de poder comparar los resultados, con los obtenidos experimentalmente.

Las frecuencias naturales de vibración de una barra pueden expresarse analíticamente de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{M}} \quad (4.9)$$

Donde f es la frecuencia natural en Hertz, λ es un parámetro adimensional que resulta función de las condiciones de contorno (en este caso, del tipo de las condiciones de soporte de la barra en los apoyos de la misma), L es la longitud entre apoyos formados por los separadores elásticos, M es la masa por unidad de longitud de la barra, E es el módulo de elasticidad del material de la barra, e I es el momento de inercia de la sección de la barra.

De lo anterior surge que longitudes mayores entre apoyos en los separadores elásticos implican frecuencias naturales de vibración de las barras combustibles más bajas, dado que éstas son inversamente proporcionales al cuadrado de la longitud entre apoyos.

En frecuencias más bajas se requiere de menor energía para alcanzar iguales amplitudes máximas de vibración, por lo tanto el agregado de soportes adicionales resulta en frecuencias naturales de vibración de las barras más altas y en una menor susceptibilidad para excitar vibraciones de gran amplitud. Dado que en las barras combustibles la excitación de vibraciones es consecuencia de la energía que el fluido entrega al tubo al fluir a su alrededor, para las mismas condiciones de operación del componente se tendrán amplitudes de vibración menores en presencia de esos apoyos adicionales que estando la barra sin los mismos.

Este modelo, que se presenta en la Figura 4.1, está formado por una sola barra combustible modelada con elementos de línea, también llamados elementos 1-D, que soportan cargas de tracción, compresión, torsión, y momentos flectores. El elemento queda definido con dos nodos unidos por un elemento que define la propiedad que los vincula, y se deberán cargar como

parámetros, la sección transversal como así también las características del material, es decir modulo elástico, coeficiente de Poisson y densidad. También es necesario definir la orientación del elemento el cual se describe en términos de dos planos de referencia, los cuales se determinan con la ayuda del vector de orientación que a su vez puede ser definido directamente con tres componentes en el sistema global cartesiano.

Cabe mencionar que las barras diseñadas para el elemento combustible del reactor CAREM son del tipo autoportante, es decir, que cuando las mismas se encuentran en condiciones de operación, la presión del sistema primario no hace que las vainas colapsen sobre las pastillas de uranio. Como consecuencia de esto, cuando se evalúan las propiedades mecánicas de la barra combustible, se asume que la rigidez de las mismas está dada solamente por la vaina de zircalloy, mientras que las pastillas de uranio de su interior solamente aportan masa al conjunto.

En las posiciones de los separadores elásticos se colocaron elementos que simulan resortes de torsión, con el objeto de representar la rigidez aportada por estos separadores elásticos. El otro extremo de los elementos de resorte fue unido por elementos rígidos a un nodo central que se encuentra con todos los grados de libertad restringidos.

La densidad empleada en este primer caso fue la necesaria para simular la masa de la vaina con sus correspondientes tapones extremos y las pastillas de uranio del interior (barras combustibles en aire).

En este modelo se fue variando la constante K de rigidez a la torsión de los resortes en la dirección Z y se obtuvieron los resultados que se presentan en la Tabla VI con las primeras frecuencias naturales de vibración de la barra combustible. Las propiedades mecánicas utilizadas son:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011E+10 \text{ N/m}^2$

Coeficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $1,64443E-5 \text{ m}^2$

Densidad: $33421,5 \text{ Kg/m}^3$

$$M_{total} = \rho AL \quad (4.10)$$

$$\rho = \frac{M_{total}}{AL} = \frac{0,881 \text{ Kg}}{1,64443e^{-5} \text{ m}^2 1,603 \text{ m}} = 33421,5 \text{ Kg} / \text{m}^3 \quad (4.11)$$

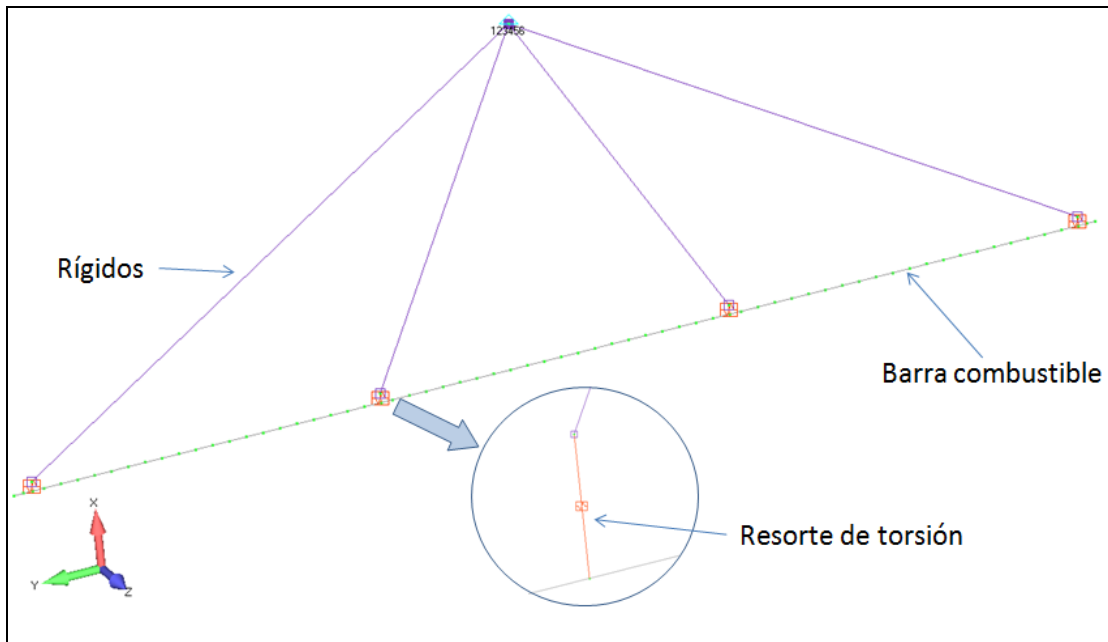


Figura 4.1. Modelo de elementos finitos para la barra combustible.

Tabla VI. Frecuencias naturales en aire para distintos valores de rigidez a la torsión K en los separadores elásticos, $E = 97$ GPa.

K (Nm/rad)	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)	f_3 (Hz)
1250	61,3	63,1	65,7
1300	61,4	63,2	65,7
1350	61,5	63,3	65,8
1400	61,7	63,4	65,8
1450	61,8	63,5	65,9
1500	61,9	63,6	65,9
1550	62	63,7	65,9
1600	62,1	63,8	65,9
1650	62,2	63,8	66
1700	62,3	63,9	66

De acuerdo a los resultados de los ensayos experimentales desarrollados por la División EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales), que se incorporan como Anexo II, se observa que las frecuencias naturales de vibración de la barra combustible obtenidas con este modelo son más bajas que las obtenidas por ensayo. Esto se debería a que no se tuvo en cuenta la rigidez aportada por la dimensión real de los separadores elásticos, los cuales no tienen un efecto en forma puntual como se modeló, ya que los apoyos elásticos que presenta la barra combustible en los separadores se encuentran

a una distancia de 15 mm a cada lado respecto del plano que forma el centro geométrico del separador.

De esto resulta que es necesario tener en cuenta este efecto, y se proponen dos soluciones para contemplarlo. Como primera medida se decidió aumentar el modulo elástico de la barra, por ende las frecuencias naturales de la misma aumentarán. En segunda instancia se probó ajustar el modelo colocando dos resortes de torsión separados 30 mm entre sí, para disminuir la longitud libre de la barra teniendo el efecto también de aumentar la frecuencia natural de la barra.

Con la primera opción se mantendrán los resortes de torsión puntuales y se incrementara el modulo de elástico del Zry-4 para de esta forma como se muestra en la fórmula 4.9 poder aumentar la frecuencia natural de las barras hasta un valor aproximado al que se registraron en los ensayos.

Se proponen entonces las siguientes propiedades mecánicas para la barra combustible:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $1,345E+11 \text{ N/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $1,64443E-5 \text{ m}^2$

Densidad: $33421,5 \text{ Kg/m}^3$

Dando como resultado los valores de la Tabla VII y Tabla VIII.

Tabla VII. Frecuencias naturales en aire para distintos K, E = 134 Gpa

K (Nm/rad)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	f ₃ (Hz)
1250	70,8	73,2	76,8
1300	70,9	73,3	76,9
1350	71,1	73,5	77
1400	71,3	73,6	77
1450	71,4	73,7	77,1
1500	71,6	73,8	77,2
1550	71,7	73,9	77,2
1600	71,8	74	77,3
1650	71,9	74,2	77,3
1700	72,1	74,3	77,3

Tabla VIII. Masa modal efectiva, barra en aire, E = 134 Gpa, para las primeras 3 frecuencias naturales.

K (Nm/rad)	f ₁	f ₂	f ₃
1700	0,024	2,73E-9	0,651

Los valores de la Tabla VII aproximan mejor a los obtenidos experimentalmente (ver Anexo 2) para un valor de K = 1700 Nm/rad, con la única diferencia que experimentalmente no se logró ver la frecuencia correspondiente al segundo modo natural de vibración. Esto se atribuye a que, como también se puede apreciar en la Tabla VIII, donde se representa la masa modal efectiva para los tres primeros modos de la barra combustible, la segunda frecuencia tiene una masa modal efectiva baja, lo que implica que el porcentaje o fracción de masa que se desplaza para ese modo es relativamente chico, y que dependiendo también de otros parámetros como la forma de excitación, las condiciones de borde, etc. es probable que exista una baja respuesta de la estructura para esa frecuencia. Con este mismo criterio también se podría asumir que el pico más alto de respuesta del sistema se debería tener en la tercera frecuencia natural de 77,3 Hz.

En los ensayos se obtuvo una mayor amplificación en el primer modo natural de vibración de 72,1 Hz. Contrario a lo que se obtuvo en el modelo, esto se atribuye a la simplicidad del modelo realizado.

Desarrollando este modelo simplificado pero teniendo en cuenta la masa asociada para poder obtener las frecuencias naturales de vibración de las barras con el elemento combustible sumergido en agua, se obtiene entonces una densidad de:

$$M_{total} = \rho AL \quad (4.12)$$

$$\rho = \frac{M_{total}}{AL} = \frac{1.0113Kg}{1.64443e^{-5}m^2 \cdot 1.603m} = 38364Kg / m^3 \quad (4.13)$$

Dando como resultado las siguientes propiedades mecánicas para el modelo:

Material: Zry-4

Modulo elástico: 1,345E+11 N/m²

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: 1,64443E-5m²

Densidad: 38364 Kg/m³

De este modelo corregido se tienen los resultados que se presentan en las Tablas IX y X.

