

Identificación de ruido en tolva de máquina trituradora de PET implementando análisis modal

Noise identification in PET crusher machine hopper by implementing modal analysis

Alejandro Palacios Méndez¹, Ilse J. Santa Rosa Vargas¹, Germán A. Rodríguez Castro², Alfonso Meneses Amador²

¹Tecnológico Nacional de México. Campus Poza Rica

²Grupo Ingeniería de Superficies, SEPI ESIME Zacatenco, Instituto Politécnico Nacional, U.P. Adolfo López Mateos, Zacatenco, Ciudad de México 07738, México

Corresponding autor: alejandro.palacios@itspozarica.edu.mx

Resumen

El análisis modal realizado a la estructura de una tolva de alimentación, usada para la trituración de PET, está motivado por el interés de conocer si alguna de las frecuencias naturales de la estructura es excitada por la frecuencia de operación la máquina, generando problemas de ruido debido a resonancia. El objetivo del estudio se centra en identificar las frecuencias naturales implementando el software SolidWorks 2017, para el análisis numérico por MEF y validando estos resultados con experimentales derivados de la prueba de impacto. El espectro de vibración en el dominio de la frecuencia se obtiene mediante un equipo analizador y colector de datos. Los datos encontrados demuestran que la estructura puede ser fácilmente excitada por la frecuencia de operación, debido a que la frecuencia del motor está próxima a una de las frecuencias naturales determinadas. Basado en los estudios, se propone una solución al problema identificado. Para corroborar si la solución propuesta es eficiente, se efectúa el análisis modal en simulación con las modificaciones a la estructura, obteniendo resultados favorables que demuestran que las frecuencias naturales se encuentran fuera de la zona de resonancia.

Palabras clave: Frecuencias, Impacto, Vibraciones, Resonancia, MEF.

Abstract

The modal analysis performed on the structure of a feed hopper used for PET crushing is motivated by the interest in knowing if any of the natural frequencies of the structure are excited by the operating frequency of the machine, generating noise problems due to resonance. The objective of the study is focused on identifying the natural frequencies by implementing the Solidworks 2017 software for numerical analysis by FEM and validating these results with experimental results derived from the impact test. The vibration spectrum in the frequency domain is obtained by means of a data collector and analyzer equipment. The data found show that the structure can be easily excited by the operating frequency, because the motor frequency is close to one of the determined natural frequencies. Based on the studies, a solution to the identified problem is proposed. To corroborate whether the proposed solution is efficient, the modal analysis is effectuated in simulation with the modifications to the structure, obtaining favorable results that show that the natural frequencies are outside the resonance zone.

Keywords: Frequencies, Impact, Vibrations, Resonance, FEM.

1. Introducción

El análisis modal numérico-experimental es una herramienta importante que contribuye a controlar posibles problemas de vibraciones que se encuentran al diseñar y en la práctica (Ewins, 1995). El análisis modal se utiliza para identificar las frecuencias y formas modales; al tener este conocimiento, el diseñador previene problemas de resonancia. La resonancia genera distintos problemas, como ruido, reducción de la vida útil de elementos interconectados, fatiga, entre otros.

Algunos investigadores han realizado estudios al respecto como Sharma (2019) que presenta en su trabajo un análisis modal teórico-numérico-experimental con condiciones de frontera libre-libre y simplemente apoyada. El procedimiento experimental lo efectúa con la prueba de impacto, el procesamiento de los resultados lo realiza en MATLAB. Para la determinación numérica por MEF de las formas modales y sus frecuencias, utiliza ANSYS workbench 14.5. Por último, compara los resultados teóricos-numéricos-experimentales obteniendo divergencias razonables. Otro estudio donde Thasneem et al. (2020) analizan un edificio de tres pisos con una sola crujía, con losas de acero y columnas de aluminio, utilizando análisis modal computacional y experimental. Para el estudio computacional utiliza ABAQUS y determina los tres primeros modos. Encuentra una ligera variación de resultados entre el procedimiento experimental y computacional. En el mismo año, Schweighardt et al. (2020) en el documento que presentan, se enfoca al estudio del chasis de un auto de carreras, utilizando el análisis modal para ver el comportamiento dinámico. La simulación se realiza utilizando el método del elemento finito. En la parte experimental se utiliza las funciones de respuesta a la frecuencia, con ayuda de la ubicación de los acelerómetros en los nodos del chasis. El análisis se lleva a cabo con la finalidad de reducir el ruido, mejorar la

