



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

MEJORAS DE DISEÑO Y CALIDAD EN LA SUSPENSIÓN DE UNA  
LAVADORA DE CARGA VERTICAL

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
**MAESTRO EN INGENIERÍA**

P R E S E N T A  
EDUARDO URIEL ORTIZ SÁNCHEZ

DIRECTOR DE TESIS  
DR. MARCELO LÓPEZ PARRA  
UNIDAD DE ALTA TECNOLOGÍA

JURIQUILLA, QUERÉTARO  
ABRIL 2022



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

A mis padres y hermana, por todo el apoyo que me han dado a lo largo de mi vida. Esa siempre ha sido mi mayor motivación para seguir adelante.

A mabe, por la oportunidad de realizar una maestría y por los recursos / herramientas brindadas para realizar este trabajo.

# CONTENIDO

RESUMEN   ABSTRACT .....	1
Capítulo 1 INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 La suspensión .....	3
1.2 Necesidad y planteamiento del problema.....	4
1.3 Hipótesis.....	6
1.4 Objetivo general .....	6
1.5 Contribuciones de la investigación.....	7
Capítulo 2 ESTADO DEL ARTE .....	8
2.1 Diseño actual de suspensión.....	8
2.2 Búsqueda de patentes .....	10
2.3 Búsqueda de artículos .....	17
2.4 Vigilancia tecnológica.....	19
2.5 Trabajo previo desarrollado por la empresa .....	21
2.6 Discusión sobre el estado del arte .....	21
Capítulo 3 MARCO TEÓRICO .....	23
3.1 Conceptos básicos de 6-Sigma.....	23
3.2 Conceptos básicos de vibración .....	25
3.3 Conceptos básicos de ruido .....	28
3.4 Caracterización de una suspensión.....	29
Capítulo 4 REDUCCIÓN DE FALLAS EN CAMPO.....	33

4.1	Definición.....	33
4.2	Medición.....	39
4.3	Análisis.....	42
4.4	Mejora.....	49
4.5	Control.....	53
Capítulo 5	FACTIBILIDAD DE SUSPENSIÓN GRASA-ESPUMA.....	57
5.1	Propuesta inicial.....	58
5.2	Evaluación de sistema.....	58
5.3	Propuestas alternativas.....	72
5.4	Discusión de resultados.....	76
Capítulo 6	PROPUESTA DE MEJORA EN EL DISEÑO.....	78
6.1	Grasa entre Pistón y Cilindro.....	78
6.2	Uso de Materiales Visco-Elásticos (VEM).....	82
	CONCLUSIONES.....	90
	REFERENCIAS.....	92

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Lavadora mostrando sus componentes internos [1] .....	3
Figura 1.2 Índice de fallas relacionado a ruido/vibración de lavadora .....	5
Figura 2.1 Suspensión actual (línea base).....	8
Figura 2.2 Diagrama de Bloques Funcionales de la Suspensión .....	9
Figura 2.3 Conceptos de suspensión en patentes .....	11
Figura 2.4 Métodos para mejorar la absorción de vibraciones: a) Resorte de diámetro variable [8]. b) Doble suspensión [3]. c) Pieza auxiliar [7] .....	13
Figura 2.5 Métodos para mejorar el amortiguamiento.....	14
Figura 2.6 Concepto de rótula que facilita el ensamble con la varilla [12]. .....	14
Figura 2.7 a) Prototipo de suspensión horizontal. b) Montaje propuesto en la tina y gabinete. [15] .....	17
Figura 2.8 Actualización de diseño en una suspensión pistón-cilindro [16] .....	18
Figura 2.9 Mecanismos de generación de ruido [17].....	19
Figura 2.10 Número de patentes de suspensiones registradas por competidor (sólo en América).....	20
Figura 2.11 Porcentaje de patentes de lavadoras registradas por competidos (sólo América) .....	20
Figura 3.1 Ejemplo de gráfica de riesgo acumulado.....	25
Figura 3.2 Efecto del factor de amortiguamiento en la transmisibilidad .....	28
Figura 3.3 Fotografía de un banco para caracterizar suspensiones .....	30
Figura 3.4 Ejemplo de resultados obtenidos en la caracterización de una suspensión .....	31
Figura 3.5 Diagrama "P" de la suspensión en la lavadora .....	32
Figura 4.1 Fotografía de una suspensión soldada .....	34
Figura 4.2 Metodología 6Sigma - DMAIC .....	35
Figura 4.3 a) Muestra de suspensión soldada b) Sección cortada de un cilindro con falla.....	36
Figura 4.4 Diagramas Ichikawa de la suspensión .....	37
Figura 4.5 Plano del cilindro indicando los CTQs de la pieza.....	39

Figura 4.6 Plano de pistón indicando los CTQs de la pieza .....	40
Figura 4.7 Gage R&R calculado en el software Minitab .....	42
Figura 4.8 Boxplot mostrando tres estudios de capacidad realizados en a) Cilindro y b) Pistón .....	43
Figura 4.9 Boxplot de línea base: a) Pistón, b) Cilindro .....	44
Figura 4.10 Representación de las categorías de interferencia lograda .....	47
Figura 4.11 Condición que reprodujo la falla "suspensión soldada" .....	48
Figura 4.12 Interpretación de la condición que reproduce la falla "suspensión soldada" .....	48
Figura 4.13 Boxplot mostrando el nivel de Z del pistón en el tiempo: a) Septiembre, b) Octubre, c) Noviembre.....	50
Figura 4.14 Gráfica X-S del comportamiento dimensional: a) Pistón, b) Cilindro .....	51
Figura 4.15 Fragmento de la hoja de especificaciones actualizada para el plano de pistón y cilindro...52	
Figura 4.16 Monitoreo de dimensiones durante 1 año en a) pistón y b) cilindro. ....	54
Figura 4.17 Índice de fallas reportadas en cada mes.....	55
Figura 4.18 Indicadores CMI, MWR y SCR mostrando la mejora de calidad a través del tiempo .....	56
Figura 5.1 Fotografía de diferentes conceptos de suspensión grasa-espuma.....	57
Figura 5.2 Instrumentación para mediciones de vibración en lavadoras .....	60
Figura 5.3 Señal de vibración uniaxial.....	61
Figura 5.4 Prueba de vibración .....	62
Figura 5.5 Posición de micrófono y lavadora en cámara reverberante .....	63
Figura 5.6 Fotografía de medición en cámara reverberante.....	64
Figura 5.7 Prueba de ruido .....	65
Figura 5.8 Fotografía de sublavadora montada en banco de pruebas .....	66
Figura 5.9 Posición de sensor triaxial en sistema impulsor .....	67
Figura 5.10 Barrido de frecuencias: Suspensión grasa-espuma, Resorte 19[lb/in] .....	68
Figura 5.11 Barrido de frecuencias: Suspensión grasa-espuma, Resorte 18[lb/in] .....	68
Figura 5.12 Barrido de frecuencias: Suspensión pistón-cilindro, Resorte 18[lb/in].....	68
Figura 5.13 Probeta de suspensión para medición en banco de pruebas .....	69
Figura 5.14 Amortiguamiento de suspensión grasa-espuma (azul) vs pistón-cilindro (rojo).....	71
Figura 5.15 Comparación de resultados de la caracterización en las diferentes suspensiones grasa-espuma .....	73

