

CÁLCULO NUMÉRICO DE LAS VELOCIDADES CRÍTICAS DE UNA BOMBA DE CIRCUITO PRIMARIO DE UNA CENTRAL NUCLEAR

Fernando Palmieri ¹, Andreas Klempnow ² y Wadi Chiapparoli ³

¹ Grupo de Vibraciones Mecánicas – UTN Facultad Regional San Nicolás
Colon 332, San Nicolás, Buenos Aries, Argentina- fpalmieri@frsn.utn.edu.ar

² Grupo de Vibraciones Mecánicas – UTN Facultad Regional Delta
San Martín 1175, Campana, Buenos Aires, Argentina- andreas.klempnow@gmail.com

³ Grupo de Vibraciones Mecánicas – UTN Facultad Regional San Nicolás
Colon 332, San Nicolás, Buenos Aries, Argentina- wchiapparoli@frsn.utn.edu.ar.

RESUMEN

Las centrales de generación nuclear emplean grandes bombas para introducir agua en el circuito primario, estas bombas son elementos críticos y su falla puede obligar a detener toda la planta. Es por ello que, normalmente, están instrumentadas con sensores de vibraciones para monitoreo continuo. Si bien el tipo de sensores utilizados cumplen adecuadamente la función de control en línea y alerta temprana ante posibles fallas, no permiten tener una gran capacidad de análisis sobre las vibraciones en funcionamiento. Esto se debe principalmente a la baja frecuencia de muestreo.

Durante pruebas de rutina de una de estas bombas, se determinó que experimentaba una cierta inestabilidad de vibraciones durante el arranque y la parada de la misma. Esta inestabilidad se asumió que se producía presuntamente por estar atravesando una velocidad crítica. Para confirmar esta conjetura, y ante la carencia de datos del fabricante, se decidió hacer un modelo matemático de la misma.

Como los datos geométricos eran reducidos, dado que solamente se contaban con planos generales, se empleó el método de la matriz de transferencia para modelar el rotor de la bomba y encontrar las velocidades críticas y la respuesta a las condiciones de desbalance. Para llegar a un buen resultado se debió aproximar el comportamiento de los cojinetes y la distribución de masa utilizando distintos valores probables y suposiciones tomadas de trabajos similares encontrados en la literatura específica.

Finalmente, se encontraron los valores más probables para la primera velocidad crítica del rotor de la bomba y la respuesta en el arranque y se confirmó la suposición inicial de los analistas que habían hecho las mediciones de arranque y parada de la bomba.

Palabras clave: *Dinámica de Rotores; Bomba; Velocidades críticas; Modelado numérico.*

1. INTRODUCCIÓN

La generación nuclear es una de las alternativas empleadas en muchos países que tienen que abastecer una demanda creciente de energía eléctrica, en un escenario global de reducción de disponibilidad de combustibles fósiles y como alternativa que disminuye la emisión de gases de efecto invernadero en comparación con el carbón, el gas o el petróleo [1]. Es por ello que, a pesar de los requisitos de seguridad y regulatorios que tienen todos los procesos que involucran a las plantas de generación nuclear, y de las posibles consecuencias que tienen los accidentes en este tipo de centrales, aún hoy en día son una alternativa atractiva en desarrollo en varios países, dado que posibilitan generar grandes potencias de forma continua.

En febrero de 2019 se encontraban operables 450 centrales nucleares de potencia distribuidas en 30 países, totalizando una capacidad instalada de 397 GW, que representaba aproximadamente el 11% de la capacidad total de generación de energía en el mundo [2]. No obstante, desde el accidente de Fukushima en 2011, algunos países se están replanteando su continuidad en la generación nuclear, principalmente en Europa. Los países del continente asiático, en cambio están apostando fuertemente a su crecimiento.

Los accidentes como el de Fukushima o Chernóbil han generado impacto en el crecimiento de esta forma de generación. Al analizar estudios del tema [3] se observa que el número de centrales nuevas que entraron en construcción se incrementó año a año hasta principio de los 80's, luego se redujo hasta mediados de los 90's y había comenzado a crecer hasta el 2012, donde vuelve a descender. No obstante, la capacidad instalada fue siempre en aumento debido a que las centrales que nuevas que entraron en servicio son, en general, de mayor potencia que las que salían de servicio.