comodidad y reducir las fallas de algún componente del vehículo. De igual forma, Dogan y Sahin (2021) modelaron una viga en voladizo con diferentes aleaciones de aluminio con el objetivo de realizar numéricamente análisis modal. El análisis modal lo genera en ANSYS. Observaron que las frecuencias naturales se ven afectadas al variar las propiedades mecánicas, estructurales y geométricas de la viga. Kałaczyński et al. (2022) emplean el análisis modal experimental en una estructura de gran tamaño, con la finalidad de evaluar el estado dinámico en varias etapas de la producción de la estructura. Además, Taruansh y Hashemi (2023) realizan un análisis numérico-experimental modal a la aeroestructura de un cohete, para verificar la precisión de los métodos numéricos. En la solución numérica utilizan el software ANSYS. Los experimentos se realizaron mediante la prueba de impacto y vibrómetros láser como sensores. Los resultados iniciales del modelo en MEF mostraron una diferencia del 96 % con los experimentales. Después de realizar algunos ajustes a los modelos MEF los resultados diferían de los experimentales en un 19 % a 8 %. Mohd et al. (2023) determinan los parámetros modales con varias aleaciones utilizadas como materiales de bancada de una fresadora CNC. Para el análisis modal utiliza el software Autodesk Inventor. Al comparar los resultados, concluye que el acero aleado podría ser una alternativa viable al hierro fundido del cual están manufacturadas las bancadas. En el artículo de Pavan et al. (2023) resaltan la naturaleza interdisciplinaria del análisis modal. Emplea técnicas experimentales y basadas en software para la identificación de los parámetros modales. Con la metodología utilizada, aumenta la exactitud entre los resultados de los modelos virtuales y los resultados experimentales. Por último, Lakshmaiah et al. (2024) investigan las respuestas de vibración en placas reforzadas con fibra, utilizando análisis modal, para ello utilizan cálculos teóricos y simulación en el software ANSYS. Los resultados muestran

una fuerte correlación entre los resultados teóricos y de simulación, validando los modelos empleados para la investigación.

El propósito de este trabajo es disminuir el ruido excesivo generado por la tolva de alimentación de la máquina trituradora de PET mostrada en la Figura 1. La tolva está formada principalmente por lámina de acero estructural calibre 16 y a su vez tiene una base de placa estructural con la que permite ser sujeta al resto de la máquina trituradora. Para identificar la problemática planteada, se propone realizar análisis modal numérico-experimental a la estructura.



Figura 1. Tolva de alimentación en estudio.

2. Métodos o metodología

La determinación de las frecuencias naturales y formas modales, mediante el análisis numérico-experimental de la estructura, se realiza en las siguientes etapas:

1. Solución numérica por MEF: Se modela la estructura en SolidWorks, este modelo se utiliza para la solución por el método de elemento finito incluido en el módulo de simulación de SolidWorks; se colocan las condiciones de frontera y se dan los parámetros para la solución del problema en estudio. Finalmente, se resuelve y conocen los resultados de la simulación.
2. Prueba experimental: Se detallan las características del equipo experimental, la forma en la que se realiza la configuración de la prueba experimental, para identificar las frecuencias.
3. Resultados: Se exponen los resultados derivados de la simulación realizada en el módulo de SolidWorks, además de, los experimentos realizados en la prueba de impacto. Basado en los resultados, si es requerido, se debe optimizar el modelo.
4. Discusión: De inicio, se explican los diversos resultados numérico-experimentales del análisis modal, mediante una comparación de estos, considerando el espécimen en estudio. Teniendo conocimiento de los resultados, se procede a la optimización, se discuten tres opciones.
5. Conclusiones: Después de efectuar el análisis de los resultados en la etapa de discusión, se realizan las conclusiones de los estudios elaborados y la propuesta de optimización de la estructura.

2.1. Solución numérica por MEF

En la identificación de las frecuencias naturales y sus formas modales por el método de elemento finito, se requiere un modelo virtual tridimensional del espécimen. En el presente se utiliza el software SolidWorks (Figura 2). Inicialmente, el modelo se genera como un sólido; en seguida, se utiliza la operación de vaciado para dejar las paredes del sólido con un espesor de placa de 1.52 cm.