Figura 5.16 Comportamiento de los conceptos pistón-cilindro y grasa-espuma en el espectro de frecuencias .....	74
Figura 6.1 Resultados comparativos de la caracterización de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa .....	79
Figura 6.2 Resultados comparativos en vibración de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa .....	81
Figura 6.3 Tiempo de frenado comparando el uso de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa.....	82
Figura 6.4 Comportamiento de Creep y Relajación de Esfuerzos en los materiales viscoelásticos [36]	83
Figura 6.5 Respuesta de vibración en un material viscoelástico [36].....	84
Figura 6.6 Representación geométrica del módulo complejo en un VEM .....	85
Figura 6.7 Modelos teóricos del comportamiento dinámico de los VEM [32].....	86
Figura 6.8 Ejemplo de resultados de un DMA.....	87
Figura 6.9 Ensamble suspensión incluyendo la arandela de material VEM .....	87
Figura 6.10 Resultados de caracterización comparando el uso de VEM contra la línea base .....	88



# RESUMEN | ABSTRACT

En este trabajo se busca mejorar la calidad percibida de una lavadora de carga vertical, debido a numerosas quejas de ruido y vibración del producto, particularmente en la etapa de centrifugado. El área de calidad de la empresa ha identificado que estas quejas están asociadas a fallas en un componente crítico, la suspensión de la lavadora. Para abordar este problema se desarrollan tres propuestas:

- Identificar la causa raíz de la falla, diseñar una prueba en la que se pueda reproducir, así como implementar una solución rápida al problema. En esta parte se determina que la variación dimensional de las piezas es la causa del problema y se valida que mantener el nivel de Z dentro de especificación en los CTQs del pistón y cilindro evita que sucedan las fallas.
- Analizar la factibilidad de implementar una suspensión de concepto grasa-espuma en lavadoras de producción actual y que tenga como principal beneficio la reducción del ruido del producto. Esto se hace comparando el funcionamiento de suspensiones pistón-cilindro contra suspensiones grasa-espuma mediante mediciones como componente y como sistema.
- Proponer cambios de diseño en el concepto actual de suspensión (pistón-cilindro) para mejorar la vibración y/o el ruido normal de la lavadora en centrifugado. En esta sección se analiza el beneficio de no utilizar grasa en el ensamble de suspensión y se propone una nueva pieza hecha de un material viscoelástico que ayude en la función del componente.

En el capítulo 1 se plantea la introducción al problema, la suspensión de lavadora y los objetivos del proyecto; en el capítulo 2 se realiza el estado del arte al estudiar las publicaciones más relevantes relacionadas a innovación en suspensión de lavadoras; en el capítulo 3 se describen conceptos básicos de vibración, ruido y 6sigma para entender de forma clara el desarrollo del proyecto; en el capítulo 4 se desarrolla el estudio de causa raíz y propuesta de mejora para las fallas de suspensión soldada encontradas en campo; en el capítulo 5 se analiza la factibilidad, beneficios e implicaciones de cambiar la suspensión actual pistón-cilindro por una suspensión grasa-espuma; en el capítulo 6 se proponen algunos cambios de diseño en el concepto pistón-cilindro que pudieran mejorar su desempeño actual.

# CAPÍTULO 1

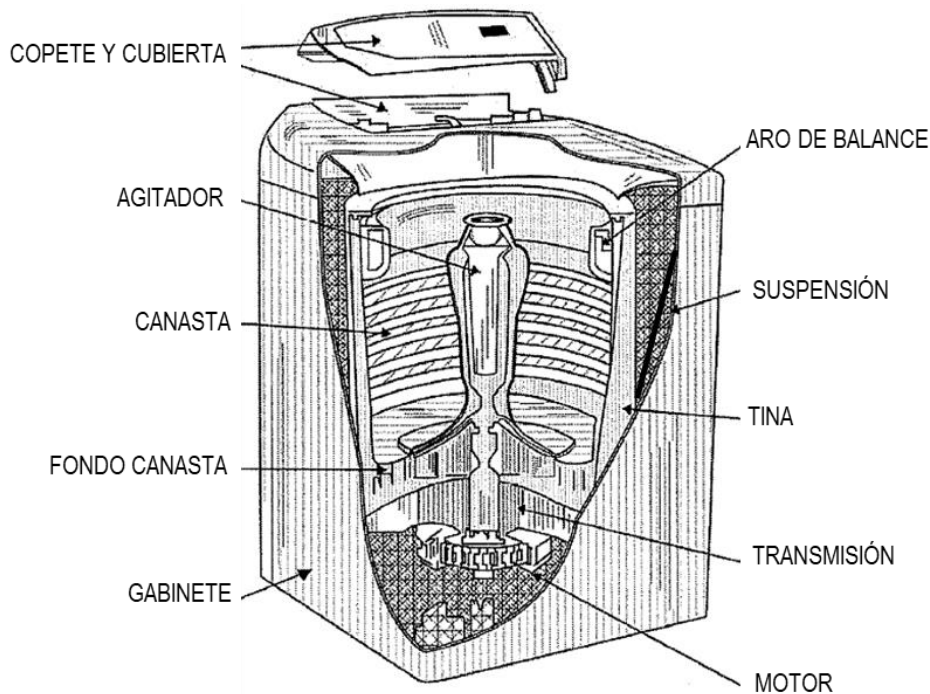
## INTRODUCCIÓN

Las lavadoras de ropa son electrodomésticos muy útiles en nuestra vida cotidiana, pues nos ahorran tiempo y esfuerzo para una de las tareas indispensable de cada familia. En la actualidad hay diversas marcas que ofrecen este producto, cada una intentando hacer que su producto sea más destacable que el de sus competidores. Sin embargo, el funcionamiento general es el mismo en todas las lavadoras y no ha cambiado en los años recientes; esto hace que la ventaja competitiva de una marca deba centrarse en mejorar la calidad general del producto, la apariencia de este o atributos innovadores que mejoren la experiencia del usuario.