Actualmente las nuevas tecnologías en desarrollo podrían permitir que el impacto de los residuos de este tipo de centrales se reduzca significativamente a partir del reciclado de los elementos combustibles, logrando reducir la radiación residual por debajo del nivel del uranio natural de casi 10000 años con el proceso de reciclado común usado actualmente a tan solo 500 años con los nuevos procesos [4].

El marco regulatorio y el nivel de exigencia en los controles durante la operación de estas centrales es mayor que para otras formas de generación. La detección de fallas y el monitoreo de los fenómenos que ocurren en el reactor, son temas centrales que motivan muchas inversiones y actualizaciones de los sistemas en operación.

En este contexto global, Argentina cuenta con tres centrales nucleares de potencia, Atucha I, Atucha II y Embalse. Las dos primeras son de reactor presurizado de agua pesada PHWR. La primera entró en servicio en 1974, y desde 2008 a la fecha se encuentra en un proceso de extensión de vida útil para prolongar su servicio 25 años, su potencia instalada es de 362MW.

Atucha II, fue un proyecto que estuvo parado muchos años y entró en servicio en 2014, su tecnología y equipos originales son similares a los de Atucha I, pero la duplica en potencia. La Central Nuclear Embalse, en cambio, es de tipo CANDU (Canadian Uranium Deuterium), pertenece al tipo de centrales de tubos de presión horizontales, que utiliza como combustible el uranio natural y su refrigerante y moderador es el agua pesada. Esta se puso en operación en 1984. En 2015, salió de servicio y se llevó a cabo un proyecto de extensión de vida por 30 años más, volviendo a entrar en servicio en 2019 [5].

En la figura 1 se presenta el esquema del circuito primario típico para las centrales nucleares de potencia operativas en Argentina. En ambos casos, el elemento o los elementos encargados de realizar el movimiento del agua pesada del reactor a los generadores de vapor son una o más bombas verticales que reciben el nombre de bombas principales del sistema primario.

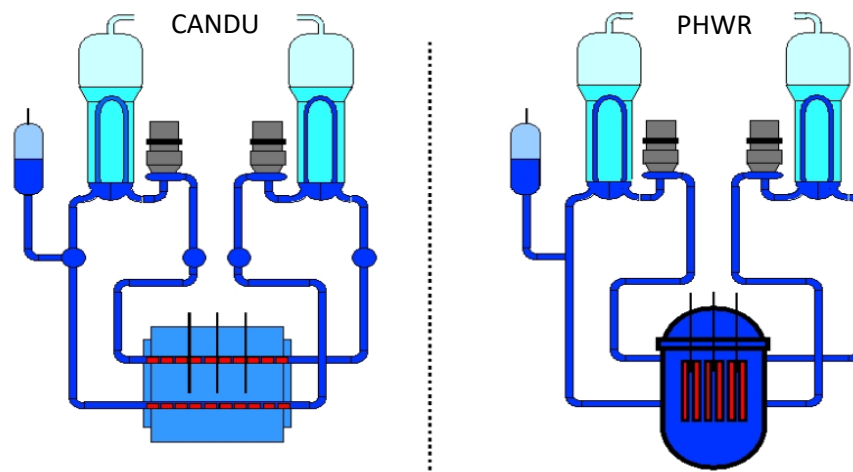


Figura 1: Esquemas de circuito primario de reactores tipo CANDU y PHWR [6].

Dichas bombas son equipos críticos para garantizar el flujo de agua y la extracción de calor del reactor en funcionamiento. En el caso de las centrales Argentinas, son máquinas que tienen ya un tiempo considerable en servicio y están instrumentadas con sensores de monitoreo de vibraciones que cumplen adecuadamente la función de control en línea y alerta temprana ante posibles fallas, pero no permiten tener una gran capacidad de análisis sobre las vibraciones en funcionamiento dada la antigüedad de los mismos y que no fueron pensados con esa función.