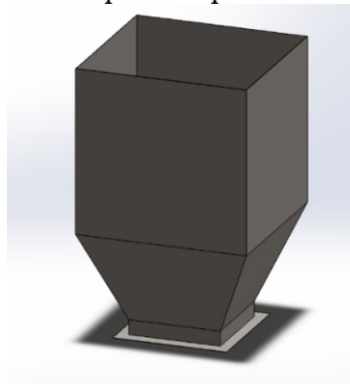


Figura 2. Modelo en SolidWorks de tolva de alimentación.

Para efectuar la simulación, se aplican las condiciones de frontera basadas en la operación del equipo. Para ello, se selecciona la restricción de geometría fija en la base de la tolva de alimentación, como se ilustra en la Figura 3. La restricción de geometría fija limita todos los grados de libertad.

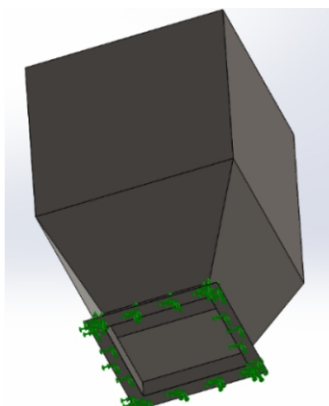


Figura 3. Condiciones de frontera en la estructura.

El modelo es un sólido con vaciado, sin embargo, no es recomendable efectuar la simulación con este elemento, debido a que la estructura es de pared delgada; por lo que, se selecciona el elemento Shell para la solución numérica. El espesor aplicado a todas las piezas que conforman la tolva es de 1.52 mm y el material empleado es un acero ASTM A36. El mallado mixto resultante de utilizar el elemento Shell se observa en la Figura 4.

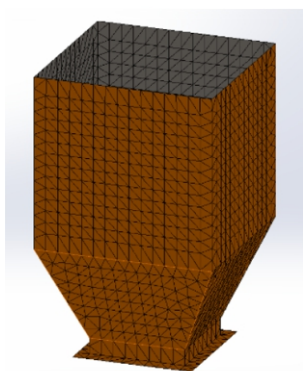


Figura 4. Realización de mallado de la estructura.

Las propiedades mecánicas del material empleado para la solución numérica por MEF se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades de la placa de acero.

Material Isotrópico Elástico lineal
Espesor de la placa, 1.52 mm (Calibre 16)
Módulo Elástico: 200,000 MPa
Coefficiente de Poisson: 0.26
Módulo Cortante: 79,300 MPa
Densidad: 7,850 kg/m ³
Límite de tracción: 400 MPa
Límite Elástico: 250 MPa

Después de aplicar el material, definir la malla y las condiciones de frontera al modelo virtual, se procede a la solución. Finalmente, el software muestra los resultados, en estos se visualiza la forma de vibrar de cada modo y la frecuencia correspondiente al modo identificado.

2.2. Prueba experimental

La prueba experimental de impacto consiste en excitar la estructura utilizando un martillo, en este caso de goma. Se realizan lecturas de la respuesta al impacto en diversos puntos mediante acelerómetros. Al impactar la tolva, todas las formas modales se activan; al medir estas, se identifican las frecuencias naturales de cada uno de los modos de vibrar. El proceso general de la adquisición de datos se ilustra en la Figura 5.



Figura 5. Proceso de adquisición de datos experimentales.

En el estudio modal experimental se utiliza un equipo analizador y colector de datos. El equipo se observa en la Figura 6. El dispositivo opera bajo el principio de la transformada rápida de Fourier (FFT), convirtiendo una señal de entrada que se encuentra en el dominio del tiempo y mostrándola en gráficas en función del dominio de la frecuencia.



Figura 6. Analizador y colector de datos.

El analizador y colector de datos cuenta con dos acelerómetros con las mismas características; uno de estos se muestra en la Figura 7. El modelo del equipo es vb7. El acelerómetro tiene sensibilidad de mV/g 0.1-10 000; útil para realizar mediciones de aceleración, velocidad y desplazamientos. Los acelerómetros están montados sobre su base magnética que los protege de golpes.



Figura 7. Acelerómetro utilizado en la prueba.

2.2.1 Colocación del equipo de medición

Para efectuar el estudio experimental, se ubicó el acelerómetro de manera seccionada, tomando lecturas del centro de la tolva, a la parte superior, en rangos de 5 cm. Este proceso se realiza en todas las caras de la tolva. Se inició la prueba con el acelerómetro ubicado en el centro de la placa que conforma una de las caras de la tolva (Figura 8).



Figura 8. Montaje de un acelerómetro para realizar la prueba experimental.

La ubicación del acelerómetro a veinte centímetros arriba de la parte central se muestra en la Figura 9.



