

Simulación de un banco de pruebas para análisis de vibraciones

Fabio Andrés Bernal Calderón
Diego Fabián Cortés Navarrete

Proyecto de grado

Profesor, Ingeniero
John Forero Casallas

Universidad Distrital Francisco José de Caldas
Facultad Tecnológica
Tecnología mecánica
Bogotá D.C.
2016

Nota de aceptación:

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Bogotá D.C.

CONTENIDO

| | Pág. |
|--|------|
| RESUMEN | 1 |
| INTRODUCCION | 2 |
| 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA | 3 |
| 1.1 Estado del arte | 3 |
| 1.2 Justificación | 14 |
| 2. OBJETIVOS | 15 |
| 2.1 Objetivo general | 15 |
| 2.2 Objetivos específicos | 15 |
| 3. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL | 16 |
| 3.1 Vibraciones mecánicas | 16 |
| 3.1.1 Amplitud | 16 |
| 3.1.2 Frecuencia | 16 |
| 3.1.3 Frecuencia natural | 16 |
| 3.1.4 Resonancia | 16 |
| 3.1.5 Vibraciones libres | 16 |
| 3.1.6 Vibraciones libres sin amortiguamiento | 16 |
| 3.1.7 Vibraciones libres amortiguadas | 17 |
| 3.1.8 Vibraciones forzadas | 17 |
| 3.1.9 Vibraciones forzadas sin amortiguamiento | 17 |
| 3.1.10 Vibraciones forzadas amortiguadas | 17 |
| 3.2 Software | 17 |
| 3.2.1 Software NX | 17 |
| 3.2.2 La ventana de NX | 18 |

| | | |
|-------|---|----|
| 3.2.3 | Diseño de productos de NX | 18 |
| 3.2.4 | Diseño de ensambles | 19 |
| 3.2.5 | Diseño Sheet metal | 19 |
| 3.2.6 | Diseño basado en plantillas | 20 |
| 3.2.7 | Análisis estructural | 20 |
| 3.2.8 | FEA/ Análisis de elementos finitos | 21 |
| 4. | DESARROLLO DE BANCO VIRTUAL. | 22 |
| 4.1 | Selección del diseño del banco de desbalance. | 22 |
| 4.2 | Modelado del banco de desbalance. | 24 |
| 4.2.1 | Modelado 3D del motor eléctrico. | 24 |
| 4.2.2 | Modelado 3D de acople rígido. | 25 |
| 4.2.3 | Modelado 3D de rodamientos. | 27 |
| 4.2.4 | Modelado 3D de disco agujerado. | 30 |
| 4.2.5 | Modelado 3D de eje. | 30 |
| 4.2.6 | Modelado 3D de base y soportes para conjunto. | 31 |
| 4.2.7 | Modelado 3D de la estructura de apoyo del banco. | 32 |
| 4.3 | Ensamble del banco de desbalance. | 33 |
| 4.4 | Simulación de movimiento del banco de desbalance. | 35 |
| 4.5 | Análisis de deformación de bancada del sistema. | 36 |
| 5. | RESULTADOS. | 38 |
| 5.1 | Análisis de resultados. | 44 |
| 6. | CONCLUSIONES. | 45 |
| 7. | RECOMENDACIONES. | 47 |
| 8. | BIBLIOGRAFÍA. | 48 |
| | ANEXO A | 50 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|------|
| <i>Tabla 1.1 Valores de referencia de amplitud de vibración para analizar la condición mecánica de una máquina.</i> | 5 |
| <i>Tabla 1.2 Frecuencias de vibración y probable causa de falla.</i> | 6 |
| <i>Tabla 1.3 Reconocimiento entre desbalance y desalineamiento.</i> | 7 |
| <i>Tabla 4.1 Especificaciones motor trifásico.</i> | 24 |
| <i>Tabla 4.2 Especificaciones acople rígido.</i> | 26 |
| <i>Tabla 4.3 Dimensiones soporte rodamiento SLN 305.</i> | 28 |
| <i>Tabla 4.4 Dimensiones soporte rodamiento SNL 506.</i> | 29 |
| <i>Tabla 5.1 Recopilación de resultados.</i> | 39 |
| <i>Tabla 5.2 Resultados Combinación 1.</i> | 40 |
| <i>Tabla 5.3 Resultados Combinación 2.</i> | 40 |
| <i>Tabla 5.4 Resultados Combinación 3.</i> | 41 |
| <i>Tabla 5.5 Resultados Combinación 4.</i> | 41 |
| <i>Tabla 5.6 Resultados Combinación 5.</i> | 42 |
| <i>Tabla 5.7 Resultados Combinación 6.</i> | 42 |
| <i>Tabla 5.8 Resultados Combinación 7.</i> | 43 |
| <i>Tabla 5.9 Resultados Combinación 8.</i> | 43 |

LISTA DE ILUSTRACIONES

| | Pág. |
|---|------|
| <i>Ilustración 1.1 Espectro de vibraciones obtenido de una medición sobre el cojinete de una bomba de agua.</i> | 5 |
| <i>Ilustración 1.2 Banco de pruebas de desbalance.</i> | 8 |
| <i>Ilustración 1.3 Volante para aplicación de cargas de desbalance.</i> | 9 |
| <i>Ilustración 1.4 Banco de pruebas para el análisis del espectro de vibraciones.</i> | 11 |
| <i>Ilustración 1.5 Banco de pruebas simulado para el análisis de vibraciones.</i> | 12 |
| <i>Ilustración 3.1 Modelado CAD en 3D.</i> | 18 |
| <i>Ilustración 3.2 Diseño de ensambles.</i> | 19 |
| <i>Ilustración 3.3 Diseño Sheet Metal.</i> | 19 |
| <i>Ilustración 3.4 Diseño basado en plantillas.</i> | 20 |
| <i>Ilustración 4.1 Primer modelo guía de sistema de desbalance.</i> | 22 |
| <i>Ilustración 4.2 Segundo modelo guía de sistema de desbalance.</i> | 23 |
| <i>Ilustración 4.3 Modelo 3D motor trifásico.</i> | 25 |
| <i>Ilustración 4.4 Modelo 3D acople rígido.</i> | 27 |
| <i>Ilustración 4.5 Modelo 3D del soporte rodamiento SLN 305.</i> | 28 |
| <i>Ilustración 4.6 Modelo 3D del soporte rodamiento SLN 506.</i> | 29 |
| <i>Ilustración 4.7 Modelo 3D de disco agujerado.</i> | 30 |
| <i>Ilustración 4.8 Modelo 3D de eje.</i> | 31 |
| <i>Ilustración 4.9 Modelo 3D de placa agujerada.</i> | 31 |
| <i>Ilustración 4.10 Modelo 3D de base para los rodamientos.</i> | 32 |
| <i>Ilustración 4.11 Modelo 3D de base para motor.</i> | 32 |
| <i>Ilustración 4.12 Modelo 3D de estructura de apoyo.</i> | 33 |
| <i>Ilustración 4.13 Ensamble Tornillos – Base.</i> | 33 |
| <i>Ilustración 4.14 Ensamble Base – Estructura de apoyo.</i> | 34 |
| <i>Ilustración 4.15 Ensamble Base – Soportes.</i> | 34 |
| <i>Ilustración 4.16 Ensamble completo de sistema de desbalance.</i> | 35 |
| <i>Ilustración 4.17 Mallado de pieza a analizar.</i> | 37 |
| <i>Ilustración 5.1 Banco para análisis de vibraciones.</i> | 38 |

RESUMEN

El presente documento presenta una descripción, análisis del diseño y la realización de la simulación en software de un banco de pruebas para análisis de vibraciones en el que se hace uso de las herramientas virtuales proporcionadas por la universidad; el análisis se realiza a partir de un modelo roto dinámico que surge teniendo en cuenta las investigaciones sobre este tipo de bancos y finalmente se llega a un modelo que permite un análisis que es semejante a la realidad; además de ello se obtienen imágenes y tablas de los resultados del análisis tal como lo brindarían los acelerómetros o vibro metros.

Se observó en la realización del presente proyecto que los datos proporcionados por el software son verídicos pues al aumentar la velocidad de rotación de la que se obtiene la vibración aumenta la frecuencia a la que se tiene resonancia en los puntos críticos de la estructura.

INTRODUCCIÓN

El proyecto realizado se crea a partir de la idea de sustituir temporalmente el equipo físico para realizar un análisis de vibraciones en una maquina roto dinámica pues el equipo es costoso y haciendo uso de las herramientas informáticas también se puede realizar un análisis de este tipo permitiendo no solo obtener resultados sino que también una ilustración detallada de lo que se presentaría en la vida real es decir que podemos apreciar el comportamiento del banco de pruebas.

Aunque este tipo de proyectos no se realiza muy a menudo si se tienen avances en todas partes del mundo con las cuales se permite predecir resultados de fallas o simplemente crear las normas que eviten los casos en donde las vibraciones puedan llegar a causar daños en los equipos a partir de los modelos idealizados y modelos que resultan con características idénticas a las de los materiales usados en la vida real, impidiendo que los análisis se produzcan sobre cuerpos totalmente rígidos cosa que no es cierta para algunos materiales como el caucho que se deforman de forma diferente a un acero, de tal modo que los resultados obtenidos cuando sean comparados con la realidad no difieran del todo sino que por el contrario presenten similitud y puedan ser usados a modo de sustentación.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Con los avances tecnológicos y el progreso continuo de medios virtuales para el complemento en la metodología académica, se han desarrollado programas que facilitan la comprensión de dogmas teóricos a partir de simulaciones de cualquier ambiente o estructura de la realidad percibida, permitiendo manipular dichos escenarios para establecer diferentes condiciones y analizarlas, obteniendo resultados exactos desde los modelos matemáticos muy cercanos a la realidad y así poder establecer predicciones de fallas o contramedidas para cualquier área del conocimiento a la que sea aplicada.

El principal objetivo del desarrollo de simuladores en el campo académico, es poder implementar un nuevo método de aprendizaje en el cual se complemente los conocimientos teóricos recibidos con ambientes visuales que se pueden relacionar con situaciones reales; este método es atractivo desde el punto de vista en que se puede simplificar y organizar la información de tal manera que sea captada y entendida de forma más sencilla.

En estudios realizados en el área del aprendizaje y la pedagogía, se ha evidenciado la necesidad de integrar el desarrollo de la tecnología con la forma en la que se debe impartir el conocimiento, ya que con medios audiovisuales se relaciona mejor la información teórica con casos específicos de la vida cotidiana, aplicando soluciones a problemas que pudieran relacionarse con este tipo de programas. Priorizando el uso de esta tecnología en la Universidad ya que no se cuenta con los medios económicos e infraestructurales para realizar una adecuada práctica en el análisis de vibraciones mecánicas.

1.1 ESTADO DEL ARTE

La fuente de investigación utilizada para el desarrollo del problema, es por medio de buscadores especializados en artículos científicos del área de ingeniería; con la ayuda de la Universidad se tiene acceso a fuentes muy completas en información con artículos científicos de revistas reconocidas, proyectos de investigación de congresos y trabajos de grado de diferentes universidades, además de la aplicación académica de Google que se enfoca en publicaciones y artículos de cualquier línea del conocimiento. Primero nos enfocamos en una apreciación general del tipo de proyecto que vamos a desarrollar y el enfoque que va a tener; se consultó sobre la importancia de métodos alternos a la clase magistral para mejorar el entendimiento

de temas complejos, en este caso enfocados a la ingeniería donde la mayoría de teoremas y leyes son difíciles de representar a parte de las expresiones matemáticas que las dominan.

Con el fin de realizar un simulador lo más completo posible, se investigó sobre el funcionamiento real de los sistemas mecánicos rotativos y el efecto vibratorio que afecta en su funcionamiento; por parte de la Universidad ya se tomó el curso de vibraciones mecánicas y se cuenta con información clara de este cambio físico que altera la vida útil de las piezas de máquinas de cualquier tipo, en proyectos de investigación de otras universidades, encontramos análisis vibratorios enfocados a desbalance de ejes que complementan la información con la que actualmente se cuenta. Además fue necesario profundizar en el método de recolección de datos, ya que es utilizado equipo de captura de movimiento en función a la velocidad del mecanismo, y esa señal se filtra para clasificarla, estudiarla y observar la fuente de cada tipo de vibración existente y así analizar y proponer una contramedida pensando siempre en prolongar la vida útil de cada pieza de la máquina.

En un proyecto de investigación de la Universidad Salesiana de Ecuador, se observó un banco de análisis de vibraciones sobre sistemas mecánicos rotativos, con diferentes factores que se pueden utilizar como base para el diseño del propio; cuenta con un eje y sus respectivos discos que giran con ayuda de un motor eléctrico y con pistones neumáticos se simula cargas axiales y transversales sobre el eje, este sistema es complementado con una pequeña caja de engranajes, siendo otro sistema que es directamente afectado por las vibraciones y por otra parte se agregó perforaciones en los discos para poder sumar masas y generar excentricidad y desbalance en el eje de prueba, se piensa en poder analizar el sistema lo más real posible, con problemas que se ven en el funcionamiento normal de una máquina y estudiar contramedidas para reducir y prevenir desgaste prematuro o daños de piezas del sistema.