No obstante, durante pruebas de rutina de una de estas bombas, los analistas observaron que en los datos de vibraciones se experimentaba una cierta inestabilidad durante el arranque y la parada de la misma, esta inestabilidad puede ser atribuida a estar atravesando una velocidad

crítica. Dada la poca cantidad de datos medidos y la carencia de datos del fabricante, se decidió hacer un primer modelo matemático de la misma para dar sustento a esta conjetura.

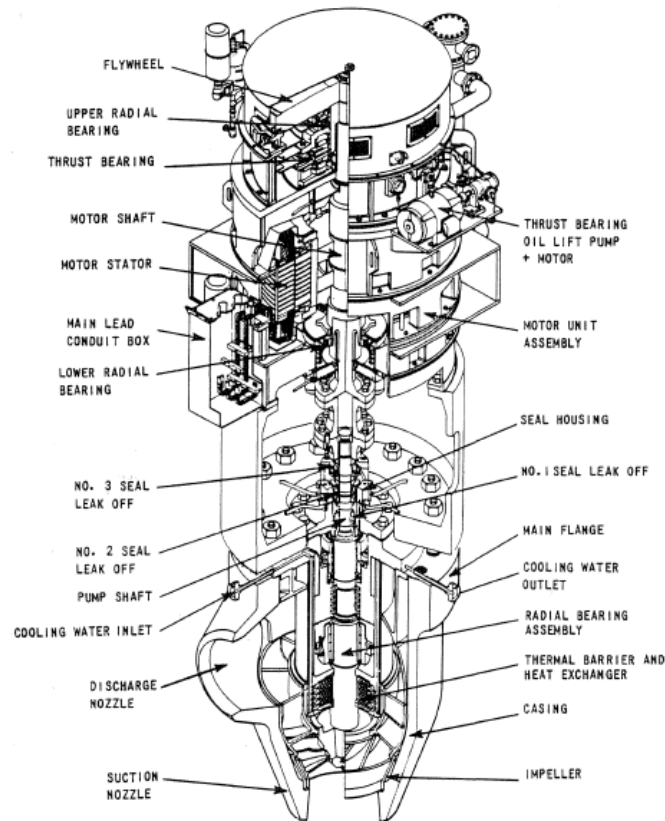


Figura 2: Bomba tipo de circuito primario [7].

El conocimiento de las velocidades es muy importante para la operación segura de las bombas. En este trabajo se describe un modelo numérico de una bomba del circuito primario del Reactor de Central Nuclear a partir de esquemas simples para poder determinar la posibilidad de existencia de una velocidad crítica en el rango de arranque de la bomba. En este trabajo se propone la primera aproximación de modelado, para luego en caso de ser requerido, poder llevar adelante la realización de un modelo más elaborado que permita simular otros problemas más complejos.

2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

Esta bomba es de eje vertical (figura 2) con un motor de 6000 kW, en la parte superior del motor se encuentra el cojinete de soporte axial de todo el conjunto junto con un cojinete radial y un volante de inercia. Luego el motor tiene un cojinete radial en la parte inferior. Tanto el cojinete

superior e inferior están lubricados con aceite. Cuenta con una bomba que eleva el cojinete axial antes de arrancar para evitar roces. El motor se conecta con la bomba con un acople rígido y un espaciador.

En la parte inferior de la bomba, al lado del impulsor, se encuentra el cojinete inferior que es lubricado por agua. En la carcasa está el sensor de velocidad de vibraciones exterior, en la misma altura. Por sobre el cojinete inferior se encuentra el sello de la bomba de tres etapas. Todos los acoples son rígidos tipo bridas. Por lo cual el eje del motor y de la bomba se comporta como un solo eje flexible. En la figura 3 se presenta el plano de las dos partes principales del equipo estudiado.