Tabla IX. Frecuencias naturales de vibración de la barra combustible en agua para distintos K, con E = 134 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	f ₃ (Hz)
1250	66,1	68,3	71,7
1300	66,3	68,5	71,8
1350	66,4	68,6	71,9
1400	66,5	68,7	71,9
1450	66,7	68,8	72
1500	66,8	68,9	72
1550	66,9	69	72,1
1600	67	69,1	72,1
1650	67,2	69,2	72,2
1700	67,3	69,3	72,2

Tabla X. Masa modal efectiva, barra en agua, E = 134 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁	f ₂	f ₃
1700	0,024	2,73E-9	0,651

Para este caso, en los ensayos se logró detectar la frecuencia correspondiente al segundo modo natural de vibración de 69,3 Hz, según se indica en el Anexo 2. También, los valores que mejor aproximan, en la tabla X, a los experimentales se tienen cuando K = 1700 Nm/rad.

Las amplificaciones vistas experimentalmente, al igual que el ensayo en aire, no coinciden con el modelo atribuyéndole esta situación a la simplicidad del modelo.

Las formas modales de los primeros tres modos naturales de vibración para un K = 1700 Nm/rad y un E = 134 Gpa se muestran en las Figuras 4.3, 4.4, 4.5.

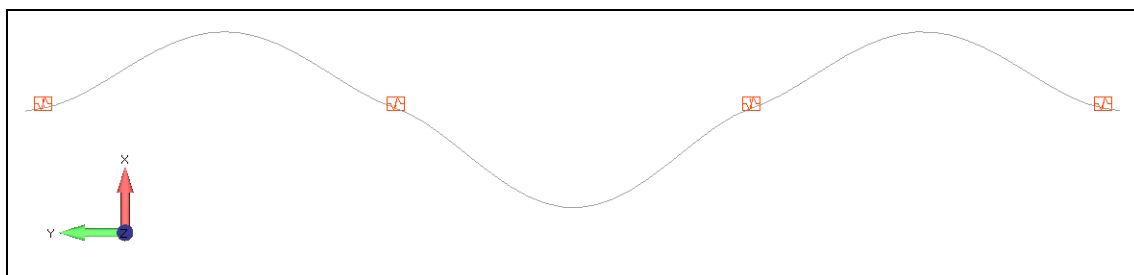


Figura 4.3. Primer modo a 67,3 Hz y una masa modal efectiva de 0,024.

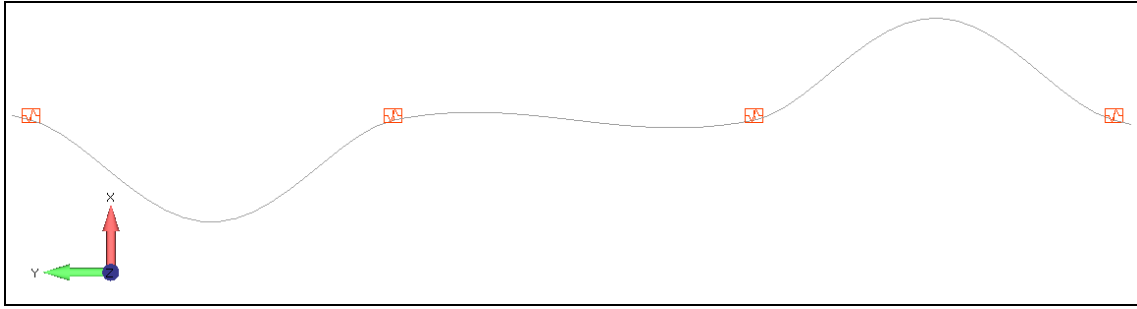


Figura 4.4. Segundo modo a 69,3 Hz y una masa modal efectiva de $2,73E-9$.

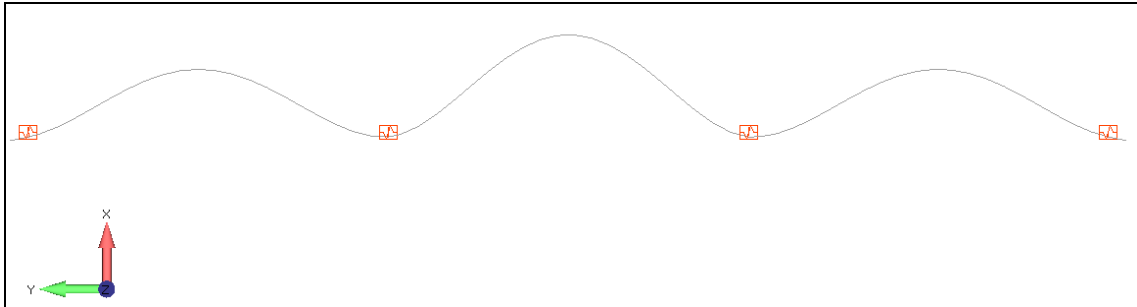


Figura 4.5. Tercer modo a 72,2 Hz y una masa modal efectiva de 0,651.

Como se indicó anteriormente, la segunda opción para tener en cuenta el aumento de rigidez aportado por la distancia entre los apoyos elásticos de los separadores, es colocar dos resortes de torsión separados entre sí por 30 mm como se muestra en la Figura 4.6.

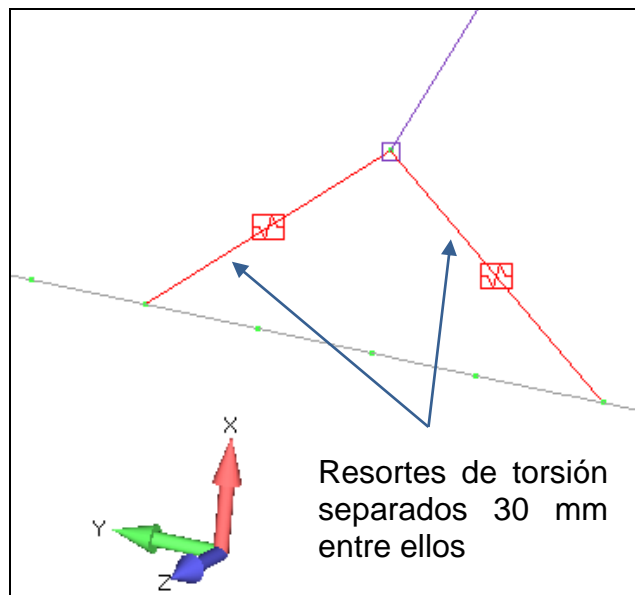


Figura 4.6. Detalle de la unión de la barra y resortes de torsión separados.

Las propiedades mecánicas utilizadas en este caso son:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011\text{E}+10 \text{ N/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $1,64443\text{E}-5\text{m}^2$

Densidad: $33421,5 \text{ Kg/m}^3$

De este modelo se obtienen los resultados que se presentan en las Tablas XI y XII.

Tabla XI. Frecuencias naturales en agua para distintos K, E = 97 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	f ₃ (Hz)
400	70,2	72,6	74,9
450	70,5	72,8	75
500	70,7	72,9	75,1
550	70,9	73,1	75,2
600	71,1	73,2	75,3
650	71,3	73,3	75,4
700	71,4	73,4	75,5
750	71,6	73,5	75,6
800	71,7	73,6	75,6
850	71,9	73,7	75,7

Tabla XII. Masa modal efectiva, barra en agua, E = 97 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁	f ₂	f ₃
850	0,037	0,167	0,461

Para el caso del elemento combustible sumergido en agua, las propiedades mecánicas utilizadas son:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011\text{E}+10 \text{ N/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $1,64443\text{E}-5\text{m}^2$

Densidad: 38364 Kg/m^3

Obteniéndose como resultados los que se presentan en las Tablas XII y XIII.

Tabla XII. Frecuencias naturales en agua para distintos K, E = 97 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	f ₃ (Hz)
400	65,6	67,8	69,9
450	65,8	67,9	70
500	65,9	68	70,1
550	66,1	68,2	70,2
600	66,4	68,3	70,3
650	66,5	68,4	70,4
700	66,7	68,5	70,4
750	66,8	68,6	70,5
800	66,9	68,7	70,6
850	67	68,8	70,7

Tabla XIII. Masa modal efectiva, barra en agua, E = 97 Gpa.

K (Nm/rad)	f ₁	f ₂	f ₃
850	0,037	0,167	0,461

Las formas modales de los primeros tres modos naturales de vibración para un K = 850 Nm/rad, E = 97 Gpa, y la segunda opción con dos resortes separados a 30 mm se muestran en las Figuras 4.7, 4.8, 4.9.

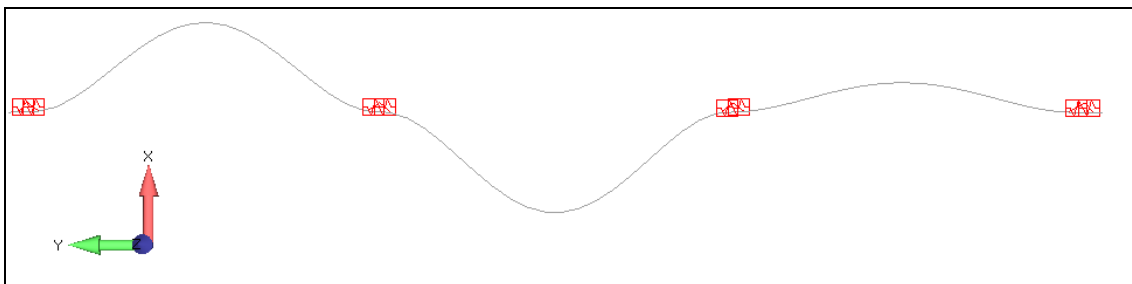


Figura 4.7. Primer modo a 67 Hz y una masa modal efectiva de 0,037.