Alrededor del mundo se ha desarrollado investigación acerca del tema a desarrollar en este proyecto, como estudios en el control de vibraciones a partir de la medición y análisis de vibraciones en el que se toman valores a partir de un marco general establecido por la norma ISO 3945-1985 en el cual se toman valores a partir de la medición de la velocidad (mm/s) debido a que la experiencia misma muestra que para las máquinas es mejor un valor en esta magnitud pues permite realizar más fácilmente una estandarización de las mismas. La tabla 1 presenta los valores característicos de amplitudes de vibración en máquinas rotativas.[1]

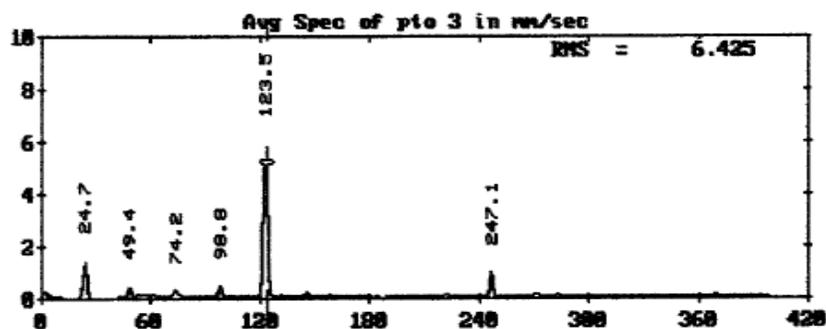
Tabla 1.1 Valores de referencia de amplitud de vibración para analizar la condición mecánica de una máquina.[2]

| SEVERIDAD DE VIBRACIÓN RMS [mm/s] | TIPO DE SOPORTE | |
|-----------------------------------|------------------|------------------|
| | RÍGIDO | FLEXIBLE |
| 0,46 | Buena | Buena |
| 0,71 | | |
| 1,12 | | |
| 1,8 | | |
| 2,8 | Satisfactoria | Satisfactoria |
| 4,6 | | |
| 7,1 | No satisfactoria | No satisfactoria |
| 11,2 | | |
| 18,0 | Inaceptable | Inaceptable |
| 28,0 | | |
| 71,0 | | |

Fuente. ISO, "Vibration and Shock," *Standards Handbook*, vol. 1, 1995.

Para la presentación de las mediciones realizadas sobre las máquinas rotativas se utiliza una gráfica de vibración Vs. frecuencia (ver ilustración 1) o también llamada espectro de vibración de maquinaria, que va permitir analizar de una manera más cómoda los datos obtenidos en las mediciones ya que a partir de este tipo de gráficas se puede identificar el 85% de los problemas mecánicos de las máquinas rotativas, la tabla 2 muestra los diferentes problemas que se pueden verificar con los datos obtenidos, dependiendo del valor de la frecuencia obtenido en la medición.

Ilustración 1.1 Espectro de vibraciones obtenido de una medición sobre el cojinete de una bomba de agua. [3]



Fuente. H. P. Bloch and F. K. Geitner, "Machinery Failure Analysis and Troubleshooting," *Gulf Publishing Company*, 1990.

Tabla 1.2 Frecuencias de vibración y probable causa de falla.[3]

| FRECUENCIA | CAUSAS PROBABLES DE FALLA |
|--------------------------------|--|
| 1X rev/min | Desbalanceo, engranajes o poleas descentradas, desalineamiento o eje flexionado, resonancia, problemas eléctricos, fuerzas alternativas. |
| 2X rev/min | Huelgos o juegos mecánicos, desalineamiento, fuerzas alternativas, resonancia. |
| 3X rev/min | Desalineamiento, combinación de huelgos mecánicos axiales excesivos con desalineamiento. |
| < a 1X rev/min | Remolino de aceite (oil whirl) en cojinetes o rotores. |
| Frecuencia de línea | Problemas eléctricos. |
| Armónicas de rev/min | Engranajes dañados, fuerzas aerodinámicas, fuerzas hidráulicas, huelgos o juegos mecánicos, fuerzas alternativas. |
| Alta frecuencia (no armónicas) | Cojinetes antifricción en mal estado. |

Fuente. H. P. Bloch and F. K. Geitner, "Machinery Failure Analysis and Troubleshooting," Gulf Publishing Company, 1990.

Como se observa en la tabla 1.2 los problemas en los picos anormales que se presentan a 1X rev/min no solo se deben a fallas eléctricas o mecánicas ya sea por desgastes o anomalías en las partes de la máquina, se pueden presentar también desbalances debido a excentricidades en las piezas o desalineamiento entre las partes; la tabla 3 muestra las características requeridas para que se pueda confirmar el desbalanceo desalineación en una máquina rotativa.

Tabla 1.3 Reconocimiento entre desbalance y desalineamiento.[4]

| DESBALANCEO | DESALINEAMIENTO |
|---|--|
| Pico importante en 1X rev/min | Importantes armónicas de 1X rev/min |
| Vibraciones axiales bajas | Altas vibraciones axiales |
| Mediciones en fase | Mediciones en contrafase |
| Independiente de la temperatura | Las vibraciones cambian con el aumento en la temperatura |
| Depende de la velocidad debido a la fuerza centrífuga | Baja sensibilidad a los cambios de velocidad |

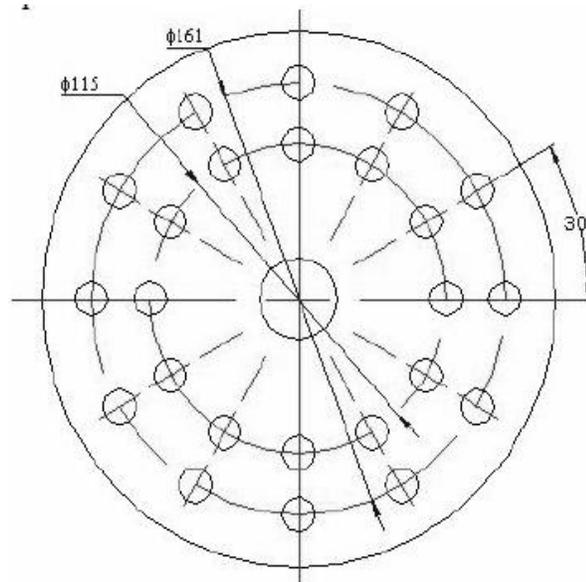
Fuente. V. Wowk, "Machinery Vibration," *McGraw-Hill, Inc.*, 1991.

Se debe tener en cuenta que cuando se presenta averías en los componentes rotodinámicos de las máquinas a ciencia cierta la frecuencia natural no cambia significativamente, por lo que al realizar análisis de vibraciones sobre las máquinas rotativas se puede tener en cuenta las frecuencias naturales del diseño original, es decir, si tener en cuenta los posibles cambios en la geometría debido al desgaste o a las posibles fracturas que se presenten.

También se realiza este tipo de análisis de vibraciones en las máquinas reciprocantes, ya sea en motores de combustión interna o en otro tipo de máquinas como los compresores reciprocantes, cuyo principal problema que cause vibraciones anormales en el equipo es el desbalance de masas por las configuraciones geométricas que se presentan, lo cual se puede solucionar con la cantidad de cilindros que se instalen y la disposición direccional que tengan; debido a las carreras de potencia que son las causantes del movimiento rotativo ya sea en el cigüeñal o en el eje motriz se produce con mayor frecuencia vibraciones torsionales.

A partir de la solución de un modelo matemático en el cual se aborde en detalle la fuerza que se causa por el pistón sobre la biela; la forma más sencilla, por así decirlo, es saber la forma en que se presenta el movimiento en la biela y la matemática que trae en cuanto a relacionar que uno de sus extremos sea una trayectoria lineal recta y el otro extremo describa una trayectoria completamente circular; una vez comprendido esto se puede obtener una expresión para la trayectoria que luego será derivada dos veces para calcular la aceleración y así obtener las fuerzas que actúan sobre este sistema, luego de tener esto en consideración se ve la necesidad de tener contrapesos en las bielas de las máquinas reciprocantes para así amortiguar las vibraciones producidas por estas fuerzas que crean un desbalance; por ende se presentan vibraciones con amplitudes demasiado altas o fuera de la norma para corregir esto se usan sensores, ya sean: acelerómetros, encoders, sensores magnéticos u ópticos; que a

Ilustración 1.3 Volante para aplicación de cargas de desbalance. [6]



Fuente. H. Á. González, J. F. Cardona, and G. A. Monroy, "Diseño de un banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo mecánico," 2005, vol. 2, 2005-01-10 2005.

El volante se usa en muchos casos pues es una alternativa sencilla para simular cargas desbalanceadas en los rotores, el volante debe estar totalmente balanceado y en esta aplicación se realizó un volante con 50 mm de espesor lo que es una característica común pues permite el acople con manguito para lograr el desplazamiento del volante sobre el eje, permitiendo así diferentes casos en los que se puede realizar un análisis sobre este equipo.

Las masas de desbalance usadas sobre este volante son tornillos estandarizados que permiten la realización de montajes previamente calculados, ya sea un desbalance estático o dinámico, o montajes con infinidad de posiciones para el desbalance másico y con la posibilidad de realizar la comprobación experimentalmente de la masa de corrección y la posición apropiada para la misma. [6]

Uno de los principales artículos encontrados, donde se muestra las especificaciones y los componentes de un banco de pruebas para análisis de vibraciones en sistemas mecánicos rotativos, es un proyecto donde unifican la toma de señales del banco de pruebas de la Universidad Salesiana de Ecuador; en dicha investigación se puede encontrar las unidades de trabajo y los sistemas que utiliza, siendo útil como base para generar el diseño del banco virtual propio. Cuenta con una placa de mando para controlar el sistema eléctrico del banco completo, no es necesario profundizar en los circuitos eléctricos del controlador, siendo un ambiente virtual, una fuente de energía no interviene en el movimiento del equipo; se emplea una

unidad motriz para transmitir el movimiento al eje que se va a estudiar, en el proceso de diseño se debe calcular la capacidad requerida del motor o también estudiar la posibilidad de agregar opciones de velocidad y potencia generando diferentes ambientes de estudio, el motor usado en el banco real es de dos caballos de potencia y mil setecientas revoluciones por minuto, además usa un conjunto de polea y correa para transmitir el movimiento al eje. El sistema que más se va a estudiar es el conjunto que alterará el funcionamiento normal del eje, que estará soportado por dos rodamientos; se puede realizar cargas axiales por medio de un actuador neumático funcionando en la misma dirección del eje para analizar los cambios producidos por movimientos longitudinales y cómo también afecta los rodamientos o apoyos del eje en el sistema, de igual forma se puede reproducir esfuerzos radiales que afectan a lo largo del eje, utilizando un actuador neumático en dirección perpendicular al eje.

Se pueden montar dos discos para simular los desbalances existentes, además con la opción de agregar o quitar masas generando desequilibrio y excentricidad y observar cómo afecta el funcionamiento normal del eje; como último sistema, se puede agregar un conjunto de engranajes, que en equipos reales, son igualmente afectados por vibraciones no controladas, puede generar desgaste y roturas en los dientes dañando piezas cruciales del sistema dependiendo de las velocidades que se manejen. Teniendo todos estos tipos de pruebas, la idea es poder analizarlos de modo individual o combinados para entender los desgastes sufridos en el funcionamiento normal de una máquina y poder generar una contramedida adecuada para mejorar la vida útil de cualquier máquina.[7]

También en un artículo de la Universidad de Badji Mokhtar de Annaba en el que el equipo de pruebas usado, (ver ilustración 1.4) es un eje que es impulsado por un motor eléctrico y soportado por dos rodamientos y con dos volantes con posiciones preestablecidas con masas previamente balanceadas con la particularidad de que los sensores son acústicos y la función principal del banco es el estudio de los daños en los rodamientos causados por desgastes o ralladuras en las pistas; todo este análisis se lleva a cabo en una cámara aislada que lleva los datos de los sensores a un computador que permite ver la gráfica en tiempo real de lo que sucede durante la prueba.[8]

Ilustración 1.4 Banco de pruebas para el análisis del espectro de vibraciones. [8]

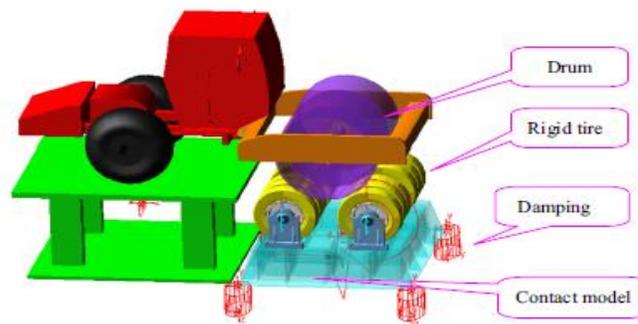


Fuente. M. Fezari, F. Z. Taif, M. M. Lafifi, and B. Boulebtateche, "Noise emission analysis a way for early detection and classification faults in rotating machines," in *Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (PEMC), 2014 16th International*, 2014, pp. 1094-1099.

Uso de software para simulación de sistemas dinámicos: Para el análisis de vibraciones es de notar que siempre se realizan los estudios de forma física pero un estudio hecho en china en donde se comparan los sistemas digitales es decir el modelado de dichos bancos de pruebas muestra que los sistemas simulados en software pueden dar valores aceptables para el estudio de vibraciones y poder garantizar la veracidad de los mismos.

En dicho estudio se muestra la simulación de un banco de pruebas para máquinas aplanadoras en donde se pasan los rodillos de las aplanadoras; dichos rodillos quedan allí soportados por neumáticos que al ser simulados como sistemas rígidos no brindan una correcta simulación pues los neumáticos no se comportan de esa manera en la vida real; por ende para ello simulan los neumáticos como sistemas flexibles que soportan cargas radiales (Ver ilustración 1.5). Luego de ello realizan el acople del software de modelado con el software ANSYS para realizar el análisis de vibraciones y simulan el movimiento de la banda trasera y los rodillos con los neumáticos y de esta forma obtener la gráfica en tiempo real de lo que sucede en la máquina y poder determinar si los resultados de la prueba se asemejan a la realidad encontrando que sí y que son factibles para el uso en la industria.

Ilustración 1.5 Banco de pruebas simulado para el análisis de vibraciones.[9]



Fuente. J. Li, Z. Zhang, H. Xu, and Z. Feng, "Dynamic characteristics of the vibratory roller test-bed vibration isolation system: Simulation and experiment," *Journal of Terramechanics*, vol. 56, pp. 139-156, 12// 2014.