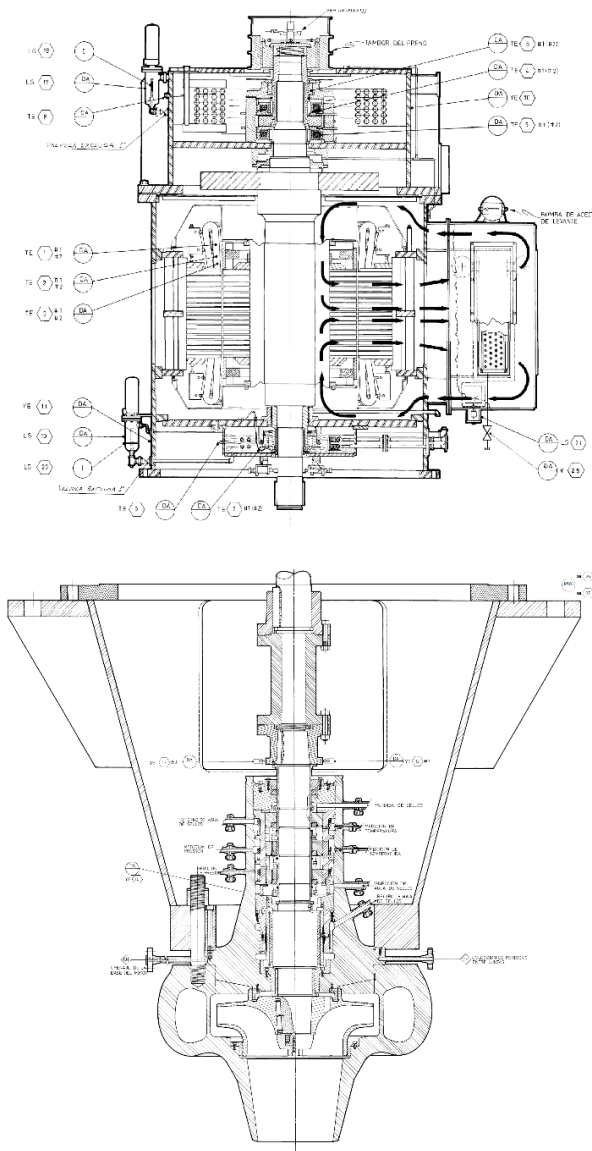


Figura 3: Corte de los subconjuntos principales de la bomba.

3. MODELO MATEMATICO

3.1. Formulación

Para modelar el rotor se eligió el método de la matriz de transferencia en una forma similar a la propuesta originalmente por Myklestad para sistemas sometidos a la flexión [8]. A partir del cual el rotor se divide en tramos de ejes flexibles llamados campos y discos rígidos llamados estaciones (figura 4). Para cada uno de ellos, usando principios de la mecánica de Newton y de teoría de la Elasticidad, se plantean ecuaciones que relacionan deflexión lateral, el ángulo de giro y los esfuerzos del eje en determinados puntos característicos a lo largo del eje (cambios de sección, apoyos intermedios, rodetes de álabes, etc.), avanzando en forma progresiva hasta llegar al otro extremo. La satisfacción de las condiciones de contorno de en los extremos y en todos los puntos intermedios permite plantear un sistema de ecuaciones lineales para determinar las velocidades críticas. Luego para cada velocidad se puede obtener el estado del rotor en esos puntos característicos intermedios, a través de las mismas ecuaciones, y de esa manera se obtienen las formas modales [9]. Como sugiere Murphy [10] en algunos casos puede presentar errores en la determinación de algunas de las velocidades críticas, pero existen técnicas para asegurar la precisión y mejorar los resultados.