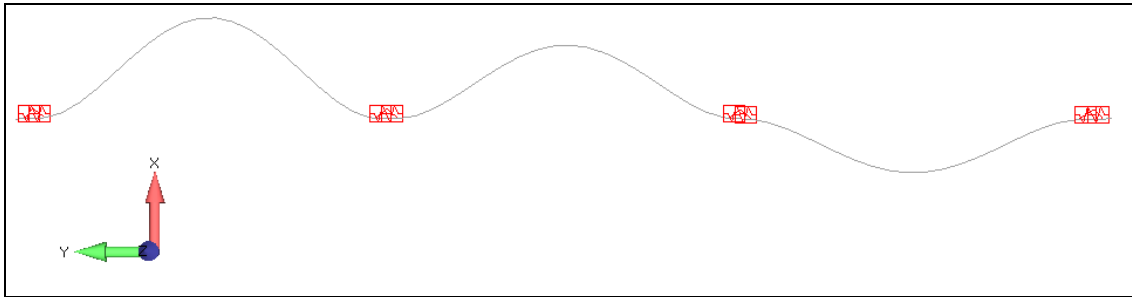


Figura 4.8. Segundo modo a 68,8 Hz y una masa modal efectiva de 0,167.

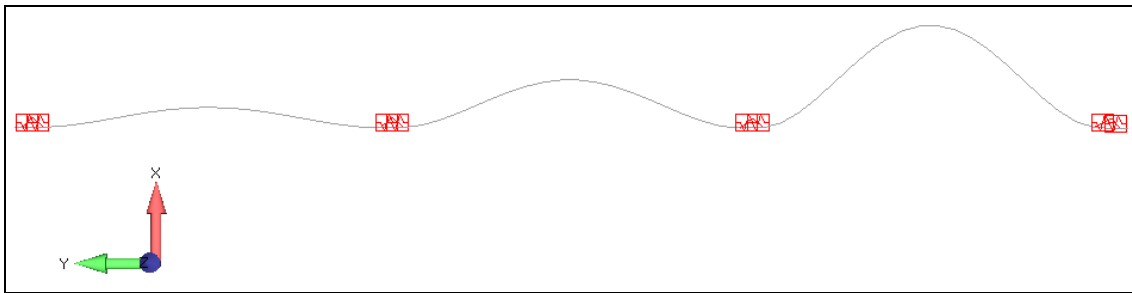


Figura 4.9. Tercer modo a 70,7 Hz y una masa modal efectiva de 0,461.

De las dos opciones evaluadas la más correcta, pero más laboriosa, de aplicar en el modelo 3D sería la segunda, colocando dos resortes de torsión que vinculen los separadores con las barras combustibles.

En una primera instancia se había considerado solamente aumentar la rigidez de las barras combustibles para contemplar el efecto de los separadores, pero de acuerdo a las formas modales de las Figuras 4.7, 4.8 y 4.9; comparadas con las 4.3, 4.4 y 4.5; y la comparación de los resultados de la Tabla XIII con respecto a los que se presentan en la Tabla X, se hace notar que ni la forma de los modos ni tampoco la masa modal efectiva son similares en los dos modelos.

Por lo tanto resulta necesario aplicar la segunda opción de dos resortes de torsión que vinculan los separadores elásticos y las barras combustibles al modelo 3D para obtener una correcta respuesta dinámica del sistema.

4.2.2. Modelado de un elemento combustible.

Se desarrolló un modelo de elementos finitos del combustible completo para realizar un análisis dinámico y de esta forma poder obtener la respuesta frente a la excitación impuesta en los ensayos del anexo 2, llevados a cabo por la División EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales).

En una primera aproximación se desarrollo un modelo en el cual solo se tuvieron en cuenta las barras combustibles, lo tubos guías y separadores elásticos como se muestra en la Figura 4.10.

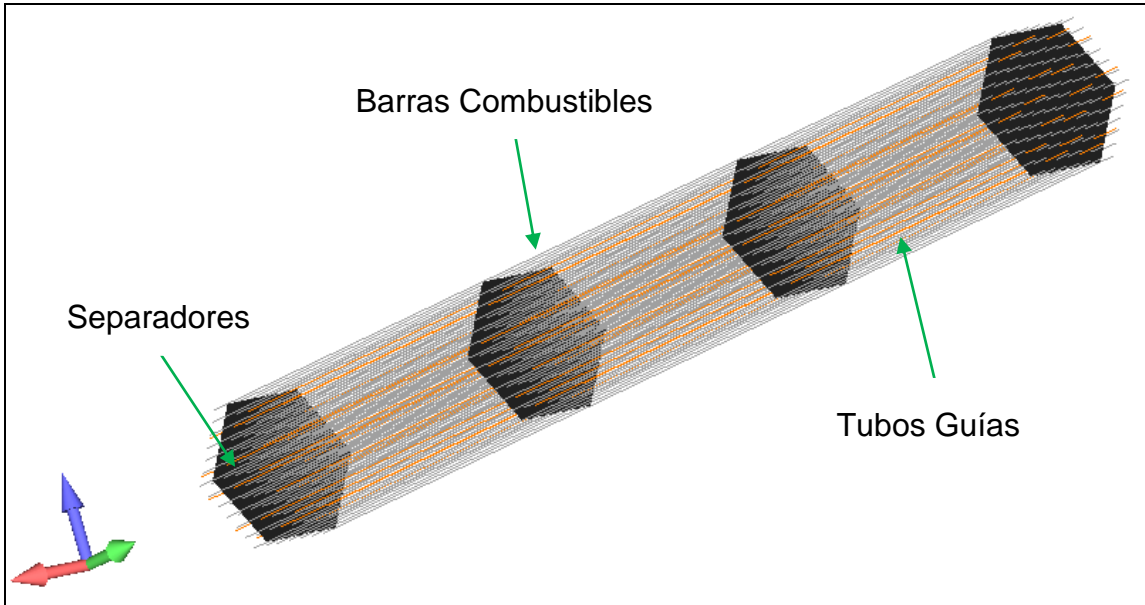


Figura 4.10. Elemento combustible.

En este punto se debe recordar que las barras combustibles no se encuentran vinculadas rígidamente a la estructura primaria del elemento combustible, sino que se soportan por las fuerzas de fricción generadas por la fuerza ejercida por los apoyos elásticos que se tienen en los separadores. Las barras combustibles fueron modeladas como elementos de línea con las siguientes propiedades mecánicas:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011E+10 \text{ N/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $1.64443E-5\text{m}^2$

Densidad: 38364 Kg/m^3

Para el caso de las barras combustibles la densidad fue modificada para que el peso total de las mismas sea equivalente al peso de la vaina propiamente dicha y las pastillas combustibles de UO_2 , más la masa asociada de fluido obtenida en la sección 4.1.1.

$$M_{total} = \rho AL \quad (4.14)$$

$$\rho = \frac{M_{total}}{AL} = \frac{1.0113\text{Kg}}{1.64443e^{-5}\text{m}^2 \cdot 1.603\text{m}} = 38364\text{Kg} / \text{m}^3 \quad (4.15)$$

Los tubos guías fueron modelados como elementos de línea con las siguientes propiedades mecánicas:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011E+10 \text{ N/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Sección de la Barra: $2.14885E-5$

Densidad: 13975 Kg/m^3

De acuerdo con la masa total del tubo guía obtenida en la sección 4.1.1. Resulta una densidad equivalente de:

$$M_{total} = \rho AL \quad (4.16)$$

$$\rho = \frac{M_{total}}{AL} = \frac{0.4949 \text{ Kg}}{2.1488e^{-5} m^2 1.648 m} = 13975 \text{ Kg} / m^3 \quad (4.17)$$

Los separadores se simularon como elementos de placa en cuyos nodos se encuentran unidas las barras combustibles. De acuerdo con las conclusiones de la sección 4.1.1 y considerando para este caso, al igual que en el modelo de una sola barra combustible, que los separadores aportan rigidez de manera puntual, es necesario colocar los elementos de resortes de torsión implementados en el modelo simplificado con una separación de 30 mm entre ellos, y una constante elástica obtenida de la misma sección, como se detalla en la Figura 4.11.

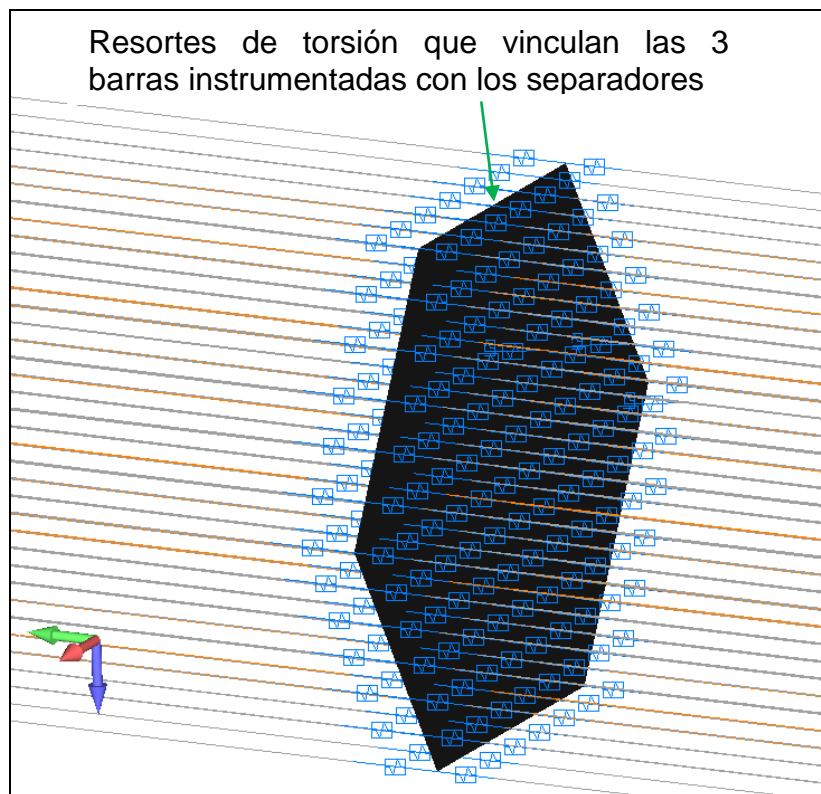


Figura 4.11. Detalle de unión separadores-barras instrumentadas.

Las propiedades mecánicas utilizadas en los separadores son las siguientes:

Material: Zry-4

Modulo elástico: $9,7011E+10$ N/m²

Coefficiente de Poisson: 0,3

Espesor de la placa: 0,005m

Densidad: 6560 Kg/m³

Se desarrollo un análisis dinámico de este modelo colocándole una carga unitaria y constante entre 1Hz y 200 Hz uniformemente distribuida en los nodos de las barras, estas condiciones no son representativas de los ensayos del anexo 2.