Es aquí donde el diseño de lavadoras se vuelve relevante, ya que cada una de estas mejoras o innovaciones deben estar pensadas para un proceso de producción en masa, tomando en cuenta variaciones y deficiencias del proceso; se debe tener cuidado de que cada cambio realizado al producto no afecte el funcionamiento del mismo; también debe evaluarse que el producto sea duradero a través del tiempo, y además de esto, se debe garantizar que el producto sea seguro para su uso doméstico y cumpla con las regulaciones establecidas por cada país en términos de seguridad y eficiencia energética; Por ejemplo, en México todas las lavadoras para poder ser vendibles deben cumplir con la NOM-005-ENER-2016 y la NMX-J-521/2-7-ANCE-2002, que son las normas nacionales de energía y seguridad, respectivamente . Si a todo esto se le añade que los costos de materiales y producción deben ser lo más competitivos posibles, nos damos cuenta que el diseño de un electrodoméstico se vuelve un gran reto.

Existen en el mercado principalmente dos tipos de lavadoras: de carga superior y de carga frontal; este trabajo de tesis se enfocará únicamente en las de carga superior, que son las más populares en México y América latina.

De manera muy general, una lavadora está conformada por una tina que se llenará de agua, dentro de ella hay una canasta con ropa en su interior, la cual es movida por un agitador girando, impulsado a su vez por un motor acoplado a un sistema de transmisión; a todo este conjunto se le llamará “sublavadora” y está colgada mediante cuatro suspensiones a un gabinete que envuelve todo el ensamble. Sobre el gabinete se tiene una cubierta que cubre y protege la parte superior del producto, una tapa que permite el acceso a la canasta, y un copete donde se ubican las perillas y botones necesarios para el control de la lavadora.



*Figura 1.1 Lavadora mostrando sus componentes internos [1]*

### 1.1 La suspensión

Durante la agitación y el centrifugado se producen fuerzas repetidas que pueden hacer vibrar a todo el sistema. Estas vibraciones son indeseables debido a que hacen que el producto sea ruidoso, y si son excesivas pueden incluso dañar al producto en sí. Es por esto que es necesario contar con algún método que absorba y disipe esta energía de vibración. El aro de balance y la suspensión son justamente los componentes que cumplen con esta función. El aro de balance estabiliza la sublavadora cuando funciona en modo de centrifugado, equilibrando las fuerzas centrifugas de la ropa con la fuerza centrífuga del líquido dentro del aro de balance, mientras que la suspensión recibe y amortigua todas las vibraciones que se producen en un ciclo de lavado.

De acuerdo con la descripción anterior, se pueden listar las mínimas funciones de una suspensión de lavadora de carga superior como:

- Tener interfaz con la sublavadora y soportar su peso.
- Tener interfaz con el gabinete.
- Minimizar las cargas dinámicas transmitida al gabinete.
- Minimizar las cargas dinámicas debidas a desbalances de ropa.

Además, como funciones derivadas se tienen:

- Definir el espacio lateral entre la tina y el gabinete.
- Definir el espacio superior entre el “tub-cover” y la tina.
- Nivelar la sublavadora

Sin embargo, ahora también son deseables las siguientes nuevas funciones:

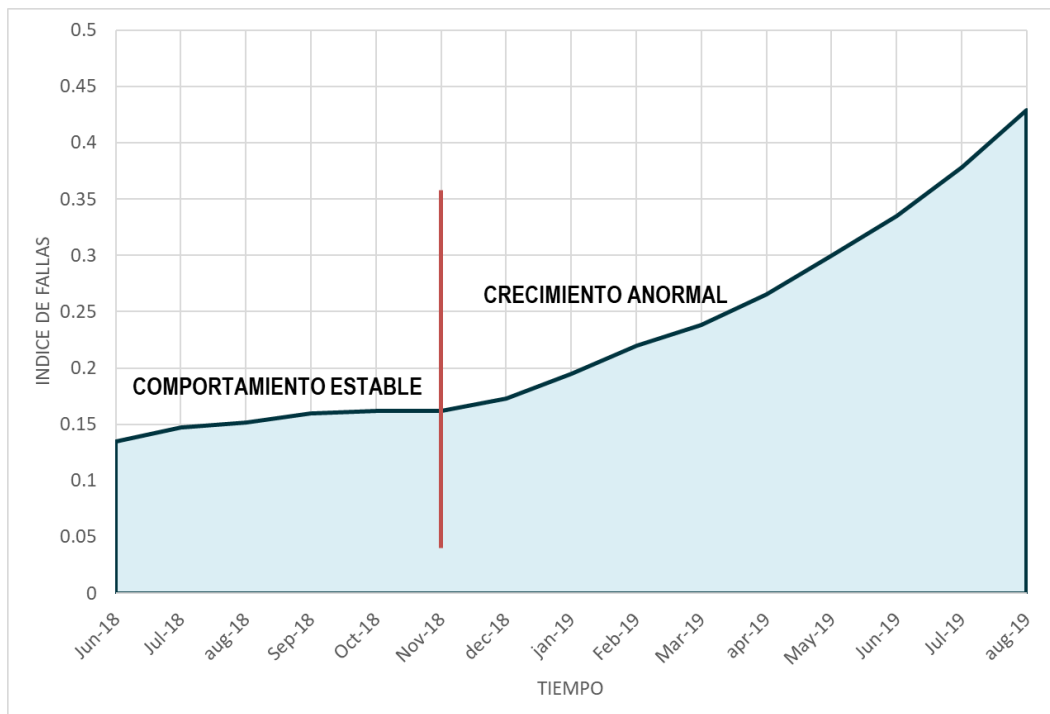
- Atenuar ruido producido por el funcionamiento normal.
- Tener un diseño robusto ante variaciones normales de proceso.