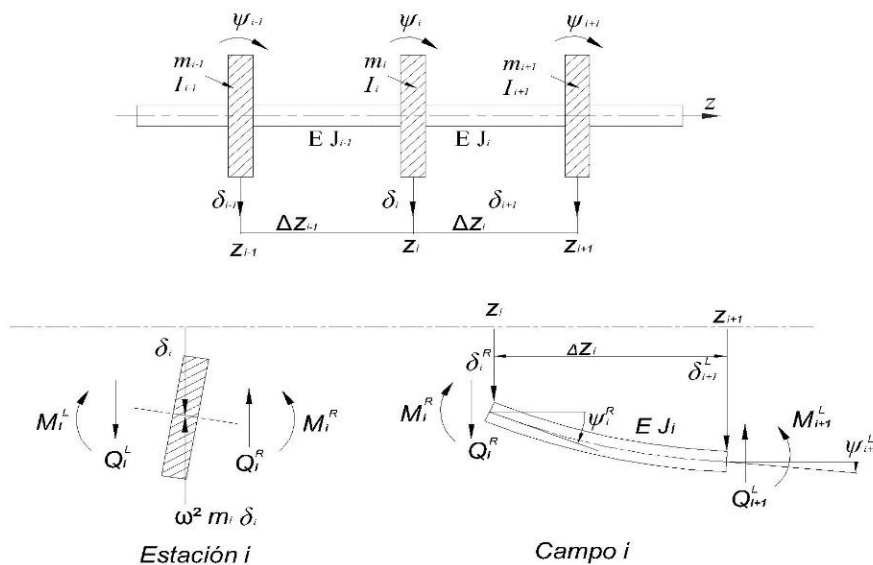


Figura 4: Ejemplo de descomposición de un rotor en campos y estaciones.

En trabajos anteriores [9, 11, 12] se puede encontrar detallada la formulación del método. Pero en resumen, para cada estación o campo se plantea un sistema de ecuaciones que relacione la deflexión lateral δ , el ángulo de giro ψ , el esfuerzo de corte Q , y el momento flector M_f a ambos lados de dicho elemento. Ese sistema se presenta como una matriz de coeficientes o matriz de transferencia.

$$\{\delta_i^r \quad \psi_i^r \quad M_i^r \quad Q_i^r\}^T = [T_{f/s}]_i \{\delta_i^l \quad \psi_i^l \quad M_i^l \quad Q_i^l\}^T \quad (1)$$

Por último, considerando todos los campos y estaciones se llega al sistema de ecuaciones que rige el comportamiento del rotor y se puede expresar de la forma.

$$\{\delta_{n+1}^r \quad \psi_{n+1}^r \quad M_{n+1}^r \quad Q_{n+1}^r\}^T = [T_s]_{n+1} [T_f]_n \dots [T_f]_2 [T_s]_2 [T_f]_1 [T_s]_1 \{\delta_1^l \quad \psi_1^l \quad M_1^l \quad Q_1^l\}^T \quad (2)$$

En este trabajo se eligió la formulación de matriz de campo considerando el modelo de masa distribuida [9] y la teoría de vigas de Timoshenko [13], que ha sido empleado con éxito para turbinas en el pasado [12], donde se propone que la deflexión a lo largo del eje es una serie de funciones trigonométricas.

$$\delta_y(z,t) = \delta_y(z) e^{i\omega t}, \text{ siendo } \delta_y(z) = A \cosh(\lambda_1 z) + B \sinh(\lambda_1 z) + C \cos(\lambda_2 z) + D \sin(\lambda_2 z) \quad (3)$$

Trabajando se puede llegar a distintas formas de la matriz de transferencia según: la cantidad de términos de la serie y las direcciones que se consideren para el movimiento. Pudiendo usar matrices de transferencia de 4x4, 8x8 o de 16x16 elementos.

Para obtener las matrices de transferencia de cada disco o estación se plantean las ecuaciones clásicas de movimiento de un cuerpo rígido expresando el momento cinético en un sistema solidario al disco [14]. Partiendo de esta manera, considerando el efecto giroscópico y la masa del disco, se puede llegar a un sistema de ecuaciones que permite obtener una matriz de transferencia relativamente simple para el disco.

$$\begin{Bmatrix} \delta_i^L \\ \psi_i^L \\ M_i^L \\ Q_i^L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & k\Omega\omega - I_p\omega^2 & 1 & 0 \\ -m_d\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \end{Bmatrix} = [T_f]_i \begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Donde Ω es velocidad de rotación, I es momento de inercia de masa del disco respecto al eje de giro, I_p es el momento de inercia del disco respecto a un eje perpendicular al de giro, ω es la velocidad crítica y los superíndices R y L indican derecha e izquierda del disco.