A los nodos extremos de los tubos guías se le restringieron todos los grados de libertad, como si los mismos estuvieran empotrados, lo que resulta representativo de la fijación de los tubos guía al Cajón Superior y la Boquilla del elemento combustible mediante uniones roscadas.

Estas condiciones de borde tampoco son representativas del sistema real de sujeción del conjunto del elemento combustible, por lo que este modelo se empleará para poder identificar los modos locales de las barras combustibles.

En la Figura 4.12. Se muestra la respuesta del elemento combustible para las dos posiciones en la que se encuentra instrumentada la barra FAE-A01-533 del anexo 2, teniendo en cuenta todos los modos entre 1Hz y 200 Hz que utiliza el software para la obtención de la respuesta dinámica, se puede apreciar se obtiene pico muy amplio a los 12 Hz que correspondería a un modo global del elemento combustible, también se observa una elevada amplificación en 70 Hz perteneciente a las barras combustible.

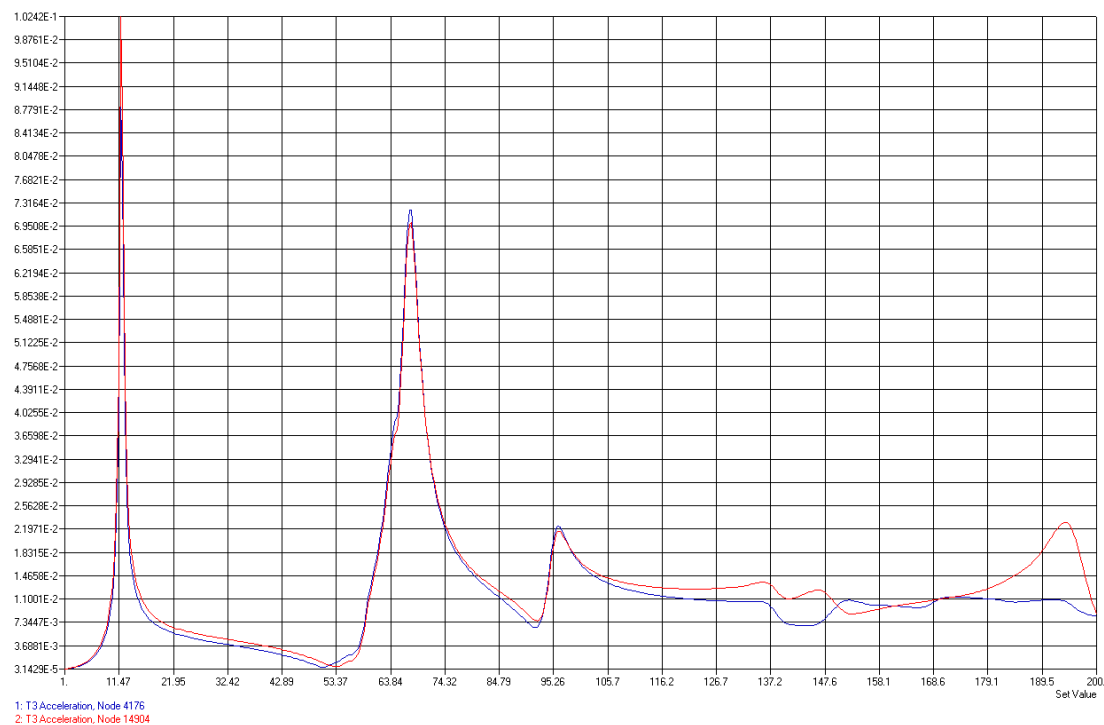


Figura 4.12. Firma del elemento combustible simplificado entre 1 Hz y 200 Hz.

Teniendo en cuenta que las condiciones del ensayo llevado a cabo por la División EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales) que se presentan en el Anexo 2, en el cual se excitó el elemento combustible con un generador electrodinámico de vibraciones vinculado al extremo superior del combustible a través de la pieza que simula la Grilla Superior del Núcleo, y que las condiciones de vínculo del prototipo del elemento combustible fueron las mismas que las que existen en el núcleo del reactor.

Para tener en cuenta el concepto de ensayo antes descrito, se decidió incorporar en la simulación el cajón superior del elemento combustible y poder colocar de esta forma la fuerza excitadora en esta pieza, asemejando mejor de esta forma a las condiciones del ensayo.

Dando como resultado un modelo que posee en total 17017 nodos y 36122 elementos y se encuentra mallado de manera de poder representar adecuadamente los modos locales de las barras combustibles. Una imagen del modelo se muestra en la Figura 4.13.

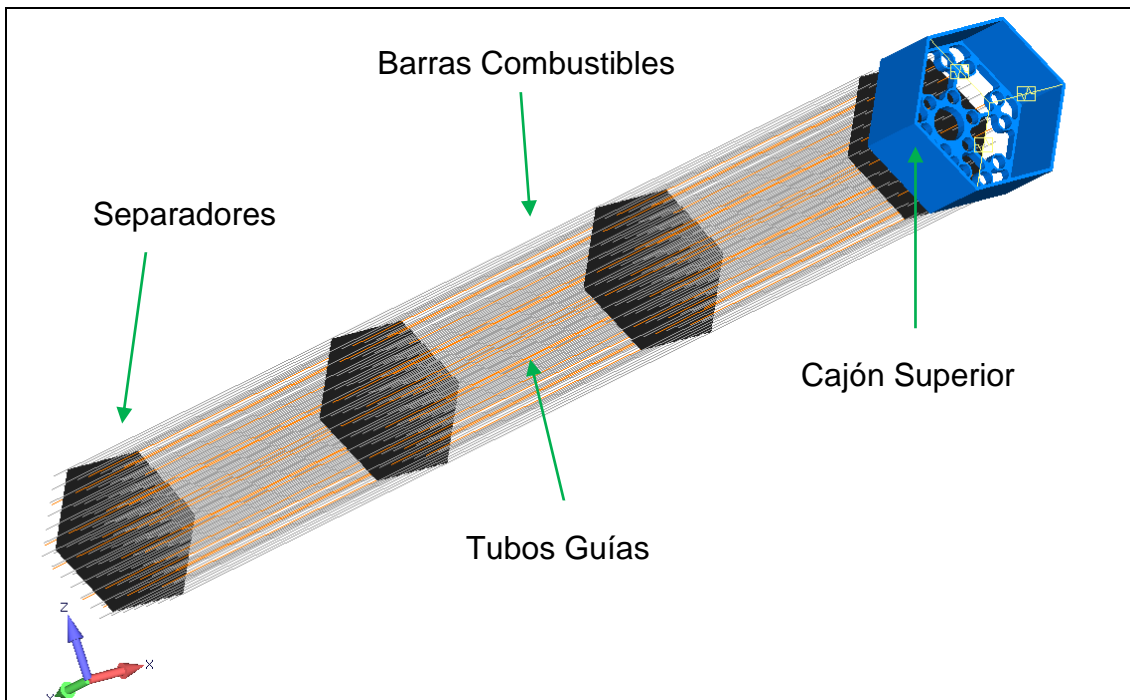


Figura 4.13. Modelo de elementos finitos del elemento combustible CAREM.

Dado que el sistema de sujeción del cajón superior es por medio de tres resortes colocados a 120° uno respecto de otro y que se vinculan a la grilla superior del núcleo con tres pines de contacto, es que como se muestra en la Figura 4.14 el cajón superior se simuló empleando elementos sólidos 3D tetraédricos y se vinculó mediante elementos de resorte a un nodo central al que se le restringieron los desplazamientos en el plano ZX, simulando de esta forma el sistema de sujeción que el elemento combustible tiene en el canal del Loop de baja presión.

Los extremos de los tubos guías se vincularon mediante elementos rígidos al cajón superior de forma tal de poder simular la unión roscada que la misma presenta.

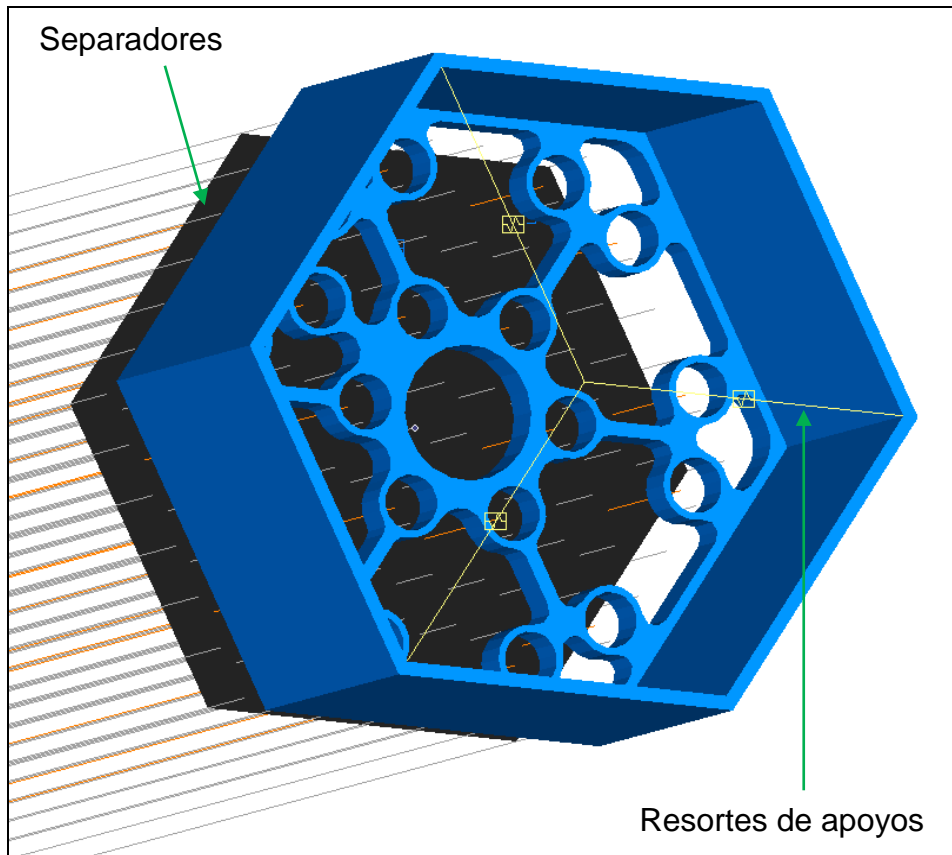


Figura 4.14. Cajón superior.