Figura 9. Acelerómetro 20 cm arriba de la parte central.

Al concluir el estudio por MEF y el procedimiento experimental se elabora el análisis de resultados, derivado de este se realiza un proceso de optimización si es requerido, utilizando la simulación con el fin de anular el ruido y deterioro de elementos mecánicos por problemas de resonancia.

3. Resultados

Los estudios preliminares en la determinación de las frecuencias naturales y formas modales correspondientes por medio de la simulación se realizaron inicialmente con cinco frecuencias. Al realizar el análisis, se encontró que la frecuencia natural del modo 1 tiene un valor de 15.2447 Hz. La forma de este modo muestra que la estructura tiene poca rigidez en la parte central superior de las 4 placas que forman la tolva. Lo que puede contribuir a generar problemas de ruido al excitar este modo (Figura 10).

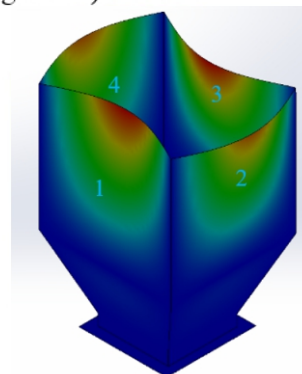


Figura 10. Forma del modo uno.

La forma de la segunda frecuencia natural afecta principalmente a las caras 1 y 3 de la estructura, teniendo mayor desplazamiento en la parte superior (Figura 11). Debido a que la forma de este modo es similar al 1, es posible que presente algún problema de ruido al entrar en resonancia. La magnitud calculada para este modo es de 20.505 Hz.

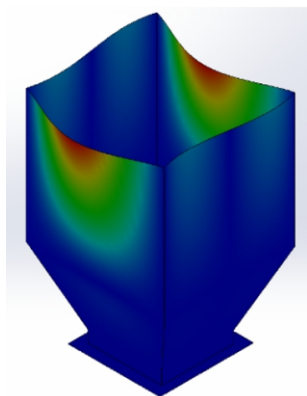


Figura 11. Segunda forma modal.

La frecuencia natural identificada en el modo tres tiene un valor de 22.077 Hz, próxima a la frecuencia del modo dos, esto debido a que la forma del modo es similar. Sin embargo, en este caso afecta a las caras 2 y 4. Para concluir el estudio inicial, se visualiza la quinta forma del modo en la Figura 12. El valor de la frecuencia natural encontrado es de 37.555 Hz. La forma del modo denota que las caras 1 y 3 se desplazan en la parte superior en sentido fuera de la tolva y en el centro tiene un comportamiento de forma cóncava y convexa, teniendo un desplazamiento máximo en la parte superior. Con relación a las caras 2 y 4 tienen un comportamiento similar, pero asíncronas a las caras 1 y 3.

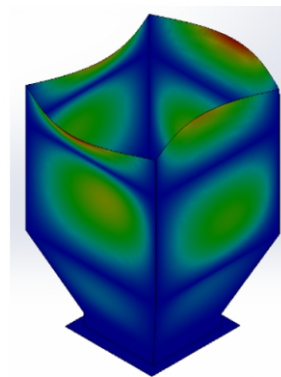


Figura 12. Quinta forma modal y su frecuencia.

Debido a que los resultados de las primeras cinco frecuencias naturales estimadas se encuentran por debajo de la frecuencia de excitación, se realiza un nuevo estudio. En este se propone calcular diez frecuencias. Al realizar el estudio se encontró que, de la sexta frecuencia a la novena, están en el rango de 40 a 51 Hz. Los valores del rango comentado se indican en la Figura 13. El eje vertical representa la frecuencia calculada y el eje horizontal el número de modo correspondiente a cada frecuencia.

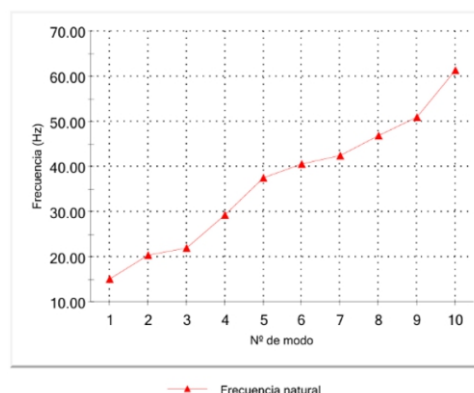


Figura 13. Gráfica de diez modos y su frecuencia.