Por último, en Método de la Matriz de Transferencia los soportes son considerados también como estaciones y la matriz de transferencia de estas se obtiene considerando que los apoyos tienen una determinada rigidez K_i constante y aplicando la ley de Newton a un elemento de eje de longitud despreciable ubicado en el centro del apoyo, se llega a la siguiente ecuación:

$$\begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -K_i & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i^L \\ \psi_i^L \\ M_i^L \\ Q_i^L \end{Bmatrix} = [T_s] \begin{Bmatrix} \delta_i^L \\ \psi_i^L \\ M_i^L \\ Q_i^L \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Donde K_i es la rigidez del soporte. La estimación de este parámetro es un tema bastante complejo, pero algunos autores [15] lo resuelven exitosamente suponiendo que la misma es equivalente a 10^4 veces la rigidez de los campos (tramos de ejes) adyacentes a la estación.

3.2 Construcción del modelo numérico

Como solo se tenían planos de conjunto con cotas generales similares a los presentados en la figura 3, se procedió a escalar las imágenes dentro del programa Autodesk AutoCAD para redibujar el eje y tomar las medidas de cada tramo del mismo. Con esas medidas se construyó una tabla (tabla 1) que contiene los diámetros y largos aproximados de cada tramo de eje.

También se generó un sólido 3D del eje completo (figura 5) con todos sus accesorios para estimar la masa de cada elemento del mismo. Algunos datos como el peso del impulsor estaban en los planos.

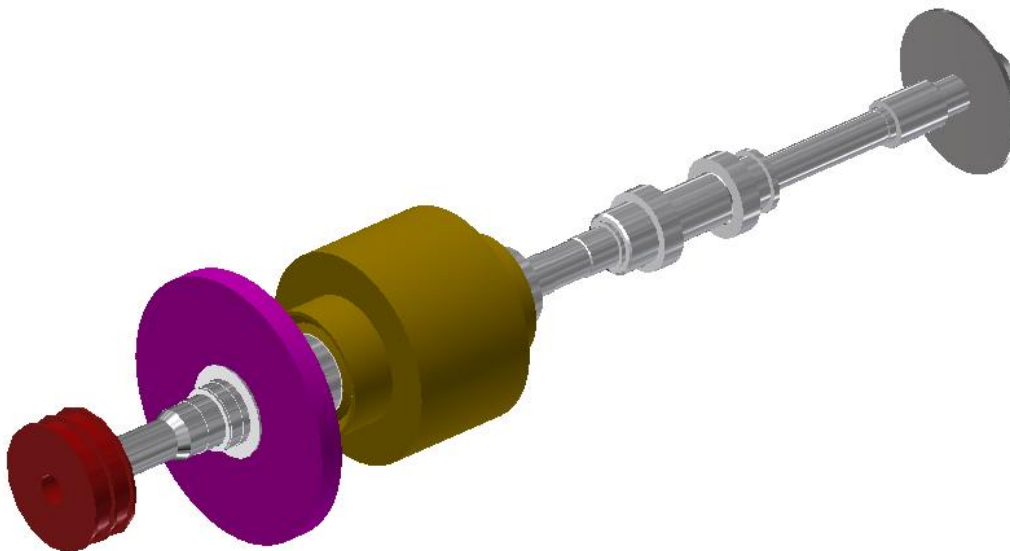


Figura 5: Dibujo reconstruido del rotor completo

Tabla 1. Datos de modelo numérico: campos.