En el elemento combustible la boquilla de entrada se encuentra vinculada a la grilla inferior del núcleo mediante dos pines con un ángulo de 120° uno respecto del otro restringiendo las rotaciones y desplazamientos en el plano pero no el movimiento axial, el cual solo se limita por la fricción que exista entre las dos piezas y el peso propio del elemento combustible.

Para la simulación de la zona inferior del elemento combustible se restringieron todos los grados de libertad en los extremos de los tubos guías, considerando de esta forma, en la simulación, que el cajón inferior es totalmente rígido, y que la condición de borde descrita en el párrafo anterior no se va a tener en cuenta.

Se hace destacar que en una etapa posterior a este trabajo es recomendable simular la grilla inferior y colocarle las condiciones de bordes correspondientes, debido a que es de esperar que los modos globales del elemento combustibles disminuyan un poco debido al efecto antes mencionado.

De acuerdo con la sección 4.1.3 se consideró un coeficiente de amortiguamiento de 0.02 para toda la estructura y constante en todo el espectro de frecuencia considerado.

4.2.3. Respuesta para la firma del elemento combustible

Colocando una excitación distribuida en los nodos del cajón superior del elemento combustible, de amplitud unitaria y constante en todo el espectro de frecuencia entre 1 Hz y 200 Hz y haciendo que el software tenga en cuenta todas las frecuencias naturales de la estructura en ese mismo ancho de banda se obtuvo la firma del elemento combustible.

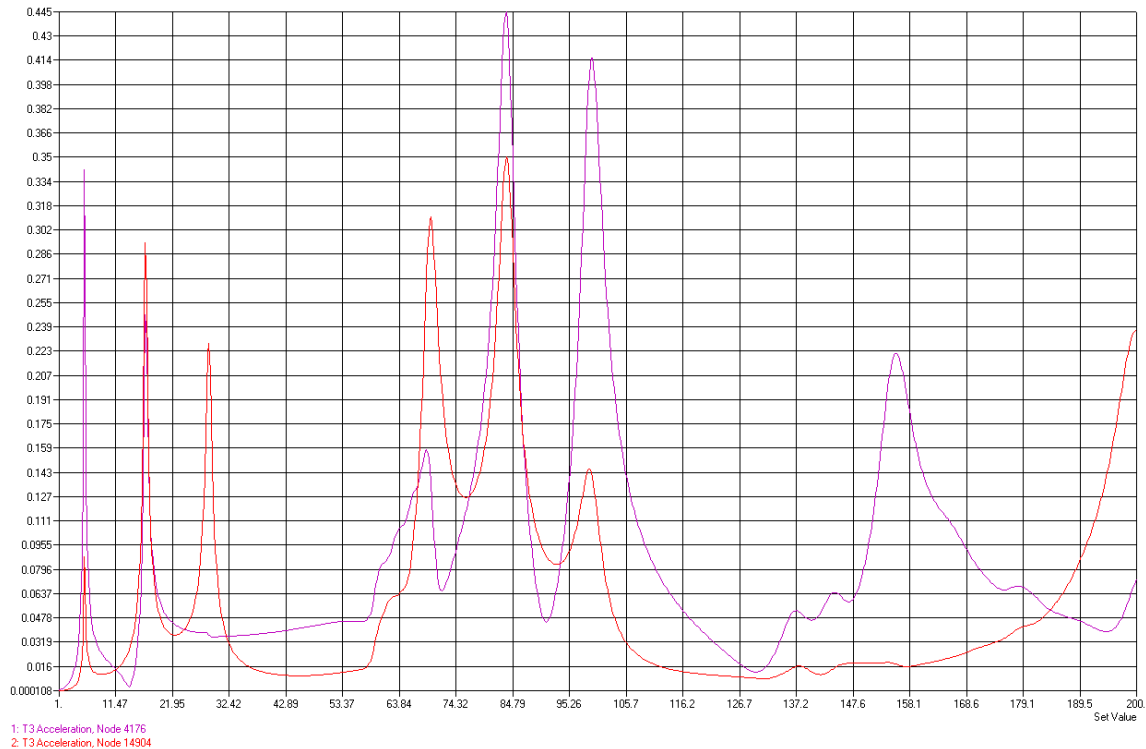


Figura 4.15. Firma del elemento combustible entre 1 y 200 Hz.

En la Figura 4.15 se muestran los resultados obtenidos experimentalmente para la barra combustible instrumentada con acelerómetros identificada como FAE-A01-533, en la cual, la curva de color rojo corresponde a la señal 1 y la curva color violeta a la señal 2. En los ensayos, estas señales corresponden a acelerómetros colocados en el interior de la barra combustible aproximadamente a mitad de la longitud entre los separados extremos superior e inferior y los separadores centrales, ambos midiendo en la misma dirección.

Como se puede apreciar en la Figura 4.15, se tienen picos de respuesta en bajas frecuencias y también otros por encima de 85 Hz, pero comparando los mismos con las formas modales que se presentan en las Figuras 4.16 hasta la 4.20, se identifican como correspondientes a modos naturales de vibración globales de todo el elemento combustible, haciendo notar que las condiciones de borde para la grilla inferior no son las adecuadas, dado que no se modeló la boquilla inferior, las mismas deben ser tenidas en cuenta con relativa cautela.

Dado que lo que se quiere representar en el modelo son los modos locales de las barras combustibles y que por ello se tomaron determinadas constantes (por ejemplo la masa asociada calculada es aplicable solo a las barras y no al elemento combustible completo), es que el modelo no es representativo de los

modos globales, surge entonces la necesidad de quitar la influencia de los mismos.

Se proponen entonces dos soluciones, la primera sería que el análisis dinámico solo tenga en cuenta los modos comprendidos entre 30 y 80 Hz para la obtención de la respuesta dinámica solamente de las barras combustibles. La segunda sería, considerando que en los ensayos también se registraron valores de amplificación bajos en las frecuencias en donde se ubicarían los modos del elemento combustible, sería aumentar el amortiguamiento en ese ancho de banda, colocando entre 1 Hz y 35 Hz un amortiguamiento de 0,15, luego hasta los 75 Hz, 0,02 y por último entre 75 Hz y 200 Hz incrementarlo nuevamente a 0,15. Este último concepto se asume solamente para los fines de la simulación y no tiene sustento técnico.