Se han realizado diversos estudios referentes a los análisis de vibraciones, uno de los artículos que se tienen como base de investigación, modelan estructuras en elementos finitos para aplicar oscilaciones aleatorias, utilizan el método de subestructuración que consiste en modelar una parte del sistema, descartando el resto de los componente por incertidumbres o variabilidad estructural, enfocándose simplemente en componentes esenciales que son afectadas directamente por las vibraciones. En el estudio realizado, combinan análisis de sensores físicos con resultados de sensores virtuales y el modelado de la estructura en un conjunto de elementos finitos, prediciendo la respuesta con un algoritmo especialmente formulado; se tomaron tres estructuras de muestra para el análisis, ubicando los sensores virtuales en diferentes posiciones para encontrar desplazamientos, rotaciones o tensiones en lugares no medido, el análisis de los resultados es complementado con un estudio de ruidos y otros factores que se pueden filtrar para encontrar una señal precisa del experimento.

Aplican el método de subestructuración para reducir los tamaños de las piezas a analizar en componentes más pequeños, simplificando los problemas de cálculos en sistemas muy grandes. Se observó que los sensores físicos deben ser distribuidos de manera uniforme o cerca del sensor virtual, porque los errores aumentaron cuando el sensor virtual se encontraba más lejos del sensor físico mostrando un porcentaje de error mayor cerca de la interfaz. Los valores de desplazamiento y de rotación generados por los sensores virtuales eran bastante exactos, mientras que las estimaciones con los equipos físicos eran menos precisos. De la investigación realizada, concluyeron que la detección virtual-empírica y analítico combinado dio lugar a estimaciones más precisas que la detección analítico-virtual solamente, siendo un método útil combinando con el estudio sub-estructurado para sistemas muy grandes.[10]

Un campo que no se había contemplado anteriormente en los medios virtuales para análisis de sistemas, es generar una interfaz de trabajo en un computador y combinarla con un equipo de análisis análogo que es la que recibe la señal del sistema dinámico de rotación y la convierte en información que es analizada por el software implantado en un equipo de cómputo, en la Universidad Tarapacá de Chile, se realizó un proyecto donde se implementa un analizador virtual de vibraciones mecánicas, el cual puede monitorear y diagnosticar fallas en máquinas rotatorias; en el proyecto se concentraron en análisis espectral, forma de onda, medición de fase y verificación del promedio de la fase sincrónica, la ventaja de este sistema es que se pueden agregar más funciones o especificaciones de análisis, con algoritmos especializados, reduciendo sustancialmente gastos en equipos especializados siendo este un objetivo del uso actual de simuladores.

El software utilizado en el proyecto previamente indicado, es LABVIEW® (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) que es un sistema de programación gráfica que permite desarrollar aplicaciones de monitoreo, registro y control de datos, así como realizar cálculos complejos con señales generadas por dispositivos externos, en este caso, el analizador físico para vibraciones. La aplicación más clara del sistema fue analizando el funcionamiento de un motor eléctrico donde en el analizador del espectro del software se evidenciaba dos componentes frecuenciales, una de magnitud mayor que la otra, se predecía que la de mayor magnitud se debía a un desbalanceo del rotor y la de menor magnitud a una excentricidad estática, al realizar el correcto mantenimiento del motor se concluyó que la segunda componente frecuencia se debía a una deformación en la carcasa del motor, alterando la planitud de la base y afectando el funcionamiento normal del equipo. Con este tipo de proyecto se puede demostrar que el uso de medios virtuales para analizar propiedades físicas en maquinarias, es altamente eficaz y rentable, reduciendo costos en adquisición de equipos especializados, además de la facilidad de programar a las necesidades requeridas; con esta información se pretende simular completamente el entorno de análisis, sin la necesidad de equipos periféricos, y proyectarlo al estudio de vibraciones mecánicas en sistemas dinámicos rotativos.^[11]

Durante los años se ha sabido que una buena interpretación de las vibraciones mecánicas permitirá saber con anticipación si hay daños en los equipos o en la maquinaria, también nos permite evidenciar un desajuste o desbalanceo en piezas móviles por lo que en el caso de este proyecto se realizara una simulación de una máquina que permita comprobar de manera experimental los modelos matemáticos que describen las maquinas rotativas.

Para esta simulación se usará el software NX de Siemens® que brinda una amplia gama de funciones, las cuales permiten realizar este tipo de simulaciones; haciendo uso de los motores matemáticos que posee para determinar datos experimentales como si estuviésemos en un laboratorio.

Para la observación de las vibraciones se utilizan diferentes métodos; todos realizan una interpretación de la información que brindan los vibrómetros, acelerómetros o un proximitor unos son análogos y otros digitales, dentro de los análogos encontramos los analizadores de espectro como el analizador de señales dinámicas HP35670A que realiza el procesamiento de señales en tiempo real usando transformada rápida de Fourier; dentro de los digitales se enuncian los sensores que proveen de una pantalla que muestra en tiempo real el espectro de vibración o los que crean un banco de información o realizan una recopilación de datos que luego pueden ser visualizados y analizados mediante un software de computadora que es usualmente brindado por la empresa que fabrica los sensores.

1.2 JUSTIFICACIÓN

En las fuentes de investigación que se han consultado, se han encontrado suficiente información sobre la temática de vibraciones mecánicas y su respectivo análisis además se cuenta con un diseño base de un banco real de pruebas con el que iniciaremos el diseño propio, esta información es de gran ayuda y da un avance en el proyecto, además que se cuenta con un conocimiento medio de uso en el software de diseño en que es va a montar el simulador, con esto puntos ya alcanzados, se debe concentrar la investigación en simular el ambiente deseado, recolectar y analizar la información generada, ya que no existen muchos registros y evidencias de proyectos similares o investigaciones relacionadas.

Con el gran avance de programas de diseño y la fácil accesibilidad a éstos, se puede innovar en el uso de simuladores virtuales como complemento de estudio de cualquier área del conocimiento; desde la rama de la ingeniería mecánica, se planea desarrollar un simulador virtual donde se pueda analizar uno de los principales tipos de vibraciones mecánicas que afectan a sistemas dinámicos de rotación, modelando un banco de pruebas se va a integrar un par de discos para adecuar masas de desbalance, en complemento con eso la simulación debe ser capaz de generar información respecto a la acción para convertirla en respuestas frecuenciales, siendo estos datos analizados para comprender los efectos de las vibraciones sobre el correcto funcionamiento de una máquina.

Logrando desarrollar este programa se evitaría el gasto de un equipo especializado físico para análisis de vibraciones, pudiendo además cambiar la programación a las necesidades que se tengan, de fácil manejo para los estudiantes ya que solo requerirá uso del software de diseño e información pertinente sobre vibraciones mecánicas por otra parte abriría un campo de investigación en desarrollo virtual para próximas generaciones.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar un simulador de un banco de pruebas de sistemas dinámicos rotativos para análisis de vibraciones mecánicas.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar y definir las diferentes opciones de bancos para análisis de sistemas dinámicos rotacionales.
- Modelar geoméricamente el banco de pruebas usando el software de diseño NX de Siemens®.
- Generar el entorno virtual del banco de pruebas con sus respectivas restricciones.
- Simular efectos vibratorios sobre el banco virtual usando el software de diseño NX de Siemens®.

3. MARCO TEORICO Y CONCEPUAL

3.1 VIBRACIONES MECANICAS

Las vibraciones mecánicas pueden ser definidas como el movimiento de un cuerpo solido alrededor de una posición de equilibrio, sin que se produzca desplazamiento neto del mismo, las vibraciones mecánicas también pueden ser definidas a través de conceptos como el periodo, amplitud y frecuencia de las ondas producidas por la vibración. También pueden ser clasificadas como libres y forzadas.

3.1.1 Amplitud

Es la medida magnitud de la fluctuación máxima que ocurre en un tiempo determinado.

3.1.2 Frecuencia

Se define como el recorrido en radianes que realiza el movimiento en un segundo.

3.1.3 Frecuencia natural

Son las frecuencias que pueden existir durante las vibraciones libres o auto inducidas de un sistema y son las frecuencias definidas a que vibra el cuerpo después de la perturbación inicial.

3.1.4 Resonancia

La resonancia ocurre cuando la frecuencia de la excitación es igual a la frecuencia natural del sistema; es decir la resonancia causas un fenómeno en el cual la amplitud de la vibración que se produce en el cuerpo se comienza a disparar es decir su magnitud se aumenta exponencialmente lo que expone al cuerpo en vibración a un funcionamiento indebido y un colapso o ruptura.

3.1.5 Vibraciones Libres

La vibración libre se define como la vibración que ocurre después de una perturbación del sistema, sin que esta permanezca en el tiempo.

3.1.6 Vibración libre sin amortiguamiento

Son aquellas vibraciones que se producen en un sistema sin amortiguadores por lo que el sistema podría presentar un movimiento armónico a través del tiempo.

3.1.7 Vibración libre amortiguada

Una vibración amortiguada presenta un fenómeno que hace que las vibraciones disminuyan su amplitud a través del tiempo hasta que el sistema se estabilice es decir su magnitud sea igual a 0; esto gracias a los amortiguadores que hacen que la energía del sistema se disipe; cabe anotar que el amortiguamiento no solamente se presenta por dispositivos como los amortiguadores, sino que también pueden ser presentados por rozamientos de la masa sobre alguna superficie o el efecto de la resistencia del aire.

3.1.8 Vibraciones Forzadas

Para que una vibración forzada pueda tener lugar se necesita de una fuerza externa que cause la vibración en primer lugar, dependiendo de la fuerza y de su accionar en el sistema ya sea un pulso es decir un instante en el tiempo o una fuerza que permanezca siendo aplicada constantemente o una fuerza lineal creciente.

3.1.9 Vibración forzada sin amortiguamiento.

Son aquellas vibraciones en las cuales no existe amortiguamiento de ningún tipo, pero son producidas por una fuerza externa.

3.1.10 Vibración forzada amortiguada.

Las vibraciones amortiguadas se producen por fuerzas externas, pero en cuyo accionar se ve reducido por un amortiguamiento como por ejemplo amortiguamiento viscoso.[12]

3.2 Software

El software es un conjunto de programas, instrucciones y reglas informáticas que permiten ejecutar distintas tareas en una computadora.[13]

3.2.1 Software NX

El software NX es una solución integrada de diseño de producto, ingeniería y fabricación que le ayuda a ofrecer mejores productos más rápido y más eficientemente. Integrada CAD / CAM / CAE: tomar decisiones más inteligentes, mejores productos, NX proporciona capacidades clave para el desarrollo de productos rápido, eficiente y flexible.

Soluciones avanzadas para el diseño conceptual, modelado 3D y documentación simulación multi-disciplina para estructural, movimiento, térmica, flujo y aplicaciones multi-física soluciones completas para la parte de fabricación de herramientas, mecanizado y control de calidad NX software le ayude a diseñar, simular y fabricar mejores productos más rápido, permitiendo decisiones más inteligentes en un entorno de desarrollo de productos integrados.[14]

3.2.2 La ventaja de NX

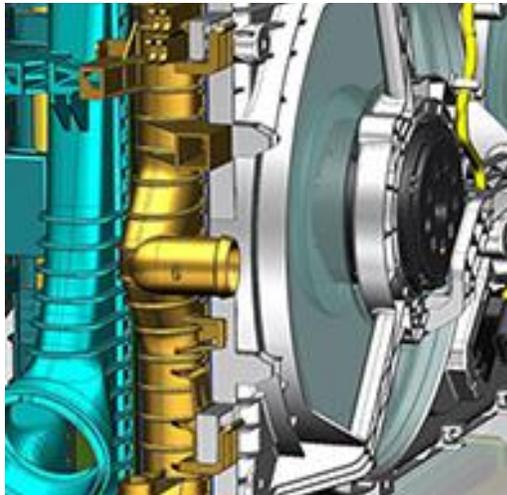
NX es la solución de la industria más integrada, flexible y eficiente para el diseño de productos, ingeniería y fabricación. Ninguna otra solución emplea la tecnología síncrona un diseño más flexible en un entorno abierto. Ninguna otra solución integra la simulación multidisciplinar con tanta fuerza en el proceso de desarrollo.

Ninguna otra solución ofrece una gama tan completa de aplicaciones avanzadas de fabricación de partes. Ninguna otra solución se integra tan estrechamente con Teamcenter, la plataforma (PLM) el líder mundial en Gestión del ciclo de vida del producto.[14]

3.2.3 Diseño de productos en NX

El software de diseño mecánico de NX ofrece un modelado integral que te permite usar los enfoques de modelado más productivos de manera intercambiable, desde el modelado explícito sólido y de superficie hasta el modelado paramétrico y directo.

Ilustración 3.1 Modelado CAD en 3D.[15]



Fuente. Siemens®

3.2.4 Diseño de Ensamblajes

NX ofrece las herramientas de diseño de ensamblajes CAD más poderosas disponibles. Al admitir las técnicas descendente y ascendente, NX te brinda la administración y navegación de ensamblajes avanzada para la mayoría de los ensamblajes complejos.

Ilustración 3.2 Diseño de ensamblajes.[16]

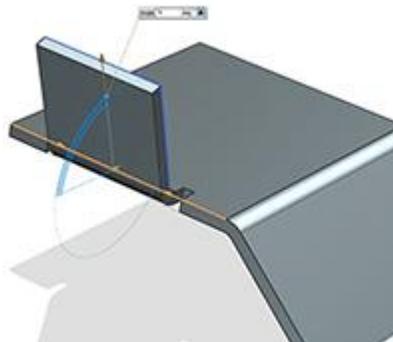


Fuente. Siemens®

3.2.5 Diseño Sheet Metal

Al usar terminología y flujos de trabajo familiares, NX te ayuda a crear eficientemente partes de sheet metal según los conocimientos de las propiedades del material y los procesos de manufactura. Las herramientas de NX Sheet Metal Design incorporan información de materiales y flexión, lo que te permite modelar para representar los componentes formados y las formas acopladas planas.