Para terminar, se identifica la décima frecuencia natural con una magnitud de 61.326 Hz. En la Figura 14 se aprecia la forma del modo; en la parte superior de las caras 1 y 3 se encuentran dos áreas de desplazamientos máximos que vibran en sincronía en forma de onda.

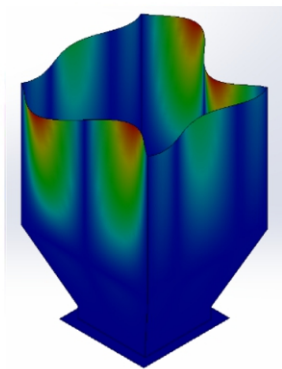


Figura 14. Décima forma modal.

De acuerdo con los estudios realizados preliminarmente en la simulación, los diez modos de vibración están comprendidos en un rango de 0 a 60 Hz, siendo la décima frecuencia la más aproximada a la frecuencia de operación. Por lo que, el rango para realizar los estudios experimentales se limitó de 0 a 100 Hz. Se realizaron pruebas de impacto en el procedimiento experimental, con las configuraciones mencionadas anteriormente. Los espectros de las Figuras 15 y 16 ilustran algunos de los resultados de varias pruebas realizadas, en esta se observan picos con gran amplitud, que corresponden a algunas de las frecuencias naturales determinadas en la simulación.

Dentro de las frecuencias se identifica la frecuencia fundamental con un valor de 16.25 Hz, que corresponde a la primera forma modal vista en la simulación, otra frecuencia que se observa en ambos espectros es la frecuencia del modo 3, con un valor de 22 Hz; el pico que corresponde a esta frecuencia muestra mayor amplitud en la Figura 16. La frecuencia de 29 Hz, que pertenece al modo 4 y solo se visualiza en la Figura 15. Además, se reconoce la frecuencia de 46 Hz, que concierne al modo 8 en las Figuras 15 y 16. También, en ambas Figuras se logra ver el modo 9 con una frecuencia de 53.5 Hz.

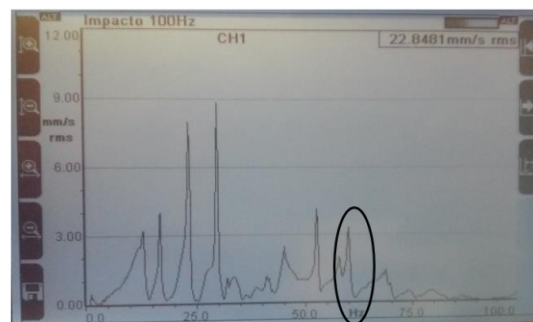


Figura 15. Espectro de frecuencia del acelerómetro colocado en la parte central.

Por último, En las Figuras 15 y 16 se resalta la frecuencia con un valor de 61.5 Hz, que pertenece al modo 10. La frecuencia identificada está próxima a la de operación.

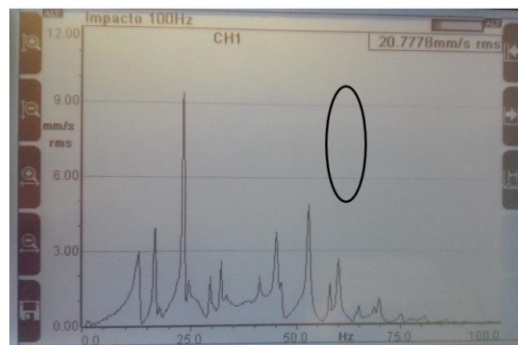


Figura 16. Espectro de frecuencia ubicado 20 cm arriba de la parte central.

3.1 Optimización del diseño

Con los estudios realizados y en respuesta a la problemática de vibración en la estructura, se propone realizar modificaciones al diseño original de la tolva de alimentación de la trituradora de PET. Inicialmente (O1) se agrega al modelo elementos de rigidez en la parte superior en todas caras laterales del prototipo, ver Figura 17. Con el propósito de elevar las frecuencias naturales fuera de la zona de resonancia.

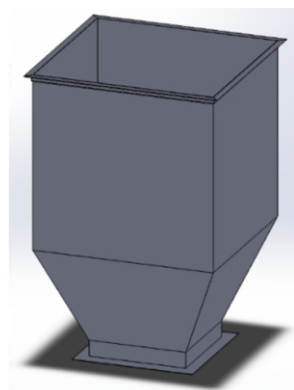


Figura 17. Modelo con elementos de rigidez en la parte superior (O1).