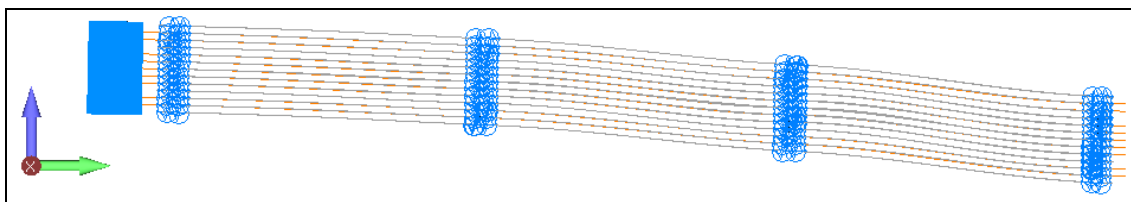


Figura 4.16. Modo global del elemento combustible a 5,64 Hz

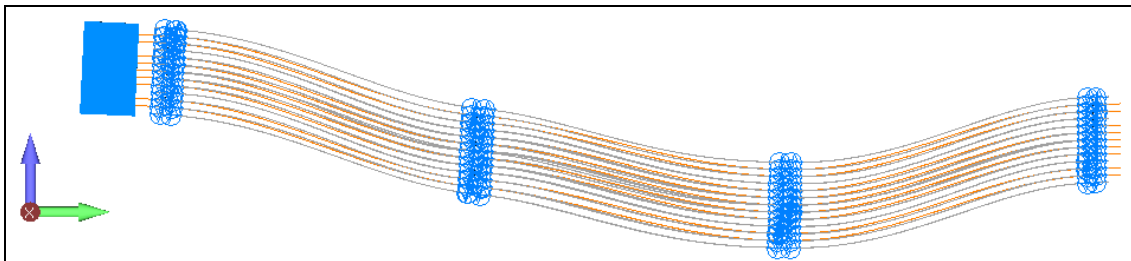


Figura 4.17. Modo global del elemento combustible a 16,9 Hz

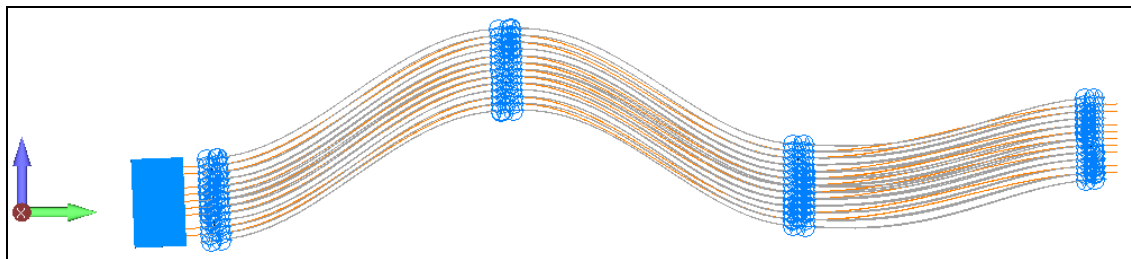


Figura 4.18. Modo global del elemento combustible a 28,6 Hz

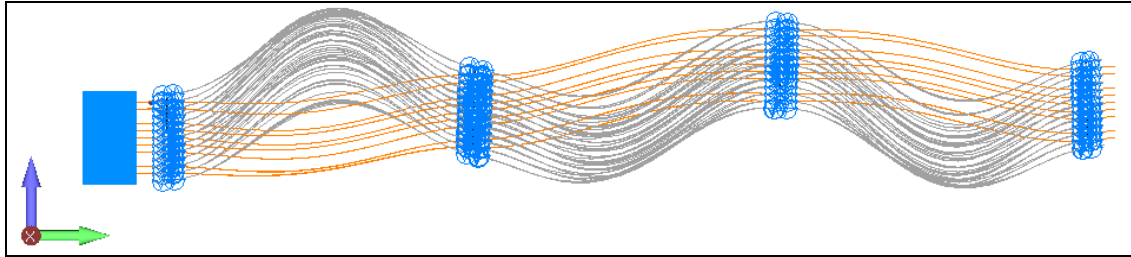


Figura 4.19. Modo global del elemento combustible a 83,7Hz

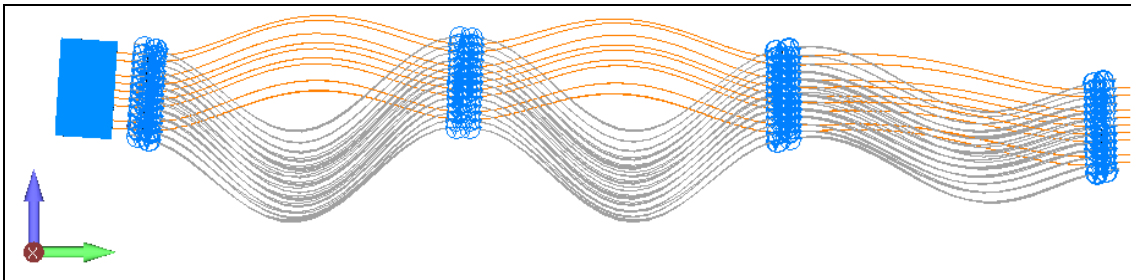


Figura 4.20. Modo global del elemento combustible a 99,2 Hz

Debido a que no se cuenta con la información de la constante de rigidez que poseen los tres resortes colocados a 120° uno respecto de otro, que vinculan el cajón superior con la grilla por medio de los pines de contacto, y teniendo en cuenta solo las frecuencias naturales que se encuentran entre 30 Hz y 80 Hz para la obtención de la respuesta de las barras combustibles de acuerdo con la primera de las soluciones propuestas para desvincular los modos globales de los locales en las barras, se obtuvieron las curvas de las Figuras 4.21, 4.22, y 4.23 para los distintos valores de rigideces "K" propuestos.

De las Figuras 4.21, 4.22, 4.23 se desprende que tanto las amplificaciones, con un pico máximo de 0.311 m/seg^2 , como la frecuencia a la cual se da el pico máximo de 70 Hz, no varían demasiado con el cambio de la constante elástica del resorte, tomando para la misma valores relativamente bajos del orden en el que se entiende podrían encontrarse esos resortes. Por este motivo no se cometerá un error importante si se toma alguno de estos valores de "K" como válido, esto indicaría que, para un rango de constantes elásticas entre 1000 N/m y 100000 N/m , los modos locales de las barras están desacoplados con los modos globales del elemento combustible, haciéndose notar que estos últimos no son los reales, debido a que las condiciones de borde de la boquilla inferior son inadecuadas, y a que tampoco la masa asociada es la adecuada para el elemento combustible.

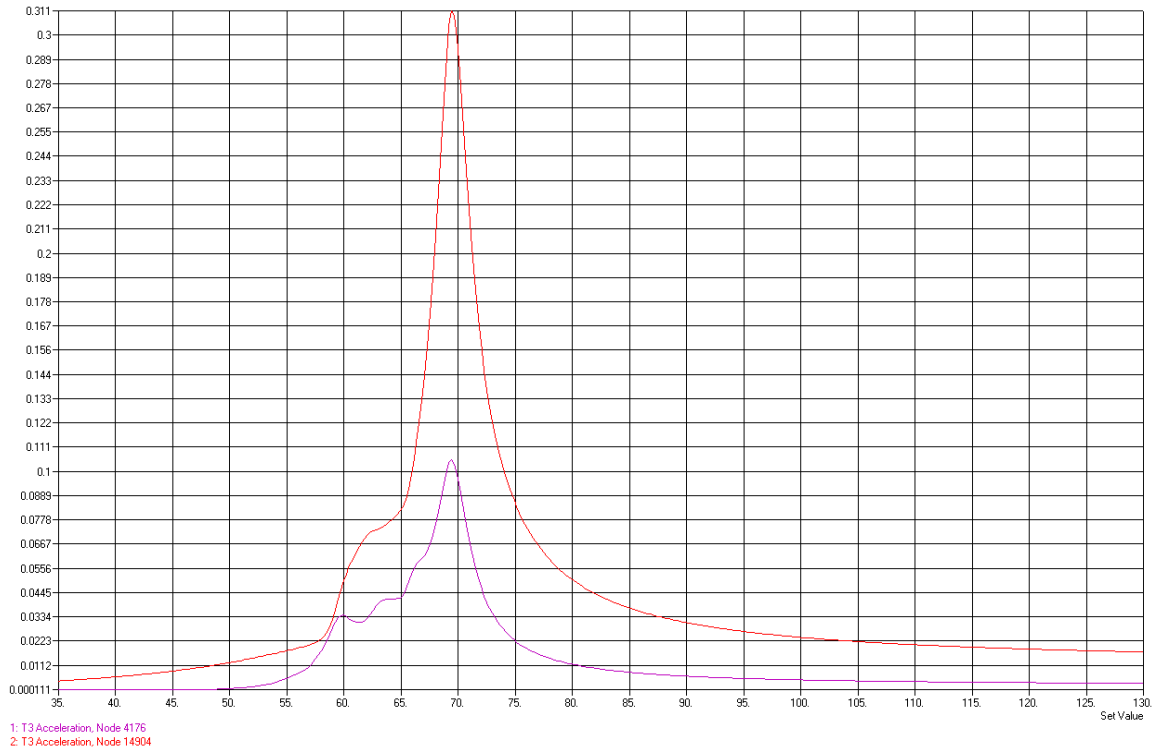


Figura 4.21. Respuesta de la barra FAE-A01-533 con $K = 1000 \text{ N/m}$.

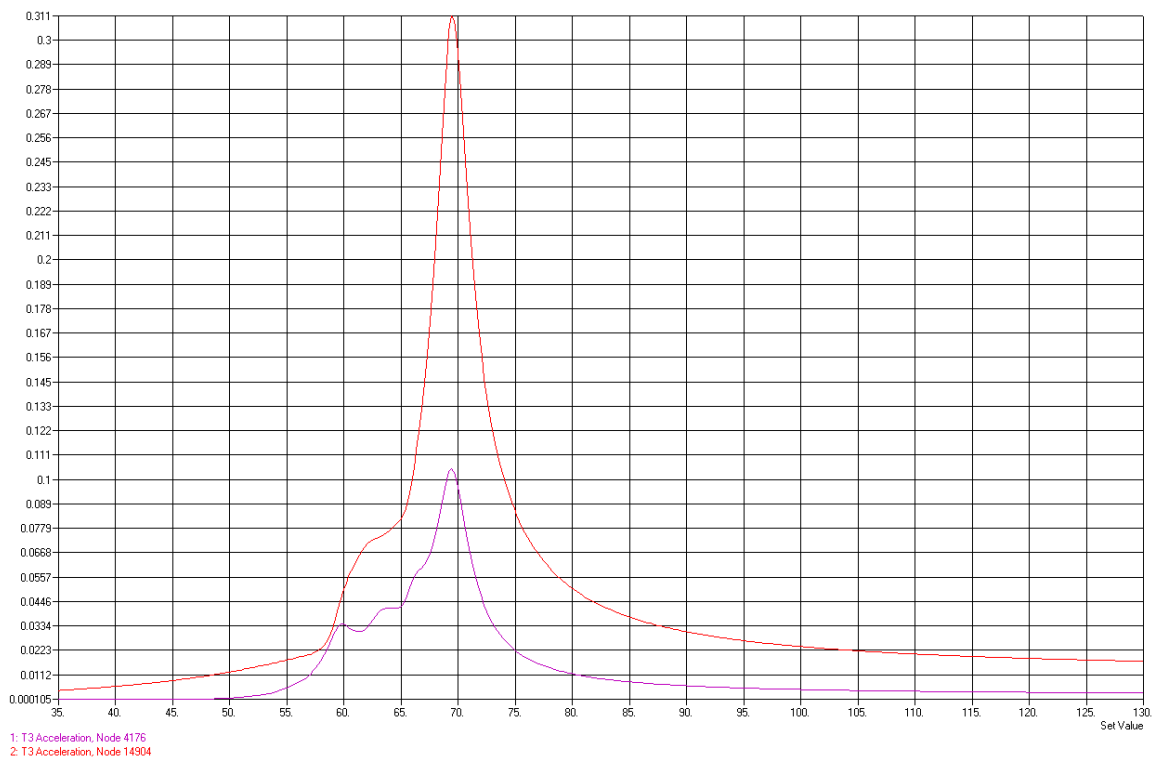


Figura 4.22. Respuesta de la barra FAE-A01-533 con $K = 10000 \text{ N/m}$.

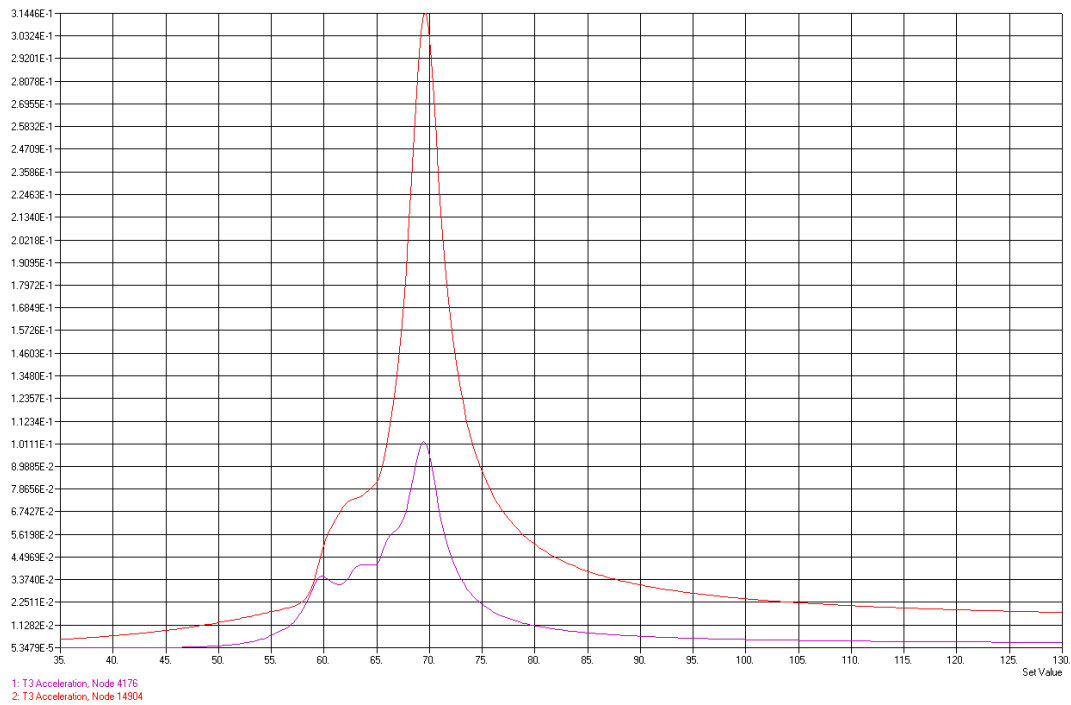


Figura 4.23. Respuesta de la barra FAE-A01-533 con $K = 100000 \text{ N/m}$.