Para validar que la suspensión cumple con todas las funciones para las que fue diseñado, se deben realizar evaluaciones como componente y como sistema, es decir, pruebas únicamente a la suspensión y pruebas al producto completo. Como componente se realizan pruebas para determinar el calentamiento, el amortiguamiento y la curva de transmisibilidad de la suspensión a diferentes frecuencias de su uso; como sistema se realizan pruebas de desbalance para evaluar la estabilidad del sistema y pruebas de confiabilidad para evaluar el desgaste de componentes a través del tiempo.

## 1.2 Necesidad y planteamiento del problema

A partir de noviembre 2018, el área de calidad de la empresa reportó un aumento continuo en el índice de fallas de la suspensión y sin tendencia a bajar, tal como se muestra en la Figura 1.2; específicamente se han hallado suspensiones sin interferencia y suspensiones atascadas. Una suspensión sin interferencia, es decir, con juego entre pistón y cilindro, no tendrá el mismo amortiguamiento que una suspensión en condiciones normales, por lo que no será capaz de disipar la misma energía; mientras que una suspensión atascada no tendrá movimiento entre pistón y cilindro, por lo que ni el resorte ni el amortiguamiento cumplirán su función y como resultado la sublavadora transmitirá mucha energía al gabinete en forma de vibración y de ruido excesivo. Es entonces que el usuario llama a servicio técnico para reportar que su lavadora hace demasiado ruido y golpetea mucho.

Además, se han reportado también quejas de los usuarios sobre el ruido normal de la lavadora en centrifugado; y aunque estos ruidos sean normales en el funcionamiento del producto, son suficientemente fuertes o molestos como para que el usuario los confunda con una falla y llame al servicio técnico, especialmente si la lavadora se encuentra en pequeños espacios cerrados. Cualquier visita que un técnico realice a la casa de un usuario representa un cierto costo para la empresa, además de la inconformidad del usuario por la falla o molestia en el uso de su lavadora. Estas quejas se reportan dentro del mismo índice de fallas de la Figura 1.2, y forman la zona estable de fallas en los primeros meses de la gráfica.



*Figura 1.2 Índice de fallas relacionado a ruido/vibración de lavadora*

Es por tanto una necesidad de la empresa solucionar estos problemas de campo. Para parar las llamadas de servicio lo antes posible, se realiza un proyecto rápido que minimice las fallas. Sin embargo, se busca también en paralelo una solución que reduzca el ruido normal del producto. Al resolver los problemas de campo referentes al componente de la suspensión se tendría un beneficio en costo de servicio y garantías, al mismo tiempo que se mejora la calidad general del producto. Además, al disminuir el ruido generado por la lavadora se mejoraría la calidad percibida del producto, dando como beneficio un producto más competitivo y una marca con mejor reputación.

### 1.3 Hipótesis

- Utilizando la metodología 6Sigma “DMAIC” para identificar la causa raíz y proponer acciones en consecuencia, se podrán reducir fallas de la suspensión al mejorar la calidad de producción del componente, regresando el índice de fallas al menos al valor que tenía en noviembre 2018.
- Se podrá mejorar el desempeño de la suspensión pistón-cilindro al proponer una mejora o cambio al concepto de diseño actual, lo cual se analizará al comparar los resultados de las pruebas de amortiguamiento, ruido y vibración en la línea base y en las mejoras propuestas.
- El concepto de suspensión grasa-espuma tendrá un mejor desempeño como componente que el concepto pistón-cilindro, lo cual se analizará al comparar los resultados de las pruebas de amortiguamiento, ruido y vibración en la línea base y en suspensiones ofrecidas por distintos proveedores.

### 1.4 Objetivo general

Mejorar la calidad de una lavadora de carga vertical al reducir las fallas asociadas a la suspensión, regresando el índice de fallas relacionado al menos a su valor de noviembre 2018, así como estudiar opciones de mejora en el componente que permitan reducir el ruido (al menos 3[dB]) o la vibración (al menos un 20%) durante el centrifugado.

#### 1.4.1 Objetivos específicos

- Entender y analizar las fallas reportadas relacionadas con la suspensión.
- Reproducir en una prueba controlada el modo de falla para validar la causa raíz.
- Proponer una solución rápida para reducir las fallas del componente.
- Identificar las últimas tecnologías e innovaciones desarrolladas en los últimos años relacionadas a suspensiones de lavadora de carga superior.
- Estudiar la diferencia en el comportamiento de ruido/vibración en la lavadora durante el centrifugado al utilizar diferentes tipos de suspensión.
- Proponer cambios al diseño actual de suspensión con el fin de mejorar el ruido/vibración de la lavadora durante el centrifugado, así como fabricar y evaluar prototipos con las mejoras propuestas.

## 1.5 Contribuciones de la investigación

Las principales contribuciones proporcionadas por esta investigación se resumen de la siguiente manera:

- Para reducir las fallas encontradas de suspensión atascada y suspensión sin interferencia, se analizará el modo de falla, determinará la causa raíz del problema, se diseñará una prueba que reproduzca la falla y valide la causa raíz propuesta, y se propondrá una solución rápida que reduzca las fallas en campo.
- Para reducir el ruido y/o vibración normal de la lavadora en centrifugado, se desarrollará una mejora en el diseño actual de la suspensión, como concepto pistón – cilindro. Esto al analizar el desempeño de la suspensión actual y determinar si mediante cambios en los parámetros de rigidez y amortiguamiento se podría mejorar la vibración o el ruido.
- Se analizará la factibilidad de cambiar el concepto de suspensión por el de grasa – espuma, la cual tiene el principal beneficio de reducir el ruido causado por la suspensión. El diseño de esta suspensión no será realizado en este trabajo, se partirá de una suspensión ya diseñada; la intención es estudiar las ventajas y desventajas de este concepto contra lo que ahora se tiene para determinar si es factible implementarla y cuáles son las implicaciones técnicas de ello.