Ilustración 3.3 Diseño Sheet Metal.[17]

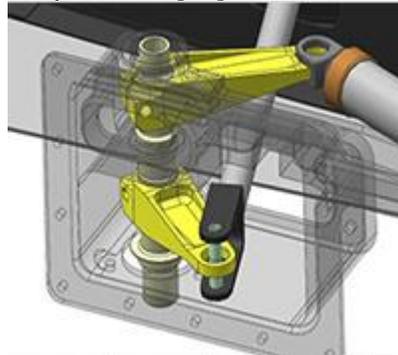


Fuente. Siemens®

3.2.6 Diseño Basado en Plantillas

El diseño de las plantillas de productos te ayuda a acelerar el diseño, estandarizar los procesos de diseño de productos y maximizar el tiempo y los ahorros de costos del re-uso. Con NX CAM puedes crear plantillas rápidamente a partir de los diseños existentes y reutilizarlos de manera fácil para nuevos diseños.

Ilustración 3.4 Diseño basado en plantillas.[18]



Fuente. Siemens®

3.2.7 Análisis estructural

Soluciones Integradas de Análisis Estructural que Funcionan con NX Nastran. Entender cómo reacciona el ensamblaje de un componente o producto bajo presión o vibración es fundamental en cualquier industria, pero a medida que los productos y materiales son cada vez más complejos, los ingenieros necesitan herramientas que vayan más allá de los análisis de estática y dinámica lineal.

Simcenter 3D incluye las soluciones que necesitas para una amplia gama de problemas de análisis estructural dentro de un ambiente de usuario único. Los ingenieros ya no necesitan una herramienta para la estática lineal, otra para estudiar la fatiga y otra para el análisis no lineal. Como resultado de esto, los departamentos de ingeniería pueden consolidar las herramientas de análisis y los ingenieros solo necesitan conocer una interfaz de usuario única. Los recursos de análisis estructural de Simcenter funcionan con NX Nastran, el mejor solver FEA para rendimiento computacional, precisión, confiabilidad y escalabilidad. Simcenter 3D también es compatible con soluciones de análisis estructural de otros solvers comerciales de elemento finito, como LMS Samcef, Ansys, Abaqus, LS-Dyna y MSC Nastran.

3.2.8 FEA / Análisis de elementos finitos

El análisis de elementos finitos (FEA) es el modelado de productos y sistemas en un entorno virtual, con el propósito de encontrar y resolver potenciales (o actuales) problemas estructurales o de rendimiento. FEA es la aplicación práctica del método de elementos finitos (FEM), que es utilizado por ingenieros y científicos para matemáticamente modelar y resolver numéricamente problemas de complejas estructuras, fluidos y de multi física. El software FEA puede ser utilizado en una amplia gama de industrias, pero es más comúnmente utilizado en las industrias aeronáutica, biomecánica y de automoción.

Uno de los modelos de elementos finitos (FE) cuenta con un sistema de puntos, llamados "nodos", que constituyen la forma del diseño. Conectados a estos nodos están los mismos elementos finitos que forman la malla de elementos finitos y contienen el material y las propiedades estructurales del modelo, la definición de cómo va a reaccionar a ciertas condiciones. La densidad de la malla de los elementos finitos puede variar a través del material, en función del cambio esperado en los niveles de estrés de un área en particular. Partes que experimentan grandes cambios en stress por lo general requieren una densidad de malla superiores a los que la experiencia de variación supone poco o ningún esfuerzo. Los puntos de interés pueden incluir los puntos de fractura del material previamente probado, filetes, esquinas, detalles complejos, y áreas de alto estrés.[19]

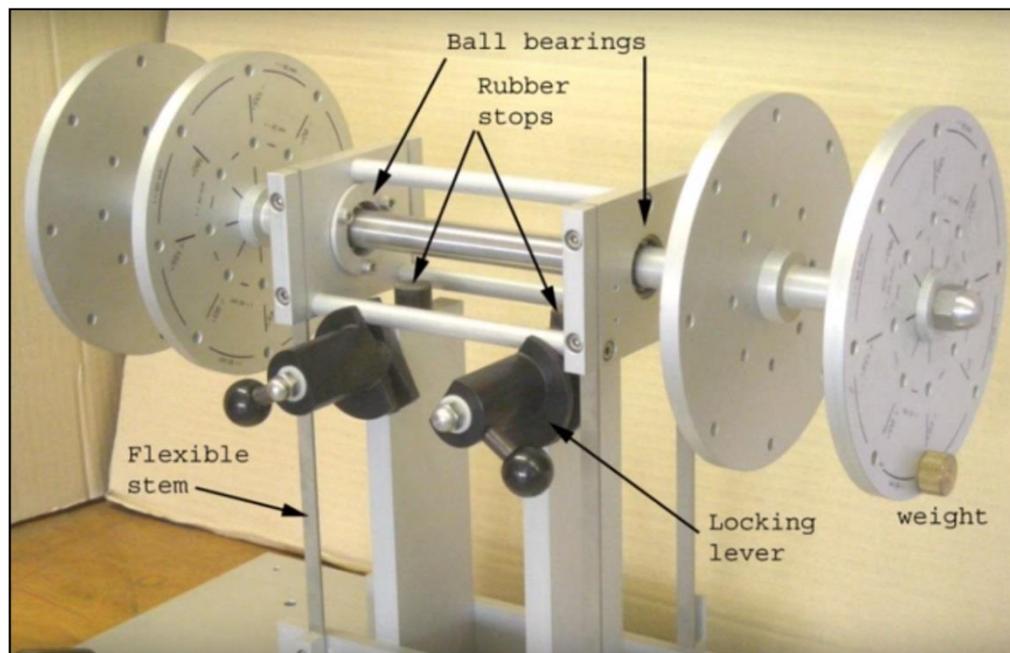
4. DESARROLLO DEL BANCO VIRTUAL.

4.1 SELECCIÓN DEL DISEÑO DEL BANCO DE DESBALANCE.

La primera instancia antes de realizar una construcción del sistema en CAD, es la investigación de los componentes y conjuntos necesarios para producir un prototipo muy cercano a los existentes para pruebas de desbalance, en laboratorios de física; usando la base de datos de la biblioteca virtual de la Universidad Distrital, se encontró diferentes dispositivos reales de desbalance en sistemas rotativos y de todos se observó que el ensamble fundamental es un eje con un disco conectado, acoplado a un motor eléctrico y apoyado a una superficie plana.

El primer equipo usado como guía para diseño propio, es uno observado en un video del curso de vibraciones mecánicas, que consta de cuatro discos acoplados a un eje, que esta soportado en una estructura de eslabones flexibles y es impulsado de forma manual; los discos tienen perforaciones para agregar masas y así generar un desbalance en el sistema cuando se encuentre en movimiento.

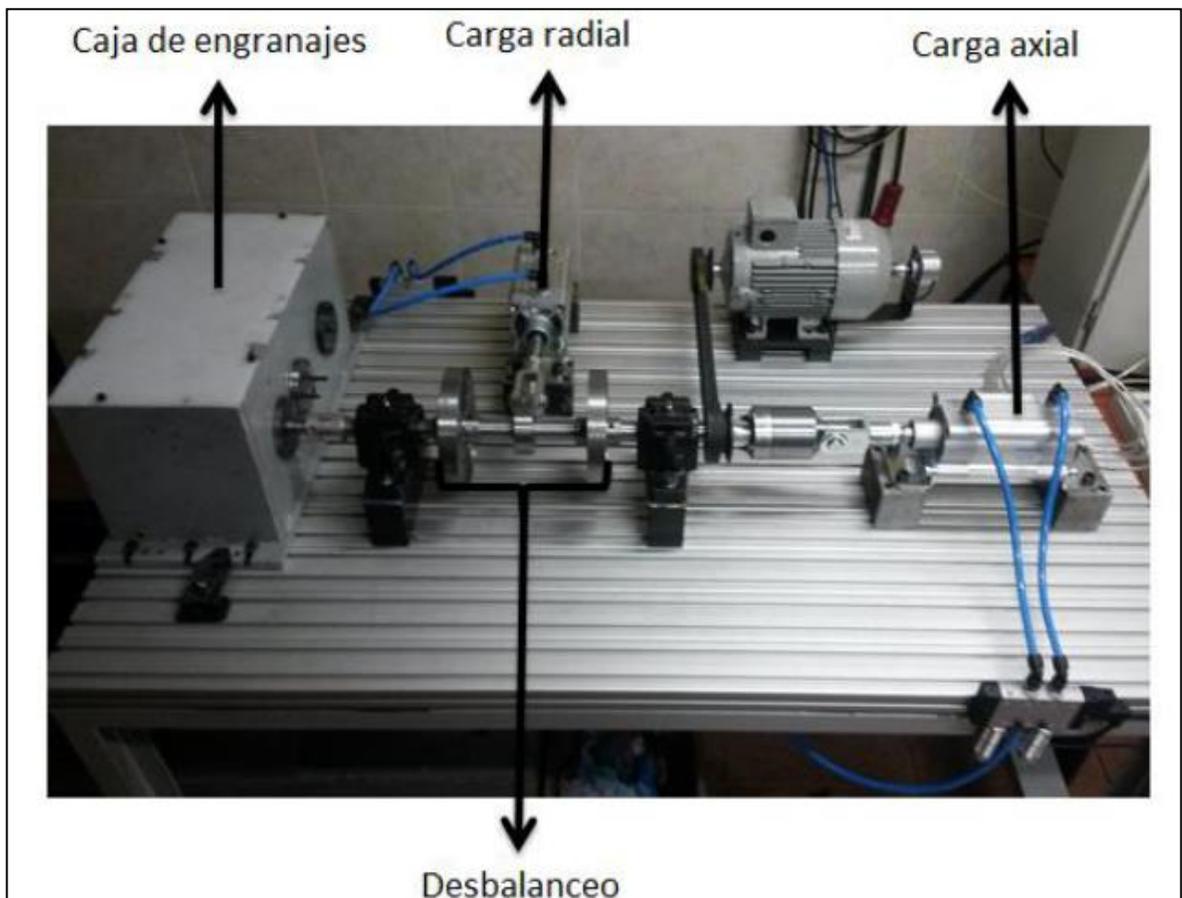
Ilustración 4.1 Primer modelo guía de sistema de desbalance.



Fuente: YouTube.

Uno de los documentos encontrados en la base de datos de la Universidad Distrital, es un proyecto de la Universidad Politécnica Salesiana de Ecuador, donde mejoran el sistema electrónico de captación de vibraciones de un equipo más completo para análisis de sistemas rotativos; el banco que poseen para dicho análisis consta de un sistema de carga axial y carga radial, por medio de un accionador, un sistema de desbalanceo y una caja de engranes; el sistema de desbalanceo está integrado por un eje apoyado entre rodamientos y conectado a un motor eléctrico por medio de una correa de repartición, además cuenta con un par de discos agujerados para generar el desbalanceo en el sistema.

Ilustración 4.2 Segundo modelo guía de sistema de desbalanceo.



Fuente. Preditecnico.

Para el diseño definitivo del banco de análisis de vibraciones por desbalance, se optó por un conjunto de un eje con un disco agujerado, acoplado a un motor eléctrico y apoyado en un par de rodamientos con sus respectivos soportes; todo el sistema soportado en una estructura fija.

4.2 MODELADO DEL BANCO DE DESBALANCE.

Teniendo una idea concreta del conjunto que se quiere construir, se procede a modelar cada componente; para una mayor veracidad del modelado, se seleccionaron piezas por catálogo y con medidas reales, siempre con la idea de una construcción de un banco real. Inicialmente se tomó el eje como elemento fundamental para el dimensionamiento general del sistema; debido a que el modelo a digitalizar fue calculado con esa disposición, siendo una varilla de acero AISI 1040 de 30 mm de diámetro, se escogió este tipo de acero por su aplicación a elementos de maquinarias y por ser comercialmente común; a partir de este componente se seleccionaron las demás piezas del conjunto.

4.2.1 Modelado 3D del motor eléctrico. Ya que el sistema no es muy complejo, no es necesario proporcionar una gran cantidad de fuerza ni velocidad, por esta razón se seleccionó un motor trifásico Siemens modelo A7B10000012675, las características del motor se pueden observar en la Tabla 4.1, tomadas del catálogo de motores eléctricos de Siemens.

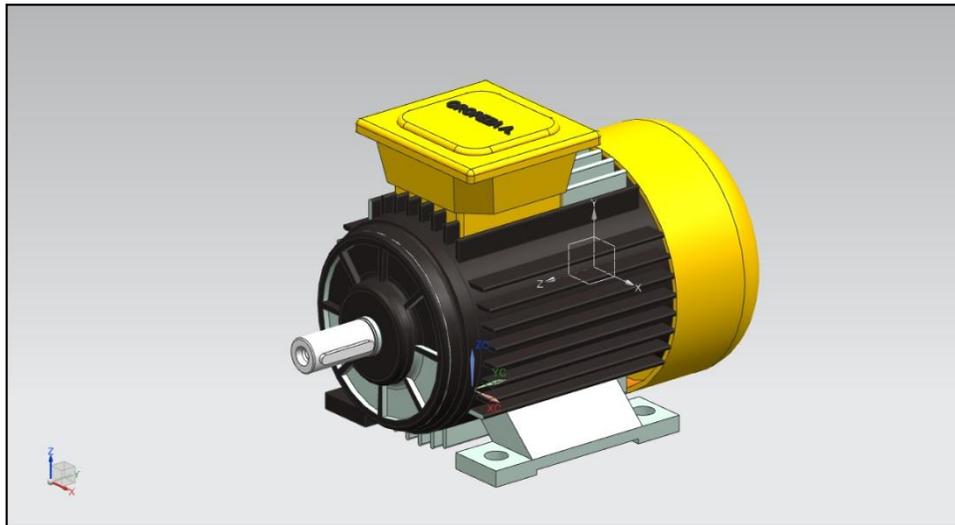
Tabla 4.1 Especificaciones motor trifásico.

| ESPECIFICACIONES MOTORES TRIFÁSICOS | |
|--|----------------------------|
| Totalmente cerrados con ventilación exterior | |
| Montaje | Horizontal con patas (F-1) |
| Aislamiento | Clase F |
| Diseño | NEMA B según Norma MG-1 |
| 33°C temp. Ambiente a una altitud de 2300 msnm | |
| 40°C temp. Ambiente a una altitud de 1000 msnm | |
| Potencia en HP | 1 |
| Velocidad en rev/min | 1800 |
| Tensión a 60 Hz en Voltios | 208-230 / 460 |

Fuente: Siemens®.