El elemento que se proponen para incrementar la rigidez estructural de la tolva tiene un perfil en L de lados iguales con dimensiones de 20 x 20 x 3 mm con las mismas propiedades mecánicas del material utilizado en la tolva. En la Figura 18 se grafican los primeros cinco modos y sus frecuencias naturales.

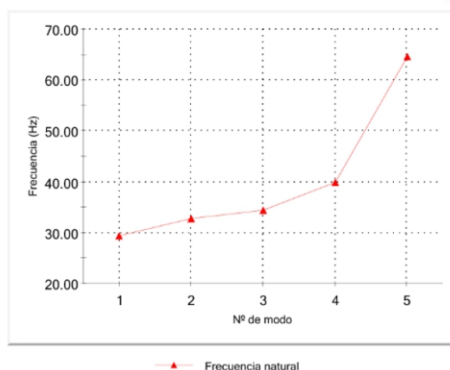


Figura 18. Gráfica de cinco modos y su frecuencia con un elemento de rigidez.

La nueva forma modal de la primera frecuencia natural se observa en la Figura 19. Esta forma tiene un cambio considerable con los elementos de rigidez agregados, el valor de frecuencia natural identificada es de 29.5 Hz.

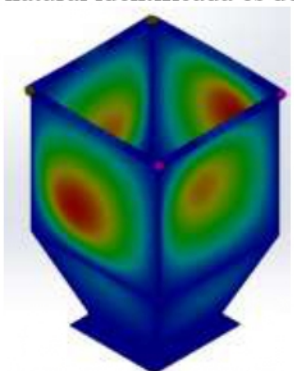


Figura 19. Forma del modo uno con elementos de rigidez en la parte superior.

Se realiza una segunda propuesta (O2), utilizando las mismas dimensiones del perfil en L, pero ubicando en la parte superior y central los elementos de rigidez (Figura 20).

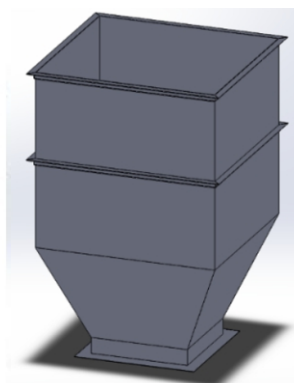


Figura 20. Modelo con elementos de rigidez en la parte superior y central de la estructura (O2).

Las frecuencias con los modos correspondientes a estas se grafican en la Figura 21. En esta se observa un cambio considerable en las frecuencias en relación con el primer estudio. La forma de los modos de vibración también varía.

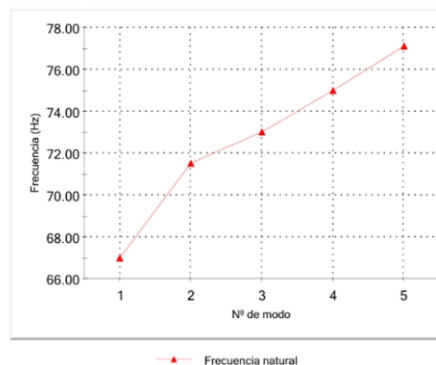


Figura 21. Gráfica con dos elementos de rigidez de los primeros cinco modos y su frecuencia.

En el caso del primer modo, los desplazamientos máximos se encuentran entre los elementos de rigidez agregados, teniendo una forma similar en las cuatro caras de la tolva. Esta forma del modo se visualiza en la Figura 22. El valor de la frecuencia fundamental es 67.025 Hz.

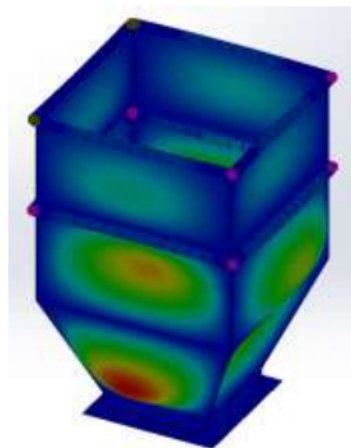


Figura 22. Forma del modo uno con elementos de rigidez en la parte superior y central.

En (O3), se coloca un tercer refuerzo con las mismas características del perfil que O1 y O2, a dos centímetros arriba de la unión del cambio de sección transversal de la tolva, el elemento estructural para aumentar la rigidez se ilustra en la Figura 23.



Figura 23. Modelo con tres elementos de rigidez (O3).