La primera propuesta es una mejora para implementar en el corto plazo y reducir el número de fallas en campo lo antes posible, mientras que las otras dos propuestas son para implementarse en un largo plazo, debido a que requerirán una evaluación más detallada e involucran aspectos fuera del diseño de ingeniería, como el trato comercial con proveedores.

# CAPÍTULO 2

## ESTADO DEL ARTE

Como se mencionó en el capítulo anterior, una vez planteado el problema del proyecto y la forma en que se abordará, el primer paso es realizar una investigación documental sobre las últimas innovaciones que se hayan desarrollado en los últimos años para suspensiones de lavadora. La intención es juntar la mayor cantidad de información disponible que permita entender mejor un diseño de suspensión, estar actualizados como empresa en cuánto a desarrollos tecnológicos, así como identificar cuáles son los principales retos de diseño a los que otras personas o empresas se han enfrentado con este componente y cómo los han resuelto. La investigación se divide en dos partes: una búsqueda exhaustiva de patentes y una búsqueda de artículos de investigación.

### 2.1 Diseño actual de suspensión

A continuación, se describe el concepto de diseño actual en las suspensiones para lavadora con la intención de identificar sus principales componentes; se puede validar que cada uno debe estar hecho para cumplir una de las funciones listadas en la sección 1.1. Una vez identificadas las funciones y el para qué sirve, podemos describir los componentes de la suspensión actual y entender el cómo funciona.

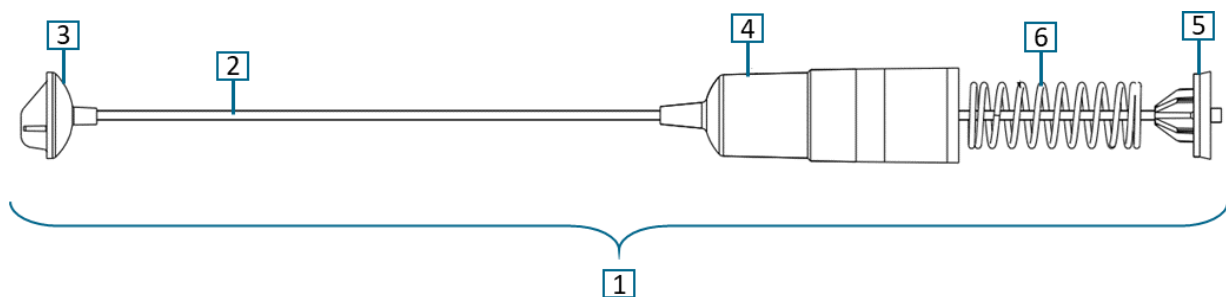
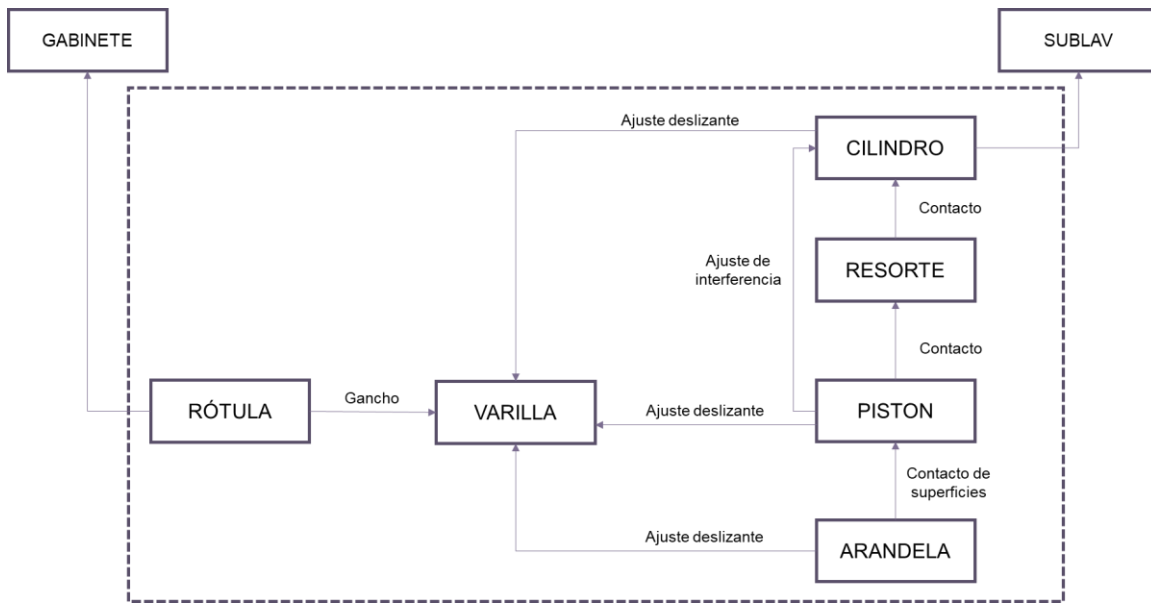


Figura 2.1 Suspensión actual (línea base)



En la Figura 2.1 se muestra la suspensión (1) está formada por una varilla (2) que sirve como eje para todo el ensamble; en la parte superior tiene una rótula (3), la cual tiene forma de media esfera para hacer la interfaz en las esquinas del gabinete y darle suficientes GDL de movimiento a la tina. En la parte inferior se encuentra el cilindro (4) y dentro de él, un pistón (5) que puede moverse dentro del cilindro y sobre el cuál se soporta un resorte (6). Finalmente, debajo del pistón se coloca una arandela (no mostrada en la Figura 2.1) que sirve para soportar todo el ensamble en la varilla. La Figura 2.2 muestra de forma esquemática las interacciones antes descritas entre componentes para entender de forma clara el ensamble.