Varias piezas del sistema son componentes que se pueden adquirir por catálogo, y como sus medidas se encuentran estandarizadas, no es necesario modelarlas a partir de planos, simplemente se pueden descargar de internet directamente de la agina del proveedor; en este caso se descargó el modelado del motor de la página de Traceparts, un sitio que reúne diferentes fabricantes de piezas industriales de cualquier tipo y deja descargar el modelado 3D gratis a escala real.

Ilustración 4.3 Modelo 3D motor trifásico.



Fuente. NX 10 Siemens®.

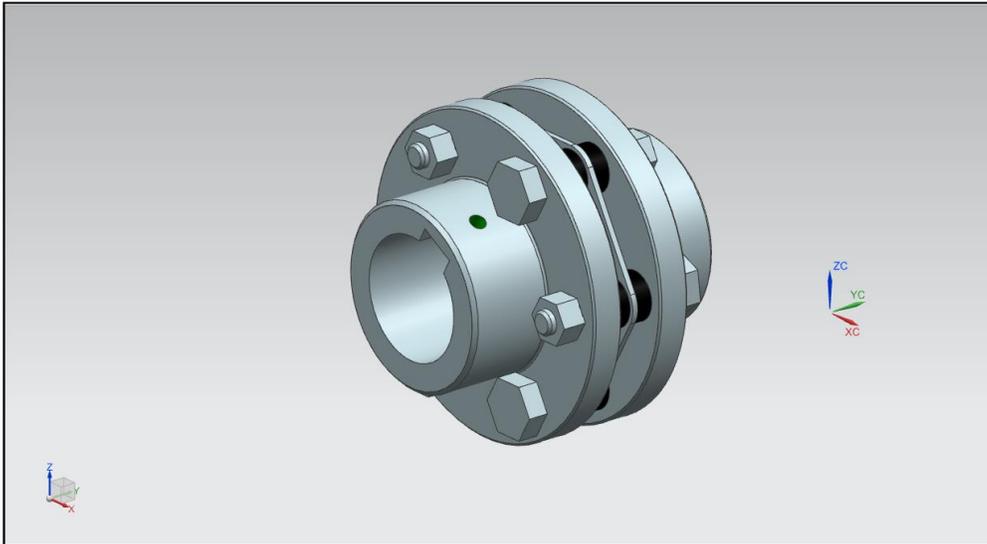
4.2.2 Modelado 3D de acople rígido. Para la transmisión del movimiento generado por el motor al resto del sistema, se usó un acople rígido con manguitos se sujeción; esta pieza también fue descargada de Traceparts, sus especificaciones se pueden ver en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Especificaciones acople rígido.

| ESPECIFICACIONES ACOPLER RIGIDO | |
|--|----------|
| | |
| GTR/S : Torsionally rigid coupling, version with single disc pack Dimensional drawing 2D | |
| Marca | CominTec |
| Modelo | GTR/S |
| Agujero D1 [mm] | 30 |
| Agujero D2 [mm] | 14 |
| A [mm] | 78 |
| D [mm] | 45 |
| P [mm] | 7,5 |
| E [mm] | 32 |
| N [mm] | 29 |
| R [mm] | 65.5 |
| U [mm] | 10 |
| V [mm] | M5 |
| Velocidad máxima [rev/min] | 14500 |
| Inercia máxima en agujero [Kgm2] | 0,00058 |
| Peso [Kg] | 1,6 |

Fuente. Traceparts.net

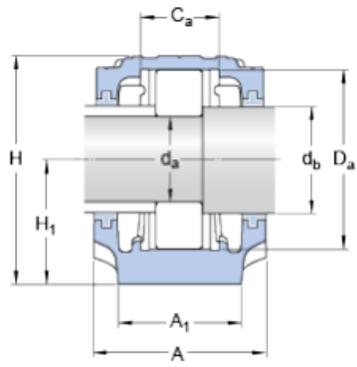
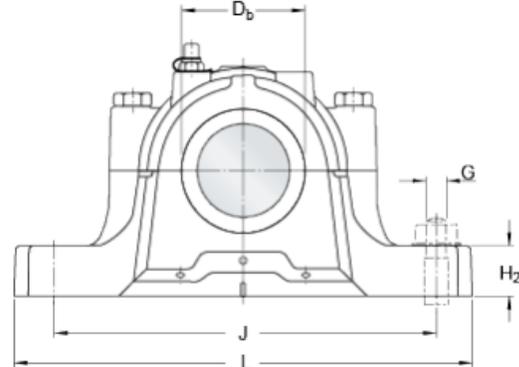
Ilustración 4.4 Modelo 3D acople rígido.



Fuente. NX 10 Siemens®.

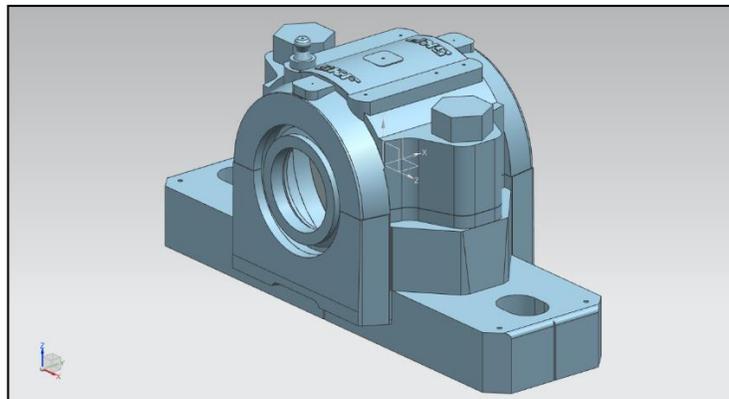
4.2.3 Modelado 3D de rodamientos. Para el apoyo y la libre rotación del eje, se utilizaron rodamientos con soporte de dos piezas, directamente tomados de los catálogos de la SKF®; por construcción los dos rodamientos son de diferente método de sujeción; el primer soporte (ver Ilustración 4.5) es un conjunto de pie de dos piezas de la serie SNL para rodamientos montados sobre un asiento cilíndrico, con sellos estándares, el modelo del soporte es SNL 305 con un rodamiento 1305 y el segundo soporte (ver Ilustración 4.6) es un conjunto de pie de dos piezas de la serie SLN montado sobre manguito de fijación con sellos estándares, la referencia del soporte es SLN 506 con un rodamiento 1206. Cada conjunto de rodamiento se bajó directamente de los servidores de SKF®, sus especificaciones y su dimensionamiento se pueden ver en las Tablas 4.3 y 4.4 respectivamente.

Tabla 4.3 Dimensiones soporte rodamiento SLN 305.

| DIMENSIONES SOPORTE SNL 305 [mm] | |
|---|--|
|  |  |
| da | 25 |
| db | 30 |
| Ca | 32 |
| Da | 62 |
| Db | 46,5 |
| A | 77 |
| A1 | 52 |
| H | 89 |
| H1 | 50 |
| H2 | 22 |
| J | 150 |
| N | 20 |
| N1 | 15 |

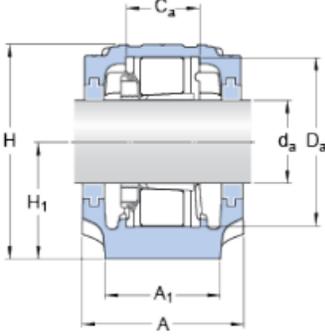
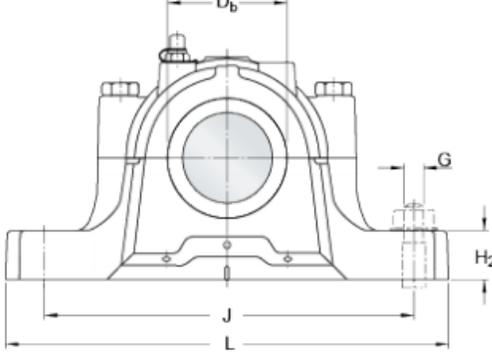
Fuente. Catálogo SKF®.

Ilustración 4.5 Modelo 3D del soporte rodamiento SLN 305.



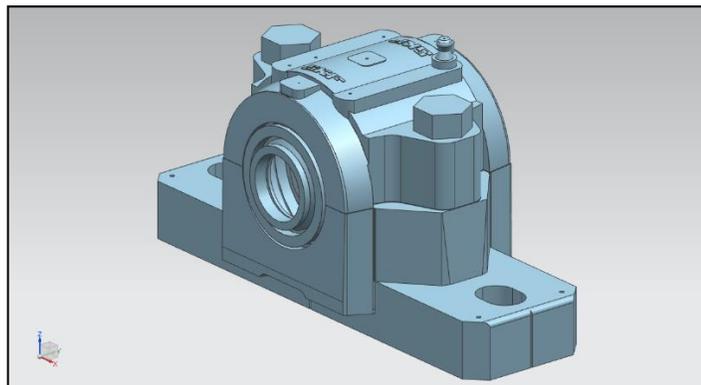
Fuente. NX 10 Siemens®.

Tabla 4.4 Dimensiones soporte rodamiento SNL 506.

| DIMENSIONES SOPORTE SNL 506 [mm] | |
|---|--|
|  |  |
| da | 25 |
| Ca | 32 |
| Da | 62 |
| Db | 36,5 |
| A | 77 |
| A1 | 52 |
| H | 89 |
| H1 | 50 |
| H2 | 22 |
| J | 150 |
| L | 185 |
| N | 20 |
| N1 | 15 |

Fuente. Catálogo SKF®.

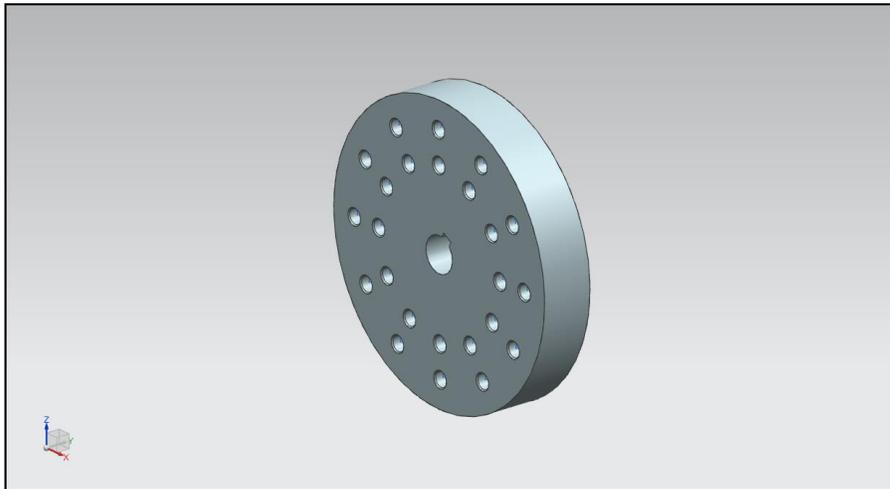
Ilustración 4.6 Modelo 3D del soporte rodamiento SLN 506.



Fuente. NX 10 Siemens®.

4.2.4 Modelado 3D de disco agujerado. Las dimensiones del disco fueron tomadas de un artículo publicado por la Universidad Tecnológica de Pereira, donde diseñan un banco de pruebas para desbalance con materiales de uso común, es un disco de aluminio de 200 mm de diámetro y un espesor de 35 mm, al disco se le agregaron 24 perforaciones roscadas, donde se insertaran las masas de desbalance, además se escogió la chaveta como método de sujeción entre el disco y el eje, calculando el espacio que debe tener este en el disco.

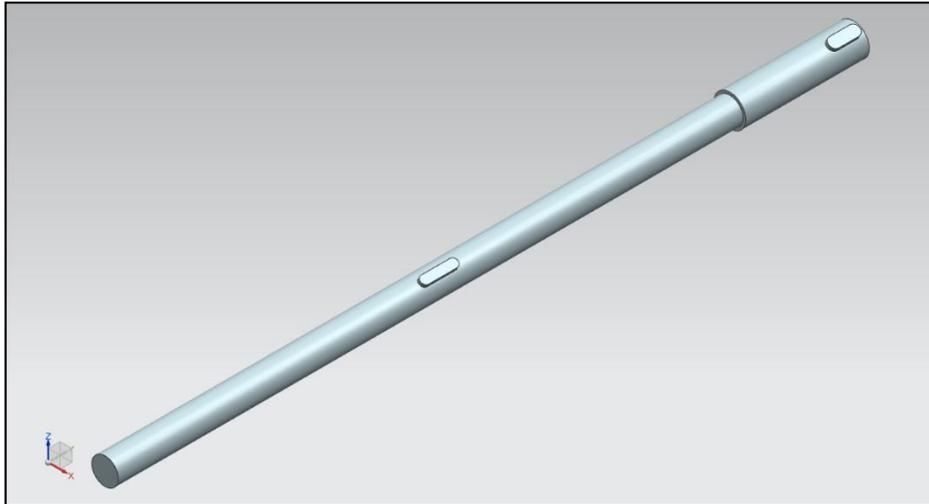
Ilustración 4.7 Modelo 3D de disco agujerado.