Para la segunda alternativa propuesta de incrementar el amortiguamiento en las zonas donde se encuentran los modos globales del elemento combustible completo, tomando por ejemplo la hipótesis de que debido al sistema de sujeción, el elemento combustible se mueve con respecto a los puntos de soporte en las grillas del núcleo y por fricción se tiene una pérdida de energía, entonces estos modos tendrán un coeficiente de amortiguamiento mayor de hasta 0,15, obteniéndose la curva representada en la Figura 4.24.

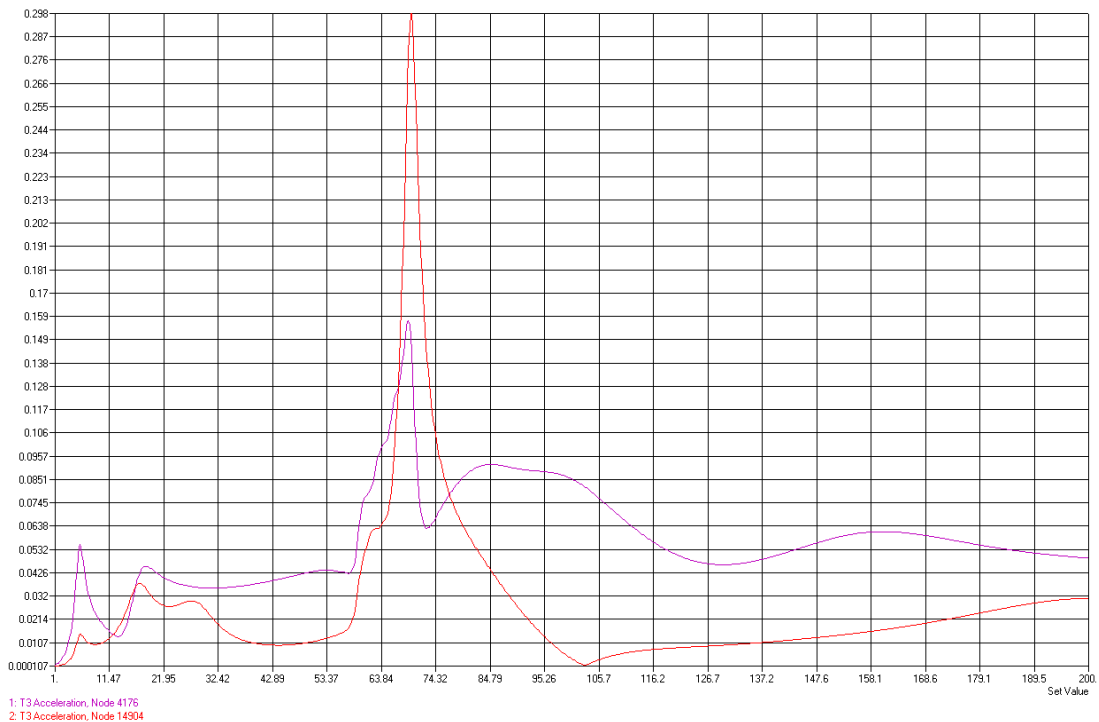


Figura 4.24. Respuesta de la barra FAE-A01-533.

En la cual se puede observar que las amplitudes de aceleración para las barras combustibles de $0,3 \text{ m/seg}^2$ son similares a las obtenidas con la primera alternativa. Tampoco se tuvo un cambio importante en la frecuencia natural de vibración, ya que en ambos casos se registro el pico máximo cercano a los 70 Hz, por lo que se considerara que la segunda opción es la más apropiada para la obtención de la respuesta dinámica del elemento combustible, ya que, aunque los modos globales no son los correctos en frecuencia, debido a las condiciones de borde de la boquilla inferior y a que la masa asociada no es representativa del combustible, permite tener una idea, con cierto error, en que frecuencias se encenrarían los mismos y cómo varían con la modificación de algunas condiciones de borde.

4.2.4. Pasos a seguir para el desarrollo de la simulación.

Será necesario para el desarrollo de este trabajo en una próxima etapa, al igual que como se hizo con el cajón superior, incluir en el modelo la boquilla inferior con elementos tetraédricos 3D, e incorporar de esta forma las condiciones de borde que la misma implica. Es de esperar que la frecuencia de los modos globales del elemento combustible disminuya por el incremento de la longitud del conjunto del combustible y la modificación de las condiciones de contorno en los puntos de apoyo que presenta la boquilla, pero como se vio en la sección 4.2.3, debido a que los modos locales de las barras combustibles se encuentran desacoplados de los globales, se estima que la respuesta de las mismas en el rango de frecuencia donde se encuentran sus modos prácticamente no se modifique.

Existen en la Referencia [1] espectros de presión analíticos empleados para verificar un elemento combustible, por lo que será necesario analizar los mismos y mediante la implementación de fórmulas semi-empíricas, desarrolladas en la misma referencia, pasar el espectro de presión analítico a un espectro de fuerza también analítico con el que se excitarán todas las barras combustibles del modelo y obtener de esta forma la respuesta de las mismas.

Además, con los resultados de los ensayos hidrodinámicos desarrollados por la División EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales), se cuenta con los espectros de presión reales del ensayo y mediante la implementación de fórmulas semi-empíricas, desarrolladas también en la Referencia [1], pasar este espectro de presión, relevado en dos posiciones del canal combustible en el ensayo, a un espectro de fuerza con el que se excitaran todas las barras combustibles del modelo y obtener de esta forma la respuesta real.

Estos resultados deberán ser comparados con los obtenidos del mismo ensayo hidrodinámico en las posiciones del modelo donde se instrumentó el prototipo de combustible ensayado, quedando de esta forma el modelo validado.

En la Figura 4.25 se muestra la respuesta de la barra combustible FAE-A01-533 obtenida en el ensayo hidrodinámico del combustible CAREM 25, en la

cual se puede ver dos picos muy altos en 50 Hz y 150 Hz originado por ruidos de línea. Se logra distinguir el pico más amplio a los 70 Hz que correspondería a los modos de las barras combustibles, y una zona de amplificación también entre 45 Hz y 60 Hz que se supone es generado por el tipo de excitación del fluido.

En el grafico de la Figura 4.25, también se puede apreciar que los modos globales del elemento combustible no se ven muy amplificados y por lo tanto los picos obtenidos en esas son relativamente bajos.

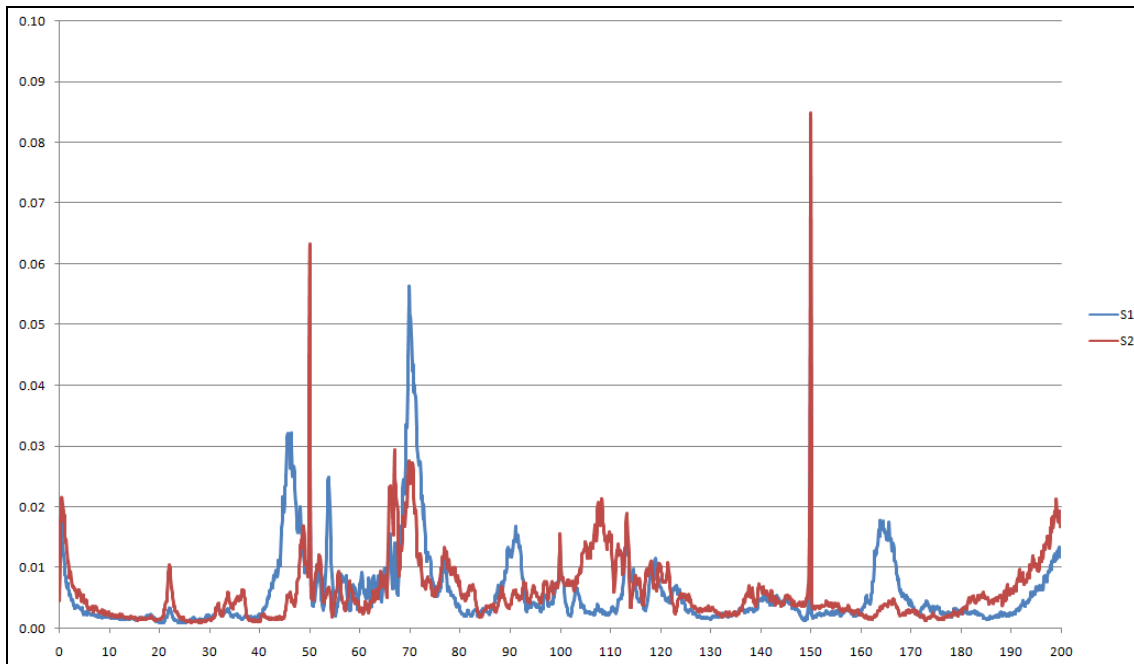


Figura 4.25. Respuesta de la barra FAE-A01-533 obtenida en el ensayo hidrodinámico.

Conclusiones

Se logró desarrollar un modelo de elementos finitos simplificado que es representativo de las primeras frecuencias naturales de vibración de las barras propuestas para el diseño del elemento combustible del reactor CAREM. El modelo pudo ser utilizado, al compararse con los ensayos que se tenían hasta el momento de realización de este trabajo, para poder estimar algunas condiciones de borde que se desconocían.

Debido a que los valores de frecuencia a los cuales resonaban las barras combustibles, obtenidas en el ensayo, eran más altos que los obtenidos por el modelo 1D, se pudo determinar la existencia de un parámetro que estaba aportando rigidez y que no se estaba teniendo en cuenta en el modelo. En ese sentido se identificó un parámetro importante para el modelado de las barras combustibles que es la rigidez aportada por los separadores elásticos, la cual no debe modelarse en forma puntual, sino que se debe tener en cuenta la real dimensión del separador elástico y la ubicación de los puntos de apoyo en las barras combustibles.