*Figura 2.2 Diagrama de Bloques Funcionales de la Suspensión*

Existen en cada lavadora cuatro suspensiones, de forma que se puedan absorber vibraciones en todas direcciones. Cuando el giro de la canasta genera una fuerza centrífuga hacia alguna pared del gabinete, dicha fuerza se transmite a las suspensiones provocando que el pistón comprima al resorte dentro del cilindro. El trabajo del resorte será absorber la energía mecánica utilizada para comprimirlo; mientras que el pistón a la vez que comprime el resorte, comprime un cierto volumen de aire que funciona como amortiguador y disipa parte de la energía utilizada para la compresión del resorte. Cuando la fuerza centrífuga deja de actuar, el resorte y el pistón regresan a su posición original para ser comprimidos nuevamente en el siguiente giro de la canasta. En [2] se puede encontrar un detalle más amplio respecto al diseño y funcionamiento de estas suspensiones.

## 2.2 Búsqueda de patentes

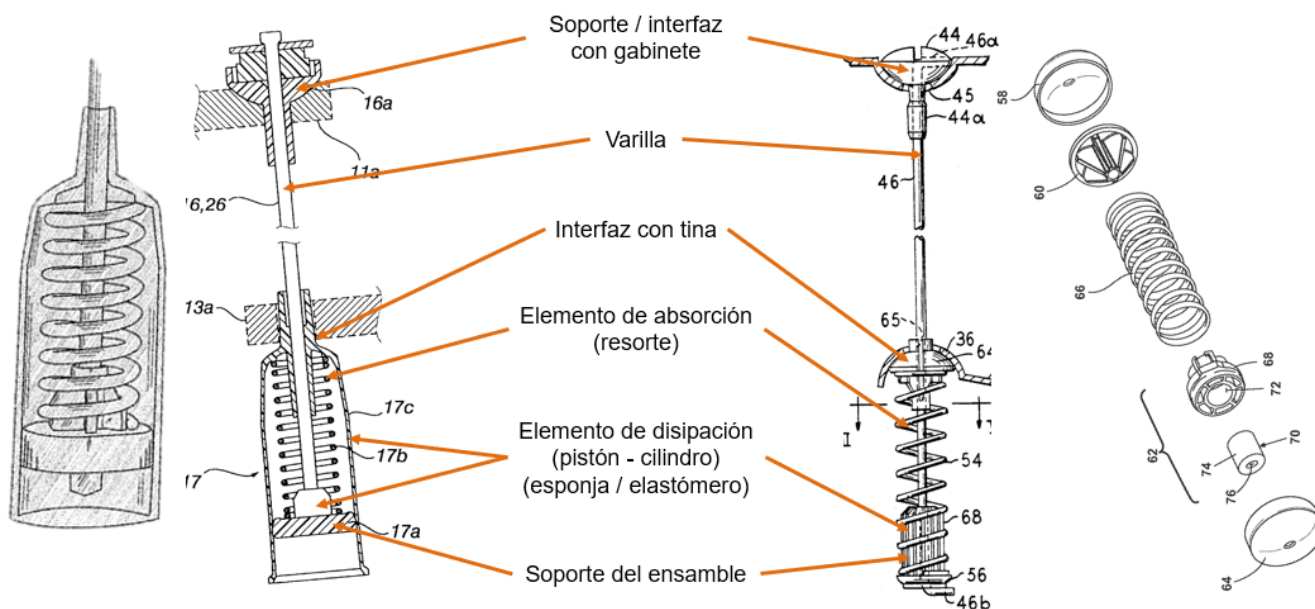
Se solicitó al departamento legal de la empresa una búsqueda de todas las patentes referidas específicamente a suspensiones de lavadora que se hayan publicado en los últimos 20 años. Para ello se utilizaron las bases de datos: PatentScope, Derwent Innovation y Spacenet. Se proponen sólo 20 años, ya que antes de este tiempo las lavadoras no tenían suspensión como se conoce ahora; en un principio las tinas de las lavadoras estaban fijadas a una base y de esta base se adecuaban un par de resortes que absorbieran las vibraciones; esto no solía ser suficiente, ya que era muy común oír que las lavadoras “caminaban” mientras centrifugaban. Con el tiempo este concepto evolucionó a una tina colgante sobre cuatro varillas colgadas a su vez del gabinete.

Se recibió un listado de 450 patentes, muchas de las cuales venían repetidas al ser la misma invención patentada en diferentes países. Además, se descartaron todas las patentes que no hablaran sobre un diseño en particular o que se refirieran a suspensiones de carga frontal, así como aquellas que sólo se patentaron en países de Asia y por cuestión de idioma no se pudieron leer. Al final se redujo la cantidad a sólo 28 patentes que fueron las que se revisaron como parte de la investigación para este trabajo.

### 2.2.1 Conceptos de suspensiones

De todas las patentes revisadas, se pueden resumir los conceptos de suspensión usados por todos los fabricantes y diseñadores de lavadoras a sólo dos: Suspensión de pistón-cilindro y suspensiones sin cilindro. Aunque esta información no es del todo nueva para la empresa, se valida que hasta el momento de este trabajo no ha habido ningún invento o innovación disruptiva con estos dos conceptos. En realidad, las invenciones se centran en la mejora de alguna pieza que integre la suspensión.

Sin embargo, la investigación nos permite identificar similitudes y diferencias en ambos conceptos. Por ejemplo, la suspensión pistón-cilindro funciona con un amortiguamiento mediante fricción viscosa y se encuentra en su mayoría en las patentes más antiguas, mientras que la suspensión sin cilindro funciona con fricción seca y se nota una clara tendencia hacia este concepto en años recientes.



*Figura 2.3 Conceptos de suspensión en patentes*

En el capítulo anterior se habló sobre algunas funciones mínimas que debe cumplir un diseño de suspensión y se puede observar que cada pieza de ambos conceptos está para cumplir una de esas funciones. En la Figura 2.3 se puede apreciar que ambos tipos de suspensiones poseen una rótula que sirve para hacer la interfaz con el gabinete de la lavadora, poseen una varilla que sirva de eje y soporte para todo el ensamble, también existe en ambos una pieza que sirva para hacer la interfaz inferior con la tina, así como un elemento que evite que la suspensión se desensamble y finalmente los dos conceptos tienen algún elemento que absorba las vibraciones y otro que las disipe, de forma que funcione como un sistema resorte-masa-amortiguador.