Fuente. NX 10 Siemens®.

4.2.5 Modelado 3D de eje. En base al diseño de una banco de desbalance propuesto en un artículo publicado por la Universidad Tecnológica de Pereira[6], se estableció un eje de 700 mm de longitud y un diámetro de 25 mm; cuenta con un escalonamiento de diámetro de 30 mm que impide el movimiento longitudinal del soporte SLN 305, también tiene dos cuñas calculadas de acuerdo al elemento que sujeta, el primero que es el acople flexible y el segundo el disco agujerado.

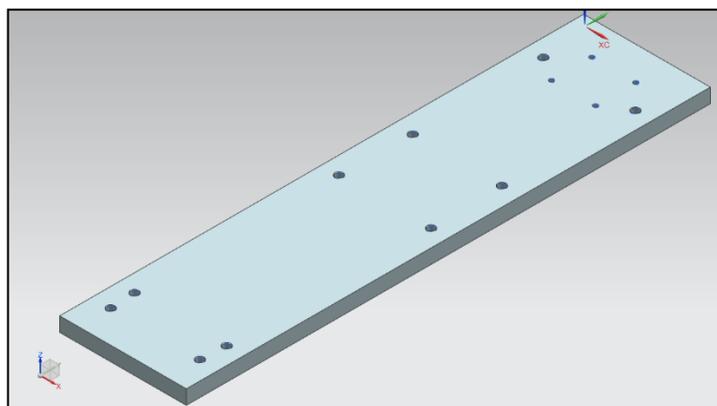
Ilustración 4.8 Modelo 3D de eje.



Fuente. NX 10 Siemens®.

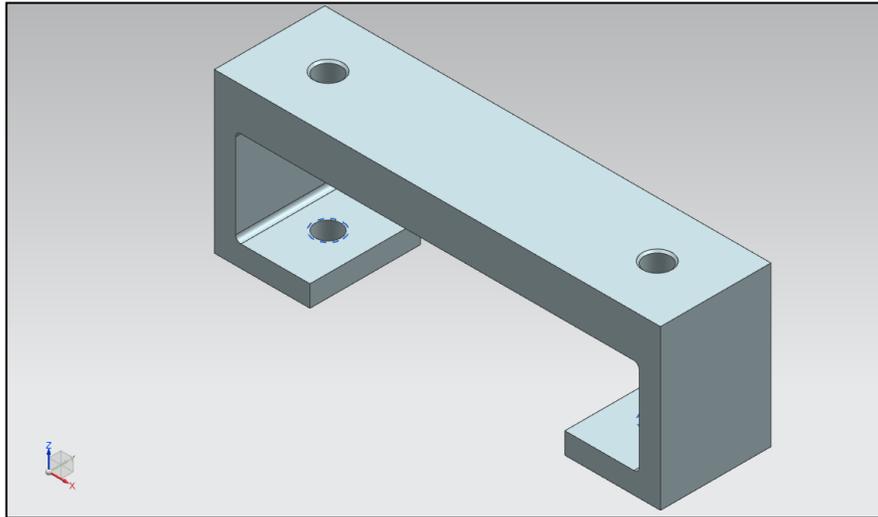
4.2.6 Modelado 3D de base y soportes para conjunto. Todas las piezas de movimiento, deben estar apoyadas en una base, que es una placa de aluminio de 25 mm de espesor con perforaciones para atornillar unos soportes en forma de “C”, para darle altura al banco evitando interferencias del disco con la placa base; se ajustaron los soportes de los rodamientos con tornillos M14X60 y sus respectivas tuercas, para el motor los soportes son más pequeños, se usaron tornillos M8X40 para sujetarlos.

Ilustración 4.9 Modelo 3D de placa agujerada.



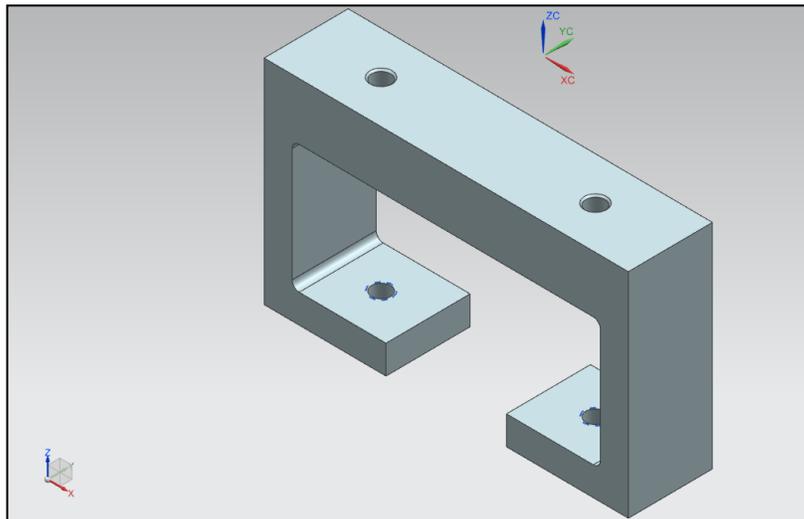
Fuente. NX 10 Siemens®.

Ilustración 4.10 Modelo 3D de base para los rodamientos.



Fuente. NX 10 Siemens®.

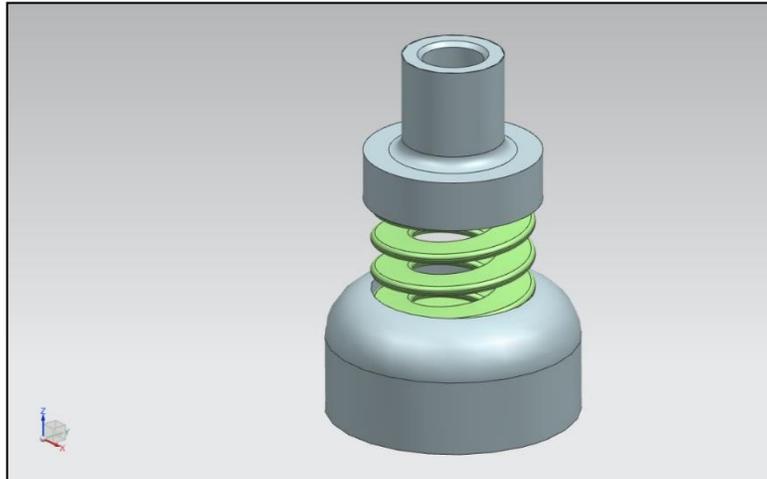
Ilustración 4.11 Modelo 3D de base para motor.



Fuente. NX 10 Siemens®.

4.2.7 Modelado 3D de la estructura de apoyo del banco. Para mostrar un efecto de desbalanceo más notorio en el sistema, se desarrollaron unas tapas de plástico donde se incrusta un resorte que a la vez va acoplado a la base con una copa enroscada a tornillos M14X60.

Ilustración 4.12 Modelo 3D de estructura de apoyo.

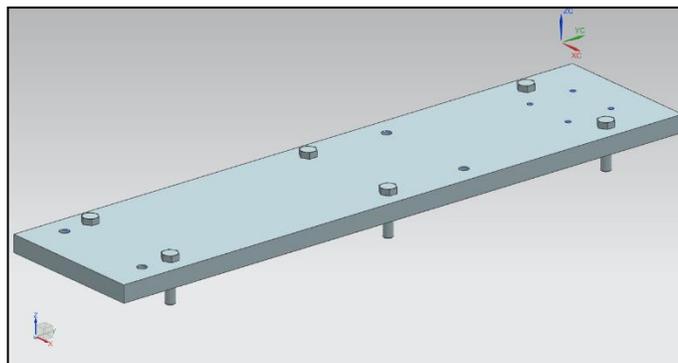


Fuente. NX 10 Siemens®.

4.3 ENSAMBLE DEL BANCO DE DESBALANCE.

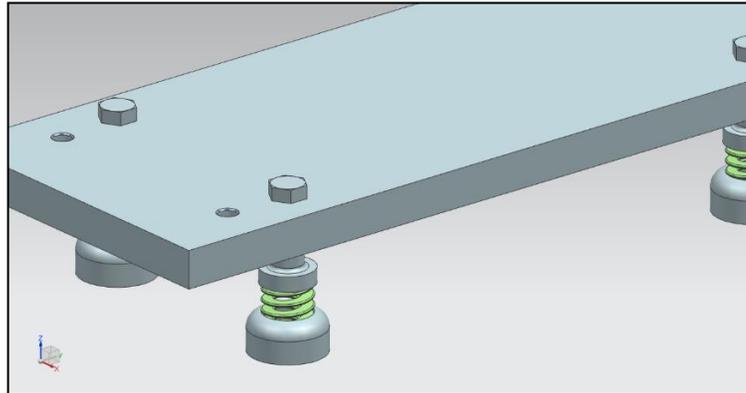
Para el ensamble de cada pieza modelada, se abrió la aplicación de ensamble del programa NX 10 de Siemens®, y por medio de restricciones se ubican cada pieza siguiendo un orden lógico, como si se estuviera armando uno real; se comenzó con la base y las estructuras de apoyo; ubicando primero los tornillos M14X60, siempre con deducción de centro de eje entre el agujero y el cuerpo del tornillo y tocando la cara interna de la cabeza del tornillo con la superficie de la base (Ilustración 4.13). Con el mismo comando de deducción de centro de eje y contacto superficial se ubicaron las estructuras de apoyo con resortes a los tornillos previamente incorporados (Ilustración 4.14).

Ilustración 4.13 Ensamble Tornillos – Base.



Fuente. NX 10 Siemens®.

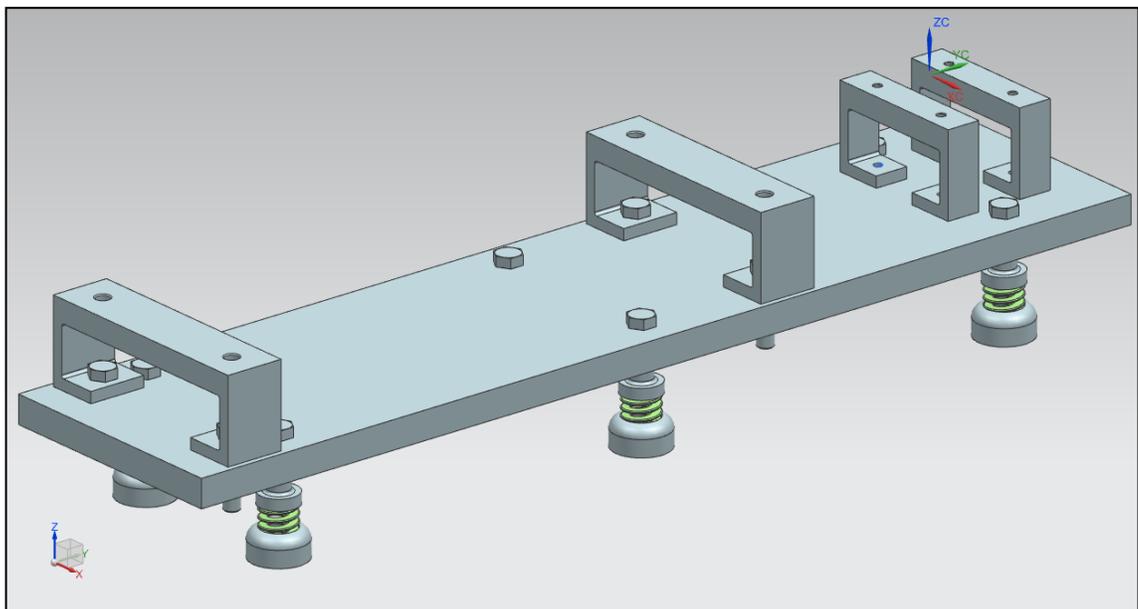
Ilustración 4.14 Ensamble Base – Estructura de apoyo.



Fuente. NX 10 Siemens®.

Luego de tener la base apoyada en la estructura con resortes, se colocan los soportes para los rodamientos y para el motor, usando concentricidad entre los agujeros de los soportes y las perforaciones de las base se restringe cada pieza y se sujeta con sus respectivos tornillos y tuercas; siendo M14X60 para los rodamientos y M8X50 para el motor.

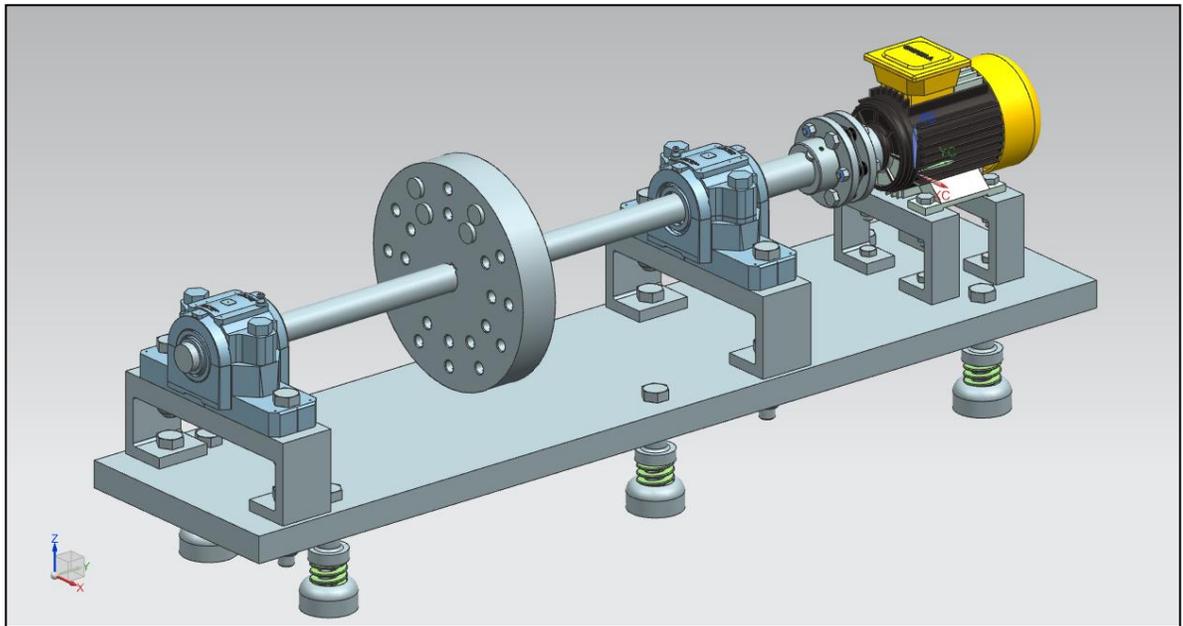
Ilustración 4.15 Ensamble Base – Soportes.