Los resultados obtenidos en el modelo simplificado de la barra combustible se implementaron en un modelo 3D con el arreglo de barras que se tienen en un elemento combustible para obtener las respuesta frente a un espectro de amplitud constante entre 1 Hz y 200 Hz, excitando de manera unitaria en el cajón superior con el fin de obtener resultados similares a los vistos en los ensayos, de lo que se desprende que se logran ver los tres modos de barras en la zona de 70 Hz pero no se pueden sacar conclusiones con respecto a la amplitud de la vibración debido a que se desconoce el nivel con el que se excitó al elemento combustible.

Referencias bibliográficas

1. *Flow-Induced Vibration* - Robert D. Blevins – Litton Educational Publishing, Inc., 1977.
2. *Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures* - Shoei-Sheng Chen - Hemisphere Publishing Corporation, 1987.
3. *Vibraciones Inducidas por Fluidos*. Gerencia de Área Energía Nuclear U.A. ENDE, Grupo EECE.
4. *Método Aproximado para Estimar la Respuesta Vibratorias de Barras Combustibles a Partir de un espectro de presión conocido*. Depto. Combustibles Nucleares, Informe Técnico N° CN-12/82, Div. Ensayos Hidrodinámicos.
5. *Caracterización dinámica de las barras combustible CAREM*. Gerencia de Área Energía Nuclear, U.A. ENDE, Grupo EECE. Informe Técnico IN-13-E014-EE/11.
6. *Determinación de las frecuencias naturales de vibración del elemento combustible*. Gerencia de Área Energía Nuclear, U.A. ENDE, Grupo EECE. Informe Técnico IN-13-E-047-EE/10 Rev. 1.

Anexo 2 –Ensayos para la obtención de las frecuencias naturales en aire y agua.

La División EECE (Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales) desarrolló un ensayo sobre un prototipo del elemento combustible para el reactor CAREM para determinar las frecuencias naturales locales de las barras combustibles, tanto en aire como también en agua estanca.

Las condiciones de vínculo del prototipo del elemento combustible fueron las mismas que las que existen en el núcleo del reactor, reproduciendo las piezas que forman las Grillas Superior e Inferior del Núcleo y se instaló un generador electrodinámico de vibraciones para generar la excitación de la respuesta dinámica de las barras combustibles con un barrido en frecuencia desde 0 a 400 Hz.

Durante el ensayo se colocaron dos barras combustibles instrumentadas como se especifican en la Tabla 1 y se obtuvieron los espectros que se presentan en las Figuras 1 y 2.

Tabla 1. Distribución y posición de los acelerómetros en cada barra combustible.

BARRA COMBUSTIBLE	Nro Serie	Sensibilidad (Pc/ms2)	UBICACIÓN	Distancia (ejeY) mm	
FAE - A01 - 533	20933	0.05986	COTA 1 (No. 14)	1316.5 mm	S1
	20825	0.06636	COTA 2 (No. 13)	282.5 mm	S2
FAE - A01 – 634	20835	0.06299	COTA 1 (No. 17)	1316.5 mm	S3
	21036	0.05912	COTA 2 (No. 16)	282.5 mm	S4

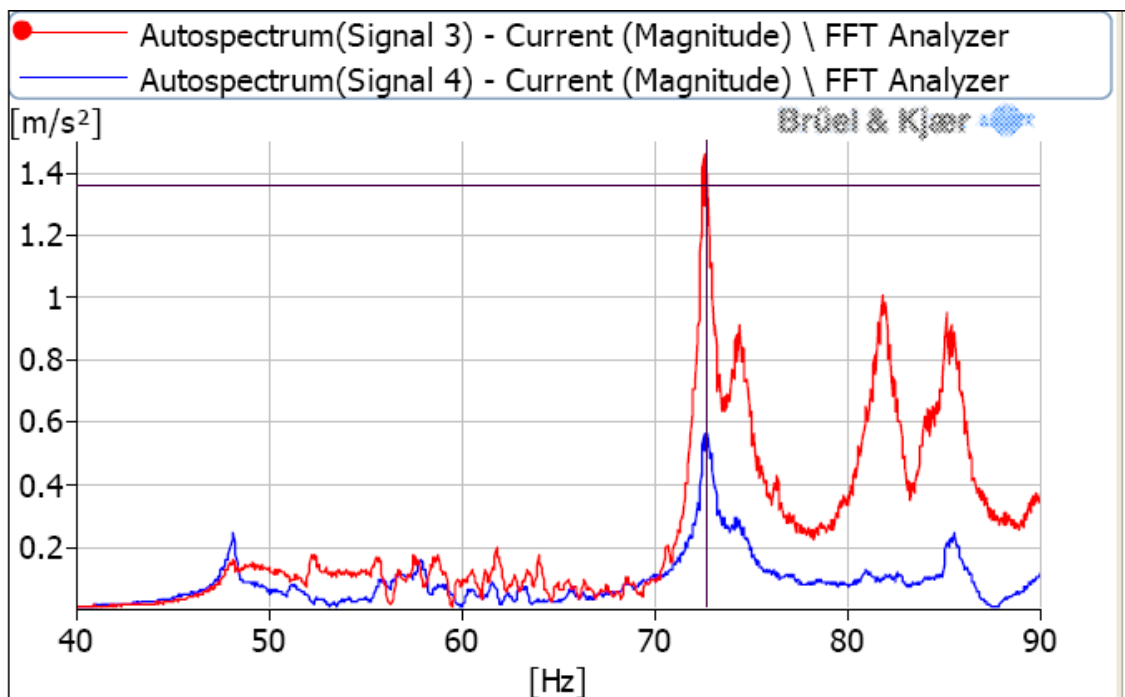


Figura 1. Respuesta dinámica de la barra FAE - A01 – 634 en aire.

De los espectros de la Figura 1 obtenidos en aire pueden determinarse la primera frecuencia natural de vibración en 72 Hz y la segunda en 74,5 Hz.

Los picos que se ven por encima de los 80 Hz no corresponderían a frecuencias naturales de las barras combustibles y pueden ser asociadas a alguna otra estructura o componente que responde en su propia frecuencia natural y excita las barras combustibles en esa frecuencia.

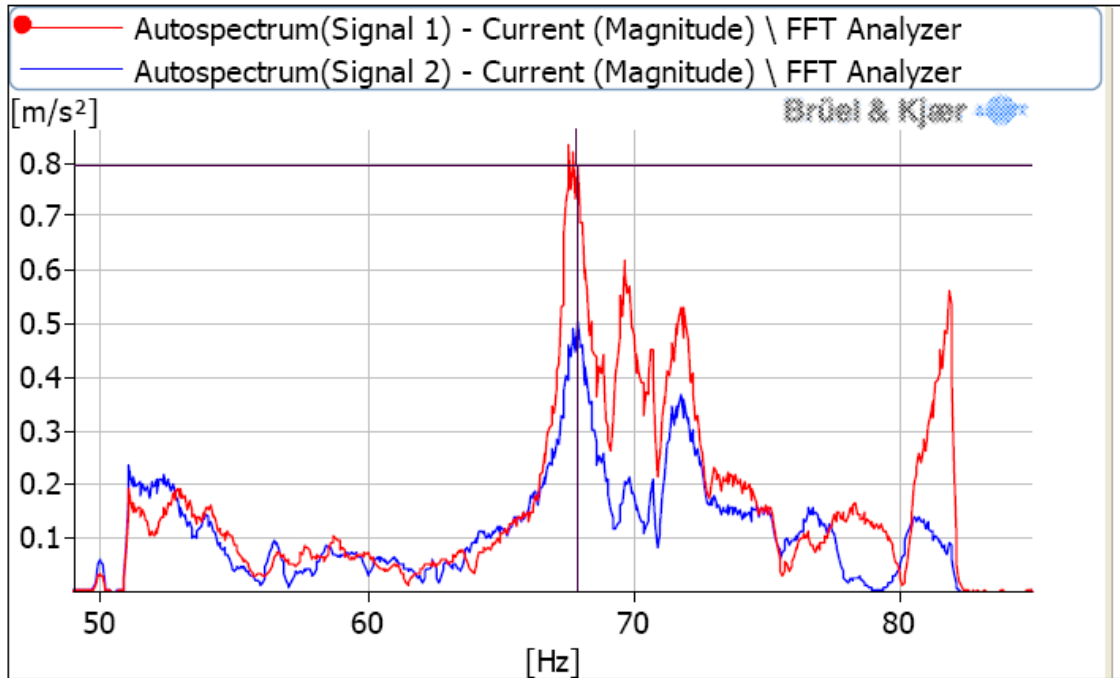


Figura 2. Respuesta dinámica de la barra FAE - A01 - 533 en agua estanca.

Para el caso de los espectros obtenidos con el elemento combustible sumergido en agua estanca se encuentran tres frecuencias naturales de vibración, la primera en 67 Hz, la segunda en 69,5 Hz y la tercera en 72 Hz.

Al igual que en caso anterior se tiene un pico de respuesta por encima de 80 Hz que no correspondería a una frecuencia natural de vibración de las barras combustibles.

Con las dos primeras frecuencias naturales, en aire de 72 Hz y en agua de 67 Hz, se podría obtener la masa asociada para la barra combustible; Dado que la ecuación analítica para la obtención de las frecuencias naturales de una barra en aire y en agua está representada por las ecuaciones (1.1) y (1.2)

$$f_{aire} = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (1.1)$$

$$f_{agua} = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{m + m_a}} \quad (1.2)$$

Haciendo el cociente entre las dos ecuaciones anteriores obtenemos la ecuación (1.3).

$$\frac{f_{aire}}{f_{agua}} = \sqrt{\frac{m + m_a}{m}} \quad (1.3)$$

Dado que la masa de una barra combustible, teniendo en cuenta las pastillas de UO₂ que tiene en su interior, es de 0,881 Kg. De la ecuación (1.3) se obtiene la masa asociada para una barra combustible:

$$m_a = m \left(\left(\frac{f_{aire}}{f_{agua}} \right)^2 - 1 \right)$$

$$m_a = 0,881Kg \left(\left(\frac{72Hz}{67Hz} \right)^2 - 1 \right) \quad (1.4)$$

$$m_a = 0,136Kg$$

La masa total de la barra combustible sumergida en agua será:

$$m_{sumergida} = m + m_a = 0,881kg + 0,136kg$$

$$m_{sumergida} = 1,017kg \quad (1.5)$$