## 2.2.2 Principales innovaciones en patentes

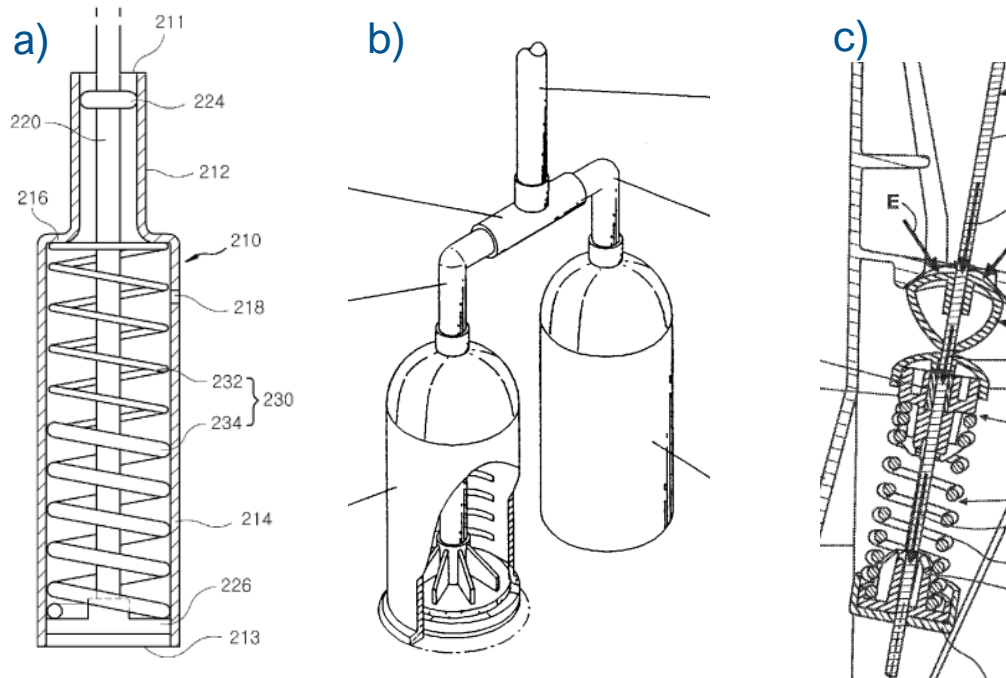
Dado que no se encontró una invención o innovación disruptiva a lo que ya se conocía en la empresa, no se realizará una descripción individual de cada patente revisada, ya que no se utilizará información específica de alguna en particular para el desarrollo de este proyecto. En su lugar se hablará sobre las principales conclusiones a las que se llegaron al comparar todas las invenciones, y al final se presenta una tabla resumen con todas las patentes relevantes revisadas.

Todas las patentes encontradas relacionadas a diseño de suspensiones se centran en resolver alguno de los siguientes cuatro problemas:

### 2.2.2.1 LOGRAR MAYOR ABSORCIÓN DE VIBRACIONES

Una suspensión no se desempeña igual en todas las condiciones, debido que posee un valor constante de rigidez en su resorte y un valor constante de amortiguamiento; de hecho, esto ocasiona que el sistema tenga una zona óptima de operación dentro de sus frecuencias de trabajo, por lo tanto, habrá zonas en las que su desempeño no sea el mejor. Debido a esto, las suspensiones se diseñan para que dicha zona óptima se encuentre en donde más le convenga a su fabricante. No obstante, siempre es deseable que esta zona óptima sea lo más grande posible; en la práctica usualmente las suspensiones trabajan mejor o con cargas pequeñas o con cargas grandes, a velocidades bajas, o a velocidades altas. Es entonces un objetivo de innovación el lograr que una suspensión tenga un amplio rango de cargas y velocidades donde su desempeño se mantenga igual de bueno.

Como ya se mencionó, el problema de absorber mejor las vibraciones en sólo un cierto tamaño de carga, se debe a que el diseño está atado a una constante de rigidez en el resorte. Pero si este valor de rigidez en realidad no fuera constante, sino variable, se lograría ampliar el espectro de cargas donde la suspensión mantenga su desempeño. Se encontró que las patentes que atacan este problema, lo abordan con una de tres formas. La primera y más común consiste en usar más de un resorte en el diseño, cada uno con diferentes constantes de rigidez (véase [3]), de manera que cuando se tengan en la lavadora cargas chicas, sólo uno de ellos trabaje y cuando se tengan cargas grandes, trabaje el segundo; o incluso, hay suspensiones que con cierto tamaño de cargas buscan que ambos resortes trabajen en conjunto sumando sus valores de rigidez como lo hacen en [4] y [5]. El segundo método consiste en usar piezas de algún material flexible, donde regularmente se utilizaría un material rígido como en [6], con el fin de que esa flexibilidad le permita funcionar también como una especie de resorte extra, además de su función normal. La última forma encontrada para absorber mejor la vibración es añadir alguna pieza nueva que ayude a direccionar las fuerzas que recibe la suspensión de modo que estas sean paralelas a las varillas y sean absorbidas en su totalidad, ya que, si no son completamente paralelas, habrá alguna componente de la fuerza que logre transmitirse al gabinete; un ejemplo de esto se encuentra en [7].



*Figura 2.4 Métodos para mejorar la absorción de vibraciones:  
 a) Resorte de diámetro variable [8]. b) Doble suspensión [3]. c) Pieza auxiliar [7]*

### 2.2.2.2 LOGRAR MAYOR DISIPACIÓN DE VIBRACIONES

En este caso, el problema es el mismo que en el anterior, lograr que la suspensión mantenga su desempeño en un rango más amplio de cargas y en todo el espectro de velocidades en el centrifugado. Sin embargo, la solución es distinta; esta vez se busca que la constante de amortiguamiento de la suspensión se vuelva un valor variable. Y las soluciones propuestas en las patentes en realidad son muy parecidas. Los materiales flexibles en ciertas geometrías pueden ayudar a disipar mejor la energía, como se ve en [9]. El uso de algunas grasas o aceites también es muy común para lograr este objetivo; un ejemplo de ello está en [10]. Pero el método más común es buscar un diseño que incluya un doble amortiguador, uno que se active sólo con cargas pequeñas, y que en las cargas grandes trabajen los dos en conjunto. Este tipo de diseños se encuentran en [11].