En la Figura 24 se muestran las frecuencias y el número de modo correspondiente a cada frecuencia, al colocar el refuerzo en la parte inferior, todas las frecuencias tienen un cambio considerable en comparación con el modelo con dos elementos estructurales.

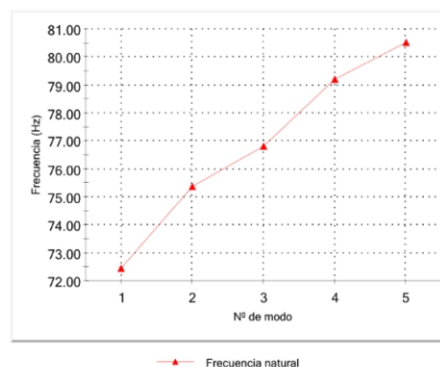


Figura 24. Gráfica con tres elementos de rigidez de los primeros cinco modos y su frecuencia.

La forma del modo 1 muestra un comportamiento similar, teniendo un valor de 72.481 Hz. La forma del modo uno se ilustra en la Figura 25.

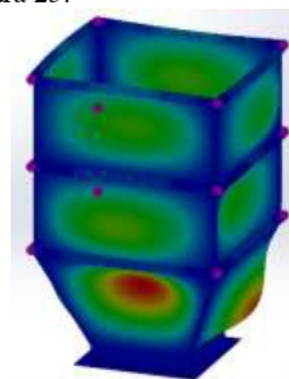


Figura 25. Forma del modo uno con tres elementos de rigidez.

4. Discusión

En la Tabla 2 se muestra la comparación de las frecuencias de vibración determinadas a través de la simulación y el análisis experimental. Se observa que la primera frecuencia natural tiene la mayor diferencia en resultados, que corresponde a 6.18 % entre la simulación y el análisis experimental. Las subsecuentes frecuencias naturales tienen porcentajes de variación menores, que van del 0.28 % al 5.84 %. Tomando como referencia a Pavan et al. (2023) y a Schweighardt et al. (2020) en su comparación porcentual de resultados numéricos y experimentales, la variación máxima porcentual que se tiene en el presente es del 6.18%, siendo este menor al de las máximas reportadas por los autores. En el

primer caso del 9.3%, y en el segundo presenta una divergencia del 11.1%.

Tabla 2. Resultados de Frecuencias Naturales.

No. de modo	Simulación (Hz)	Experimental (Hz)	%
1	15.2447	16.25	6.18
2	20.505	20	2.46
3	22.077	22	0.34
4	29.366	29	1.24
5	37.555	36	4.14
6	40.628	39.5	2.77
7	42.483	40	5.84
8	46.892	46	1.9
9	50.961	53.5	4.74
10	61.326	61.5	0.28

Una vez que el motor es energizado, este saldrá de su estado de reposo, teniendo una rampa de arranque que va de 0 RPM hasta alcanzar su velocidad de operación a 3600 RPM equivalente a una frecuencia de 60 Hz. En la gráfica de la Figura 23. Se aprecia este comportamiento, y se compara la velocidad en RPM eje vertical, con respecto a las frecuencias identificadas (Hz) eje horizontal. En la Figura 23. También, se observa que para las frecuencias naturales registradas por debajo de los 60 Hz la estructura entra en resonancia, debido a la excitación que genera el motor al pasar por estas frecuencias naturales; sin embargo, esta excitación es temporal. Retomando los resultados de la Tabla 2. En esta se visualiza que el modo 10 tiene una frecuencia natural con un valor de 61.326 Hz en la simulación y 61.5 Hz en la prueba experimental, debido a la cercanía que existe con la frecuencia de operación del motor, la tolva está propensa a sufrir resonancia. Por lo que, se recomienda realizar algunas modificaciones al prototipo para que estas frecuencias no estén próximas, con el fin de evitar el problema de resonancia.

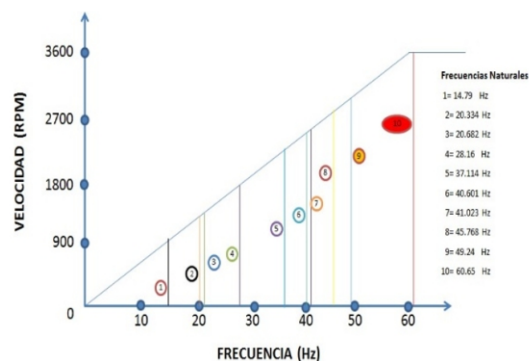


Figura 23. Relación velocidad contra frecuencia de motor eléctrico.