Número	Longitud (mm)	ϕ_e (mm)	ϕ_i (mm)	F (m ²)	m/l (kg/m)	M (kg)	J (m ⁴)
1	85	178	0	0,0249	194,10	16,50	0,000049278
2	157	190	0	0,0284	221,15	34,72	0,000063971
3	58	199	0	0,0311	242,60	14,07	0,000076981
4	345	228	0	0,0408	318,46	109,87	0,000132651
5	66	254	0	0,0507	395,23	26,09	0,000204317
6	121	284	0	0,0633	494,11	59,79	0,000319333
7	114	295	0	0,0683	533,12	60,78	0,000371756
8	105	360	0	0,1018	793,94	83,36	0,000824480
9	148	524	0	0,2157	1682,08	248,95	0,003700795
10	207	570	0	0,2552	1990,37	412,01	0,005181665
11	66	494	0	0,1917	1494,99	98,67	0,002923329
12	183	436	0	0,1493	1164,55	213,11	0,001773846
13	602	455,4	0	0,1629	1270,49	764,83	0,002111261
14	602	455,4	0	0,1629	1270,49	764,83	0,002111261
15	187	440	0	0,1521	1186,01	221,78	0,001839842
16	188	224	0	0,0394	307,38	57,79	0,000123584
17	246	212	0	0,0353	275,33	67,73	0,000099155
18	173	230	0	0,0415	324,07	56,06	0,000137367
19	20	224	0	0,0394	307,38	6,15	0,000123584
20	25	266	0	0,0556	433,46	10,84	0,000245752
21	191	350	0	0,0962	750,45	143,34	0,000736618
22	54	448	224	0,1182	922,15	49,80	0,001853759
23	75	448	159	0,1378	1074,66	80,60	0,001945970
24	411	288	159	0,0453	353,25	145,19	0,000306334
25	60	554	159	0,2212	1725,33	103,52	0,004592532
26	60	554	0	0,2411	1880,20	112,81	0,004623906
27	134	297	0	0,0693	540,38	72,41	0,000381940
28	40	356	0	0,0995	776,40	31,06	0,000788442
29	47	570	0	0,2552	1990,37	93,55	0,005181665
30	832	190	0	0,0284	221,15	184,00	0,000063971
31	43	200	0	0,0314	245,04	10,54	0,000078540
32	330	268	0	0,0564	440,00	145,20	0,000253226
33	165	206	0	0,0333	259,97	42,89	0,000088397
34	222	189,5	0	0,0282	219,99	48,84	0,000063300
35	62	112	0	0,0099	76,85	4,76	0,000007724

La tabla 1 resume los datos de los campos o tramos de ejes en los que se descompuso el rotor de la bomba a partir del plano.

En cuanto a las estaciones, se resumen en la tabla 2, pero en su mayoría eran cambios de sección, excepto por los cojinetes que eran 3, el impulsor, el volante de inercia, el rotor eléctrico y el sistema de frenado. De los dos primeros se tenían los datos certeros de la masa y medidas para incluir en el modelo, pero no así, del sistema de frenos ni del rotor eléctrico. En este caso

se realizaron estimaciones que se describen más adelante. Para los cojinetes se usó la estimación antes mencionado de 10^4 veces la rigidez de los campos (tramos de ejes) adyacentes a la estación [15].

Tabla 2. Datos de modelo numérico: estaciones

Número	Apoyo/disco/cambio de sección	Masa (kg)
1	Extremo libre	---
2	Disco tambor de freno	???
3	Cambio de sección	---
4	Cambio de sección	---
5	Cojinete	
6	Cambio de sección	
7	Cambio de sección	---
8	Cambio de sección	---
9	Cambio de sección	---
10	Disco volante de inercia	1695
11	Cambio de sección	
12	Cambio de sección	---
13	Cambio de sección	
14	Disco rotor eléctrico	???
15	Cambio de sección	
16	Cambio de sección	
17	Cambio de sección	
18	Cojinete	---
19	Cambio de sección	
20	Cambio de sección	
21	Cambio de sección	
22	Cambio de sección	
23	Cambio de sección	
24	Cambio de sección	
25	Cambio de sección	
26	Cambio de sección	
27	Cambio de sección	
28	Cambio de sección	
29	Cambio de sección	
30	Cambio de sección	
31	Cambio de sección	
32	Cambio de sección	
33	Cojinete	
34	Cambio de sección	
35	Disco impulsor	450
36	Extremo libre	---

4. RESULTADOS

Como existían datos insuficientes sobre el rotor del motor eléctrico y del sistema de frenado en el extremo de este elemento, se realizaron varias iteraciones de cálculo numérico considerando distintas masas de los mencionados elementos.

Se supusieron valores máximos y mínimos de la masa del rotor eléctrico y del freno, por analogía con otros motores similares. Luego se hicieron cálculos para todo el rango de valores intermedios y se obtuvieron por matriz de transferencia las velocidades críticas para cada combinación.

Estas iteraciones se agruparon en una distribución normal y se determinaron los extremos para el rotor completo más pesado y liviano y el valor medio (más probable) usando una planilla de cálculos. En la tabla 3 se resumen las velocidades críticas para la estimación más probable versus estimaciones de valores extremos.