Fuente. NX 10 Siemens®.

A continuación se ubica el motor a los soportes y se sujetan con los tornillos; se toma todo el conjunto del acople rígido y con restricciones de concentricidad, deducción de eje y contacto se ensambla con el rotor del motor, se procede a realizar la misma operación con el eje fijándola con la chaveta que tiene en el extremo. Se toma el soporte de rodamiento SLN 305, con la restricción de contacto de fija al escalonamiento que tiene el eje y se sujeta con tornillos a los soportes de la base, luego se fija el disco a la segunda chaveta del eje y así poder cerrar el sistema sujetando a la base el soporte de rodamiento SLN 506, terminando el ensamble del sistema de desbalance.

Ilustración 4.16 Ensamble completo de sistema de desbalance.



Fuente. NX 10 Siemens®.

4.4 SIMULACIÓN DE MOVIMIENTO DEL BANCO DE DESBALANCE.

Luego de tener el sistema ensamblado con sus respectivas restricciones, se abre la ventana de simulación de movimiento del programa NX 10 de Siemens®; automáticamente el programa toma cada pieza como un eslabón y por la forma de ensamblado asigna diferentes enlaces entre cada eslabón, estos enlaces son redefinidos para representar el verdadero funcionamiento del sistema; todo los componentes están apoyados sobre las tapas de plástico, por consiguiente estos eslabones se especifican como piezas fijas, sobre cada tapa se monta un resorte con longitud igual al resorte del modelado y se le adiciona un valor de rigidez de 50

N mm y un valor de precarga de 0 N. Sobre cada resorte se forma una junta de mando deslizante con la copa; para definir un soporte entre la base y cada estructura con resorte se define un contacto 3D entre la superficie de la base y la cara superficial de cada copa, para que la base quede fija a los soportes se definen juntas fijas entre los tornillos y las copas y los tornillo con la base.

Los soportes en forma de "C" son montados con un contacto 3D sobre la base y sujetos con enlaces fijos a los tornillos y tuercas, este mismo procedimiento se utiliza para montar y fijar el motor y el par de rodamientos; el acople rígido es agregado al motor con una junta de revolución y acondicionado como accionador de rotación variable a una aceleración de 5000 rev/min^2 , para que el eje transmita el mismo movimiento rotacional del motor, se define una junta rígida con el acople rígido y con cada rodamiento; el disco tiene un contacto 3D con el eje y a la vez una junta cilíndrica que le permite desestabilizar el movimiento rotativo por el efecto de las masas, que son piezas con rosca de exactamente 1 Kg cada una, agregadas al disco con juntas fijas.

En total el sistema cuenta con 93 eslabones, de los cuales 6 son eslabones fijos; 117 juntas, siendo 22 mandos deslizantes, 1 junta de revolución, 1 junta cilíndrica y 93 juntas fijas además tiene 19 conectores, donde 13 son contacto 3D Y 6 resortes. La solución de movimiento del sistema son 100 pasos en 6 segundos, siendo un tiempo muy pequeño de procesamiento del movimiento.

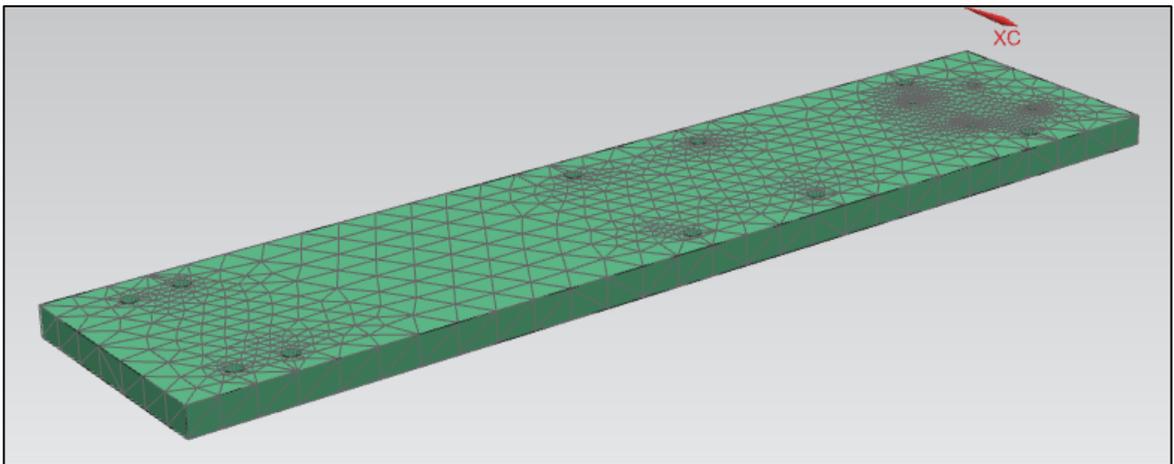
4.5 ANALISIS DE DEFORMACION DE BANCADA DEL SISTEMA.

El programa NX 10 Siemens®, cuenta con una aplicación para resolver diferentes tipos de sistemas por medio del cálculo por elemento finitos; para acceder a esta ventana es necesario tener el programa en la aplicación de modelado, siendo la única aplicación que habilita la simulación avanzada del CAD; una vez dentro del entorno de la simulación, se selecciona los enlaces a analizar que son los soportes de los rodamientos, por su geometría y visualización son las piezas con mayor facilidad de análisis y entendimiento de resultado, se prosigue a seleccionar análisis estructural como el tipo de análisis y el Solver 103 - cuerpos flexibles como método de solución del sistema.

Como el método de análisis es por elementos finitos, se debe mallar la pieza, creando una superficie lo más cercana posible a la realidad, la dimensión del mallado depende de la precisión que se desea realizar en el análisis y de la potencia del procesador del equipo donde se encuentre instalado el programa CAD, para este proyecto se estableció un mallado de 32,7 mm (Ilustración 4.17). Se aplican un conjunto de nodos en las perforaciones de la pieza, siendo las zonas donde están fijas en el ensamble; con la pieza mallada, se procede a restringirla, el programa puede restringir el movimiento en seis grados de libertad, rotación y desplazamiento

en los tres ejes del sistema cartesiano, solo se va a analizar el comportamiento de la bancada por la vibración del sistema, por consiguiente se establece como movimiento libre solo el desplazamiento en el eje X y en el eje Z; con las restricciones activadas, se procede a resolver el sistema, el programa alcanza a durar una hora en resolverlo arrojando modos con diferentes valores de frecuencias y cada una con sus propia grafica de deformación visualizada por color de azul a rojo, los resultados se pueden observar en el capítulo de resultados del proyecto.

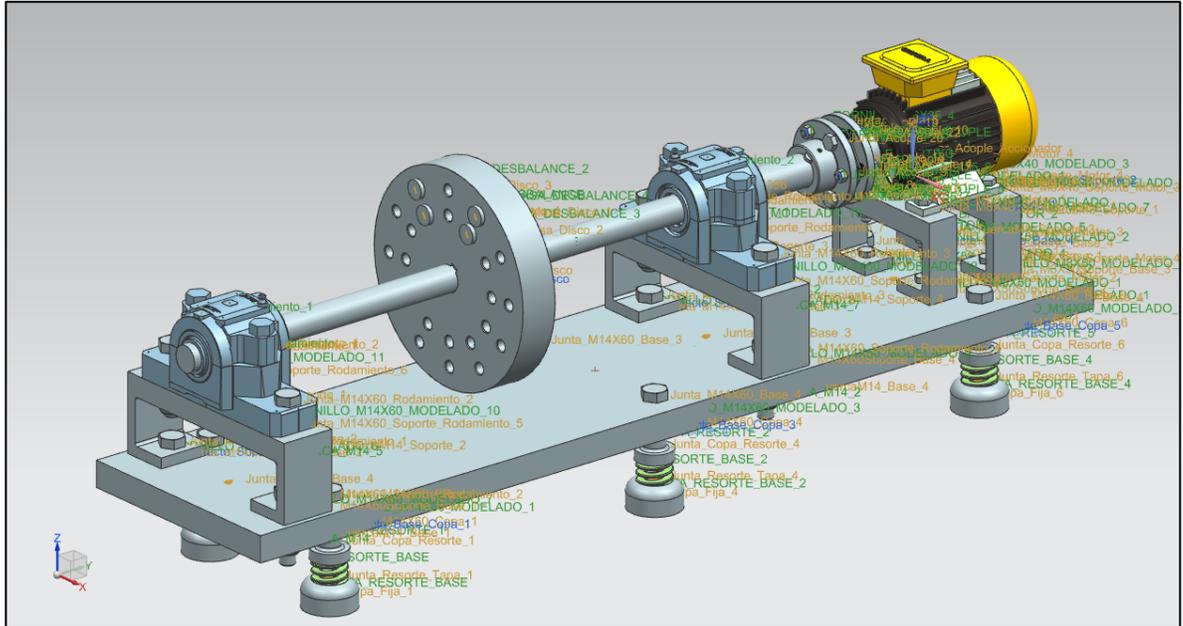
Ilustración 4.17 Mallado de pieza a analizar.



Fuente. NX 10 Siemens®.

5. RESULTADOS

Ilustración 5.1 Banco para análisis de vibraciones.

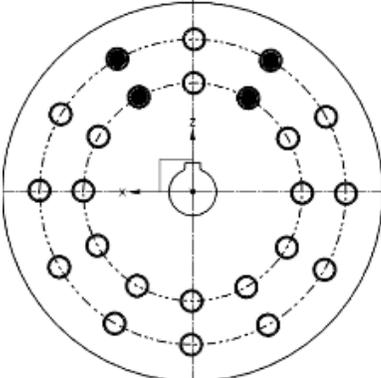


Fuente. NX 10 Siemens®.

Después del proceso de simulación de movimiento, se pudo llegar a un banco completamente eficaz para analizar vibraciones en sistemas rotativos, gracias a las restricciones establecidas, a la disposición de los eslabones y los enlaces; se obtuvo un banco semejante a la realidad con piezas comercialmente asequibles o fáciles de fabricar.

Al final del proceso de análisis estructural de la bancada, se encontró cada modo de vibración que contiene 4 valores relacionados a la frecuencia: el desplazamiento dado en milímetros, la rotación nodal dado en grados, el esfuerzo elemental dado en mega pascales y el esfuerzo del elemento nodal también en mega pascales. Los valores máximos y mínimos de cada modo se pueden encontrar en la tabla 5.1.

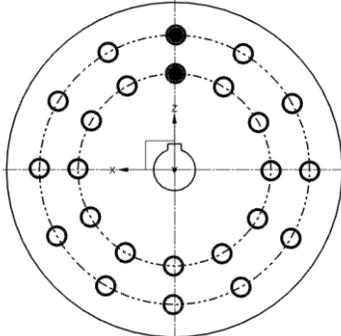
Tabla 5.1 Recopilación de resultados.

| RESULTADOS ANALISIS DE VIBRACIONES | | |
|--|----------------------------|--------------------------------|
|  | | |
| MODAL | FRECUENCIA [Hz] | VELOCIDAD [rev/min] |
| MODO 6 | 170,874 | 10252,44 |
| MODO 7 | 401,562 | 24093,72 |
| MODO 8 | 481,413 | 28884,78 |
| MODO 9 | 903,809 | 54228,54 |
| MODO 10 | 1336,453 | 80187,18 |

Fuente. Microsoft Excel® Propia.

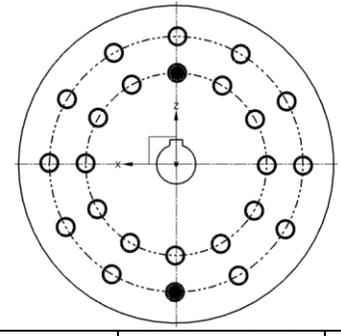
A parte del análisis inicial realizado, se produjo 8 combinaciones diferentes para observar el comportamiento del banco con diferentes disposiciones de las masas de desbalance para complementar la simulación del banco y los cambios que puede generar con cada configuración; los resultados están resumidos a continuación en tablas ordenados de acuerdo a la disposición, con los 11 modales del análisis y la deformación máxima y mínima que se ejerce sobre la bancada. En todas las combinaciones se despreciaron los primeros modales; ya que, analizando el sistema, estos valores solo se producen al comenzar el movimiento del motor y sus valores son tan pequeños que no ejercen cambios significativos al banco, prácticamente se producen para romper la inercia del conjunto.