Los resultados de los modos de vibración modificados por la implementación de elementos de rigidez se ven en la Tabla 3. En la primera modificación nombrada Frecuencia O1, aunque existe un incremento considerable en la frecuencia fundamental y las subsecuentes, seguirá teniendo problemas de resonancia temporal, causada por la rampa de arranque del motor y la frecuencia del quinto modo que tiene un valor de 64.605 Hz, que se encuentra próxima a la frecuencia de operación.

La modificación con dos elementos estructurales (Frecuencias O2), la frecuencia fundamental es de 67.025 Hz (4021.5 RPM); las frecuencias de los siguientes cuatro modos se encuentran fuera de la rampa de arranque y de la frecuencia del motor 60 Hz (3600 RPM).

Por último, la propuesta con tres elementos (O3), tiene una frecuencia fundamental de 72.481 Hz. Las siguientes frecuencias que corresponden a los modos superiores tienen el mismo comportamiento que el caso O2.

Tabla 3. Frecuencias de las estructuras modificadas.

Nº de modo	Frecuencia (Hz) O1	Frecuencia (Hz) O2	Frecuencia (Hz) O3
1	29.5	67.025	72.481
2	32.86	71.537	75.389
3	34.509	73.024	76.825
4	39.95	74.994	79.209
5	64.605	77.114	80.515

5. Conclusiones

Los modos de vibración obtenidos de las simulaciones presentan ligeras diferencias con

respecto al análisis experimental, con un promedio de 2.989%. Resultando con menor divergencia la frecuencia del modo 10 con un valor de 0.25%, y el modo 1 el con mayor variación del 6.18%. Basado en lo reportado por algunos autores, los resultados de este estudio, se encuentran dentro de estos parámetros porcentuales.

Al realizar la discusión de resultados se encontró que la frecuencia de operación del motor (60 Hz) se encuentra próxima a la frecuencia del modo diez, con un valor determinado experimentalmente de 61.5 Hz y en simulación de 60.65 Hz; por lo que, la tolva entra en resonancia en ese modo, este inconveniente da origen al ruido excesivo en la misma.

Sintetizando, al agregar elementos de rigidez y realizar su estudio, las frecuencias cambian de forma considerable para las tres propuestas. En la propuesta O1, las frecuencias naturales siguen aún dentro de la zona de excitación, lo que no es recomendable, debido a que genera ruido y la quinta frecuencia aún es próxima a la frecuencia de operación. La propuesta O2 indica que ninguna de las frecuencias entra en resonancia, debido a esto, se recomienda utilizar esta propuesta dentro del diseño. La modificación denominada O3, muestra que, al igual que el estudio O2, todas las frecuencias están fuera de la zona de resonancia; por lo que, es recomendable emplear esta configuración.

Referencias bibliográficas

Ewins, D.J. (1995): *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. Wiley.

Sharma, J. (2019). Theoretical and Experimental Modal Analysis of Beam. *Engineering Vibration, Communication and Information Processing*, 478, 177-186.

Thasneem, M. Thankachan, P. y Pillai, T. (2020). Computational and Experimental Modal Analysis of a Three Storied Building Model. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 936(1), 1-6.

Schweighardt, A. Vehovszky, B. y Feszty, D. (2020). Modal Analysis of the Tubular Space Frame of a Formula Student Race Car. *Manufacturing Technology*, 20(1), 84-91.

Kałaczyński, T. Łukasiewicz, M. y Liss, M. (2022). Experimental modal analysis implementation in the assessment of the large-size objects dynamic state. *International Conference Engineering Mechanics 2022*, 27(28), 181-184.

Taruansh Q. y Hashemi, S. (2023). Experimental and Numerical Modal Analysis of a Composite Rocket Structure. *Aerospace*, 10(867), 1-27.

Mohd, O. Mohamad, N. Mohd, F. (2023). Modal Analysis of CNC Milling Machine Bed Made Of Different Alloys Using Finite Element Modeling. *JMPM. Jurnal Material dan Proses Manufaktur*, 7(1), 19-26.

Pavan, H. Shivashankar, R. y Saravanakumar G. (2023). Modal Analysis of Automotive Components. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 10(11), 603-610.

Lakshmaiah, A. Reddy, S. Prasad M. y Ramesh, L. (2024). Modal Analysis of Composite Plate by Using ANSYS. *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering*. 12(7), 1-11.