Tabla 3. Primeras dos Velocidades críticas para distintos pesos de rotor eléctrico y freno

Velocidad crítica	Rotor más liviano	Rotor peso mas probable	Rotor más pesado
1 ^{ra}	1151 rpm	1026 rpm	951 rpm
2 ^{da}	3488 rpm	3132 rpm	2984 rpm

5. CONCLUSIONES

El modelo construido permite estimar que la primera velocidad crítica se encuentra aproximadamente a 1026 rpm. La precisión de esta estimación depende de los datos disponibles que al momento de este modelo son solo aproximados. Esta estimación coincide con el rango de arranque dado que la bomba opera hasta 1500 rpm.

Con mayor información de los cojinetes y de las medidas reales se podría elaborar un modelo más complejo, que pueda permitir estudiar otros fenómenos.

REFERENCIAS

- [1] Sadekin S., Zaman S., Mahfuz M., Sarkar R. *Nuclear power as foundation of a clean energy future: A review*. Energy Procedia, vol. 160, pp. 513-518, 2019.
- [2] Fraguas F., *Energía nuclear en el mundo: estado del arte y proyecciones futuras*. Tesis de Maestría interdisciplinaria en energía de la Universidad de Buenos Aires, 2019.
- [3] Rogner H.H., *World outlook for nuclear power*. Energy Strategy Reviews, vol. 1, pp. 291-295, 2013.

- [4] Horvath A., Rachlew E., *Nuclear power in the 21st century: Challenges and possibilities*. Ambio- A Journal of Environment and Society, vol. 45,1, pp. 38-49, 2016.
- [5] <https://www.na-sa.com.ar/> sitio web Nucleoeléctrica Argentina S.A. consultado el 13/4/2023
- [6] <https://canteach.candu.org/Pages/Image%20Library.aspx> consultado el 13/04/2023.
- [7] Kitch D. M., *Pump Selection and Application in a pressurized water reactor electric generating plant*. Proceedings of the second international pump symposium, Turbomachinery Laboratories, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University. Pp. 47-58, 1985.
- [8] Meirovitch, L. *Analytical Methods in Vibrations*. The Macmillan Company, Londres, 1967.
- [9] Palmieri, F., Violante, D., Klemnow, A., *Análisis de rotores por el M.M.T. usando el modelo de eje con distribución continua de masa o el modelo de viga ideal*. VI CAIM - VI Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica. ISBN 978-987- 46987-0-4. Del 10 al 12 de octubre de 2018, Tucumán, Argentina.
- [10] Murphy, B.T. Vance, J. M., *An improved method for calculating critical speeds and rotordynamic stability of turbomachinery*. Transactions of the ASME- Journal of Engineering for Power, vol. 105, pp. 591-595, 1983.
- [11] Violante, D., Palmieri, F., Klemnow, A. "Análisis de variaciones de las velocidades críticas de un rotor producto de cambios de rigidez de los cojinetes" V CAIM- V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica. ISBN: 978-987-1676-63-7. Del 5 al 7 de octubre de 2016, Santiago del Estero, Argentina.
- [12] Palmieri, F., Violante, D., Klemnow, A. *Análisis mediante el método de la matriz de transferencia de turbogenerador de energía eléctrica*. VII CAIM-II CAIFE - VII Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica y II Congreso Argentino de Ingeniería Ferroviaria. ISBN 978-950-42-0210-3. Del 15 al 17 de setiembre de 2021, San Nicolás, Argentina.
- [13] Timoshenko, S. *Vibrations problems in engineering*, D. Van-Nostrand C. New York, 1937.
- [14] Ghasemalizadeh, O., Reza Mirzaee, M., Sadeghi, H., Taghi Ahmadian, M. *Rotor bearing System Analysis Using the Transfer Matrix Method with Thickness Assumption of Disk and Bearing*. International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Engineering, vol. 2, 4, pp.206-213, 2008.
- [15] Al-Bahkali, E., EIMandany, M., (2009). *Dynamic Analysis of Rotating Machinery Using Computer Aided design Approach*. Research Center, King Saud University. pp. 1-10, 2013.