Tabla 5.2 Resultados Combinación 1.

| Combinación 1 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,646 | 9638,76 | 0,542 |
| 8 | 387,296 | 23237,76 | 0,67 |
| 9 | 440,91 | 26454,6 | 0,545 |
| 10 | 802,351 | 48141,06 | 0,737 |
| 11 | 870,971 | 52258,26 | 0,537 |

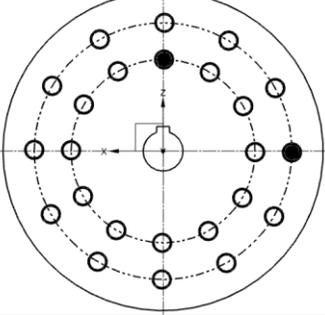
Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.3 Resultados combinación 2.

| Combinación 2 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 158,34 | 9500,4 | 0,539 |
| 8 | 379,274 | 22756,44 | 0,678 |
| 9 | 436,921 | 26215,26 | 0,547 |
| 10 | 783,686 | 47021,16 | 0,734 |

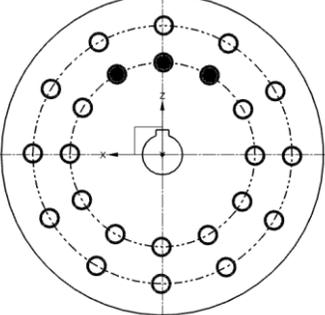
Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.4 Resultados combinación 3.

| Configuración 3 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,136 | 9608,16 | 0,541 |
| 8 | 383,117 | 22987,02 | 0,676 |
| 9 | 439,967 | 26398,02 | 0,545 |
| 10 | 791,82 | 47509,2 | 0,724 |
| 11 | 862,143 | 51728,58 | 0,553 |

Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.5 Resultados combinación 4.

| Configuración 4 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 159,733 | 9583,98 | 0,54 |
| 8 | 384,389 | 23063,34 | 0,678 |
| 9 | 438,378 | 26302,68 | 0,543 |
| 10 | 795,411 | 47724,66 | 0,716 |
| 11 | 867,635 | 52058,1 | 0,534 |

Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.6 Resultados combinación 5.

| Configuración 5 | | | |
|------------------------|------------------------|--|--------------------------------|
| | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,652 | 9639,12 | 0,542 |
| 8 | 387,147 | 23228,82 | 0,67 |
| 9 | 441,126 | 26467,56 | 0,543 |
| 10 | 806,435 | 48386,1 | 0,725 |
| 11 | 866,593 | 51995,58 | 0,546 |

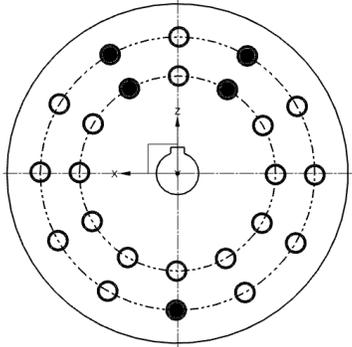
Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.7 Resultados combinación 6.

| Configuración 6 | | | |
|------------------------|------------------------|--|--------------------------------|
| | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,646 | 9638,76 | 0,542 |
| 8 | 386,546 | 23192,76 | 0,675 |
| 9 | 440,91 | 26454,6 | 0,545 |
| 10 | 799,608 | 47976,48 | 0,719 |
| 11 | 870,971 | 52258,26 | 0,537 |

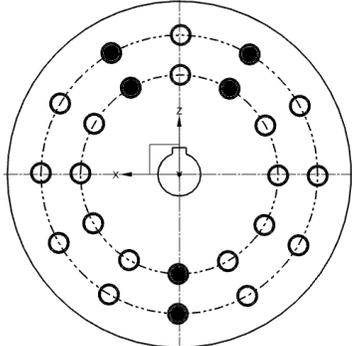
Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.8 Resultados combinación 7.

| Configuración 7 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,646 | 9638,76 | 0,542 |
| 8 | 386,549 | 23192,94 | 0,675 |
| 9 | 440,989 | 26459,34 | 0,544 |
| 10 | 800,523 | 48031,38 | 0,709 |
| 11 | 870,861 | 52251,66 | 0,535 |

Fuente. Microsoft Excel® Propia.

Tabla 5.9 Resultados combinación 8.

| Configuración 8 | | | |
|--|------------------------|--|--------------------------------|
|  | | | |
| Modal | Frecuencia [Hz] | Velocidad de rotación [rev/min] | Deformación máxima [mm] |
| 7 | 160,637 | 9638,22 | 0,542 |
| 8 | 385,529 | 23131,74 | 0,675 |
| 9 | 440,891 | 26453,46 | 0,545 |
| 10 | 799,262 | 47955,72 | 0,721 |
| 11 | 865,475 | 51928,5 | 0,553 |

Fuente. Microsoft Excel® Propia.

5.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

El solucionador proporcionado por el software fue restringido para que mostrara los 10 primeros modos de frecuencia que afectan a la pieza; se observó en primera instancia que los modos con valores de frecuencia menores a 1 Hz, generan un desplazamiento no deformable sobre la bancada y con valores de deformación aproximados a 0,4 mm, estos valores parecen relativamente pequeños y no generan destrucción inmediata en la pieza pero en exposiciones prolongadas a esas frecuencias pueden desestabilizar el banco; además de que estos son presentados durante el arranque del motor debido a que se debe romper la inercia en las partes móviles del banco.

La simulación de movimiento es muy importante para realizar un buen análisis estructural en el sistema, ya que la mayoría de valores que toma para la ambientación del mallado son las restricciones del conjunto establecidos en la simulación; los valores obtenidos en el análisis de vibraciones dependen del tipo de accionador del sistema, en el caso del proyecto inicialmente se había tomado un accionador a velocidad constante y luego fue modificado para que regulara su velocidad y el programa tomara un rango de revoluciones más amplia, al final los resultados obtenidos en ambos casos fueron completamente diferentes luego entendiendo que la primera disposición era incorrecta, un motor aumenta su velocidad gradualmente.

Durante los posteriores desarrollos realizados en el banco de pruebas siguiendo los pasos presentados en el manual de usuario en donde se cambian las configuraciones de las masas es decir se adicionan y cambian de posiciones se logra observar que los efectos de deformación sobre la placa son mínimos para apreciar a simple vista pero el programa nos permitirá ver cada una de estas deformaciones; también nos muestra como a medida de que la velocidad del sistema aumenta se tiene un mayor rango de trabajo en el que si se presentara este desbalance de masa se lograría trabajar sin contratiempos en la máquina.

6. CONCLUSIONES

- El banco de desbalance de sistemas rotodinámicos, diseñado para el proyecto, ha sido completamente funcional y muy fiel al concepto de realidad para este tipo de estructuras; varios componentes fueron seleccionados por catálogos de proveedores reconocidos en piezas mecánicas, como son el motor y el conjunto de rodamiento; las otras piezas fueron diseñadas para una construcción sencilla desde cualquier equipo de maquinado.
- El modelado y la simulación debió ser planteado de tal forma que se asemeje lo más posible a la realidad y las restricciones deben ser dispuestas de acuerdo a la definición de cada opción que se encuentra en el software NX 10 de Siemens®, permitiendo de esta manera que los componentes del ensamble se acoplen de la misma forma que lo harían en la vida real y que por el análisis que realice el software presente como resultado frecuencias naturales coherentes y acordes a la realidad.
- Las frecuencias naturales encontradas pueden ser utilizadas para evidenciar el desbalance del banco en un modelo físico real pues se muestra que no son significativas para generar daños críticos inmediatos en la estructura aunque siendo prolongadas, pueden establecer juegos en las uniones de las piezas y desestabilizar el sistema hasta dañar o fracturar el eje o los rodamientos.
- Es necesario acomodar las restricciones del análisis dependiendo de las propiedades de procesamiento del equipo de cómputo donde se encuentre instalado el software, ya que para obtener resultados más precisos, el programa requiere mayor tiempo en el análisis pedido; para el desarrollo del proyecto, en la simulación de movimiento se requirió de aproximadamente una hora de análisis para generar 100 pasos en 10 segundos de movimiento, también se debe reconocer la cantidad de piezas que intervienen en el análisis; para encontrar los modos del sistema, con movimiento en solo dos ejes, fue necesario de exactamente 70 minutos de procesamiento, siendo las piezas a estudiar de geometría sencilla y con tamaño de mallado relativamente grande, de 32,7 mm cada uno. Todos estos resultados se realizaron en un equipo con procesador Intel Inside® Core i5 de cuarta

generación y 8 Gb de RAM y el tamaño de la carpeta con toda las piezas modeladas, simulación y resultados es de aproximadamente 500 Mb.

- Las representaciones animadas observadas en los resultados del análisis, presentan movimientos muy exagerados y sin una clara interpretación del sistema y del estudio requerido, se pueden tomar como datos erróneos, aunque las deformaciones sean muy llamativas se entiende que ocurre en márgenes muy cortos no mayores a 1 mm y simplemente interesa las direcciones en dichas deformaciones para cada modo de frecuencia.
- Observando el comportamiento del banco en las diferentes configuraciones, se notó que las masas no generan un comportamiento drástico al cambiar de composición pero la precisión del software es tan alta que cada solución arrojaba valores diferentes hasta con tres decimales de variación, evidenciando que aunque la deformación no era apreciable si existe un cambio en el sistema; este cambio se observaba en las animaciones del comportamiento de la bancada, donde no todas las configuraciones compartían la misma deformación.

7. RECOMENDACIONES

El diseño presentado en el proyecto no tiene un equivalente real para comparar los resultados y establecer la exactitud del software, por eso se recomienda construir el banco de desbalance para sistemas rotodinámicos e incorporar un equipo analizador de vibraciones en los soportes de los rodamientos; con la efectividad en la obtención de datos para análisis de vibraciones del equipo virtual, se podrán realizar prácticas de laboratorio individuales para estudiar los efectos que generan los desbalances y los daños que pueden generar en las máquinas y así idear un contramedida que optimice el diseño para la reducción de desgaste de piezas que son afectadas por estos efectos físicos.

El software NX 10 de Siemens®, es un programa altamente funcional para el diseño de piezas y muy útil para la simulación de cualquier tipo de condiciones, la interfaz es simple de entender y manejar, facilitando su uso desde cualquier área, contiene herramientas muy completas y especializadas para diferentes grados de análisis, es muy beneficioso contar con un sistema tan completo en las instalaciones de la Universidad, mejorando las habilidades del estudiante en el manejo de programas CAD, siendo este de una calidad superior a los comúnmente usados.

Fue necesario un estudio complementario extracurricular en el uso del software NX 10 de Siemens® para el correcto desarrollo del proyecto, se recomienda mejorar el conocimiento en el manejo de este programa CAD para desarrollar habilidades en simulación y análisis de entornos, aumentando la visión proporcionada por los cursos de la Universidad.

Para hacer un correcto estudio de vibraciones, se debe utilizar el manual (Anexo A) diseñado específicamente para este sistema; si se hace necesario hacer un cambio en la estructura se debe conocer sobre el software NX 10 de Siemens® para que el análisis sea acorde a la realidad.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. Kulichevsky, M. Sacchi, and A. Martin Ghiselli, "Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias," pp. 1 – 5.
- [2] ISO, "Vibration and Shock," *Standards Handbook*, vol. 1, 1995.
- [3] H. P. Bloch and F. K. Geitner, "Machinery Failure Analysis and Troubleshooting," *Gulf Publishing Company*, 1990.
- [4] V. Wowk, "Machinery Vibration," *McGraw-Hill, Inc.*, 1991.
- [5] G. Rossas Sarmiento, "Estudio de vibraciones mecánicas en máquinas reciprocantes " 2004.
- [6] H. Á. González, J. F. Cardona, and G. A. Monroy, "Diseño de un banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo mecánico," 2005, vol. 2, 2005-01-10 2005.
- [7] S. V. Niveló Jara and D. J. Romero Rodríguez, "Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas para sistemas mecánicos rotativos con la combinación de diferentes tipos de fallos y elaboración de guías de prácticas para detección de fallos en rodamientos," *Ingeniería Mecánica CUE – Tesis Pregrado*, pp. 31 – 39, 2014.
- [8] M. Fezari, F. Z. Taif, M. M. Lafifi, and B. Boulebtateche, "Noise emission analysis a way for early detection and classification faults in rotating machines," in *Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (PEMC), 2014 16th International*, 2014, pp. 1094-1099.
- [9] J. Li, Z. Zhang, H. Xu, and Z. Feng, "Dynamic characteristics of the vibratory roller test-bed vibration isolation system: Simulation and experiment," *Journal of Terramechanics*, vol. 56, pp. 139-156, 12// 2014.
- [10] J. Kullaa, "Virtual sensing of structural vibrations using dynamic substructuring," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 79, pp. 203-224, 10/15/ 2016.
- [11] E. Estupiñán P, C. San Martín, and R. Solaligue M, "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN ANALIZADOR VIRTUAL DE VIBRACIONES MECANICAS," *Revista Facultad de Ingeniería – Universidad de Tarapacá*, vol. 14, pp. 7-15, 2006.

- [12] W. Cruz Guayacundo, "Vibraciones Mecánicas," ed. Universidad Distrital Francisco José de Caldas, 2016.
- [13] J. Pérez Porto. (2008, 12 Jul.). *Definicion de Software*. Available: <http://definicion.de/software/>
- [14] Siemens. (2016, 13 Jul.). *About NX software*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/nx/about-nx-software.shtml
- [15] Siemens. (2016, 13 Jul.). *Diseño de productos*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/nx/for-design/product-design/index.shtml
- [16] Siemens. (2016, 13 Jul.). *Diseño de ensamblajes*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/nx/for-design/product-design/assembly.shtml
- [17] Siemens. (2016, 13 Jul.). *Diseño sheet metal*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/nx/for-design/product-design/sheet-metal.shtml
- [18] Siemens. (2016, 13 Jul.). *Diseño basado en plantillas*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/products/nx/for-design/product-design/template-based.shtml
- [19] Siemens. (2016, 13 Jul.). *FEA / Análisis de elementos finitos*. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/es_es/plm/fea.shtml