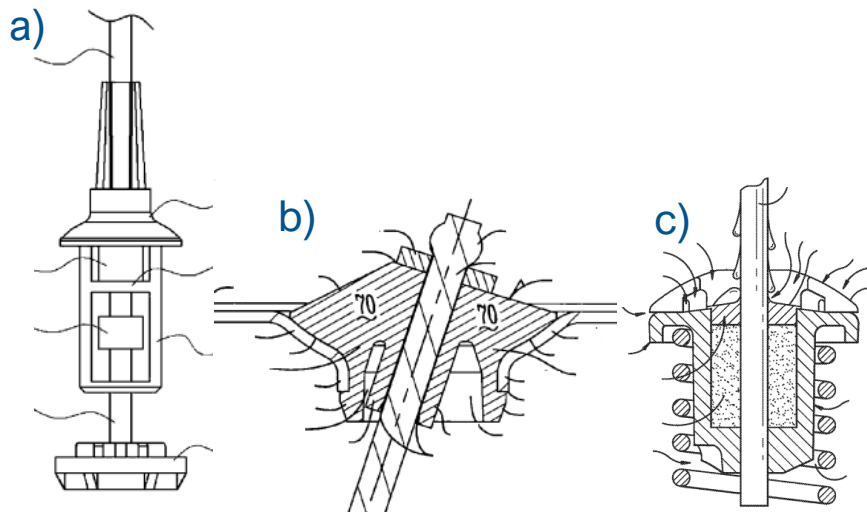


Figura 2.5 Métodos para mejorar el amortiguamiento

a) Doble elemento amortiguador [11]. b) Piezas de material flexible [9]. c) Grasas especiales [10]

### 2.2.2.3 MEJORAR EL ENSAMBLE DE LA SUSPENSIÓN

Lograr ensambles más fáciles, rápidos y confiables es una meta deseable en varias patentes. Con ensambles más fáciles y rápidos, las plantas generan menos errores y retrabajos en las celdas de ensamble, lo cual al final significan menores costos de producción. Usar geometrías diversas y poka-yokes en las piezas son las formas como se puede lograr este objetivo, así se observa en [12].

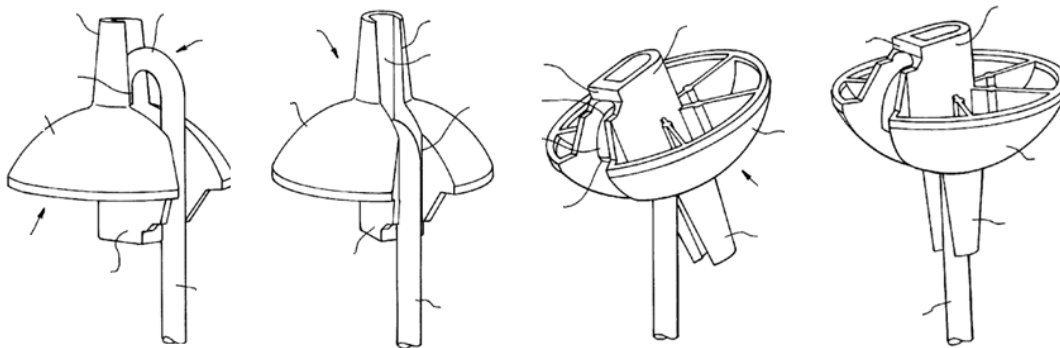


Figura 2.6 Concepto de rótula que facilita el ensamble con la varilla [12].

### 2.2.2.4 REDUCIR EL RUIDO GENERADO EN LA LAVADORA

Finalmente, un objetivo de innovación muy recurrente es reducir el ruido excesivo que produce la lavadora durante su ciclo de lavado, tanto en agitación como en spin, ya que es indeseable para el usuario. Generalmente un buen sistema de amortiguamiento suaviza parte de los ruidos debidos a golpeteos de la tina cuando hay demasiada vibración. Sin embargo, el problema de ruido no depende únicamente de

la suspensión, ya que las fuentes del ruido normal en la lavadora son el motor, la transmisión y la bomba de drenado. No obstante, sí hay una relación directa entre vibración y ruido; por lo cual, al mejorar la absorción y disipación de energía en la suspensión, también se logra en algunos casos de manera indirecta mejorar el nivel o calidad del ruido producido. Algunas patentes que dicen mejorar el ruido de la lavadora de esta forma son [13] y [14].

En la Tabla 2.1 se presenta la lista completa de patentes revisadas, el problema que pretende resolver y cómo lo aborda.

PATENTE	COMPANÍA	TÍTULO	TIPO DE SUSPENSIÓN	PROBLEMA	CONCEPTO DE DISEÑO
US20150184329	DAEWOO	SUSPENSION FOR FULL AUTOMATIC WASHING MACHINE	Pistón - cilindro	Mejorar absorción de vibraciones	Resorte de sección variable Doble resorte
US5937676	DAEWOO	SUSPENSION SYSTEM FOR A WASHING MACHINE	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Doble amortiguador
US9388522	DAEWOO	SUSPENSION FOR WASHING MACHINE AND WASHING MACHINE WITH THE SAME	Pistón cilindro	Mejorar absorción de vibraciones	Doble resorte
US20180223466A1	ELECTROLUX	SUSPENSION DEVICE AND SYSTEM FOR A WASHING MACHINE	Sin cilindro	Mejorar ensamble	Nueva geometría en soporte inferior
US10077524B2	GE	WASHING MACHINE APPLIANCE AND SUSPENSION FOR THE SAME	Sin cilindro	Proteger suspensión de agua	Nueva pieza auxiliar
EP3330427A1	HAIER	WASHING MACHINE VIBRATION DETECTION APPARATUS	Pistón cilindro	Mejorar absorción de vibraciones	Doble resorte
EP1092800B1	LG	DAMPER FOR WASHING MACHINE	Sin cilindro	Evitar desensamble Mejorar amortiguamiento	Nueva pieza auxiliar Material flexible
US6009730	LG	DAMPER ASSEMBLY IN WASHING MACHINES	Pistón-cilindro	Mejorar confiabilidad de ensamble	Nueva pieza auxiliar
US6397643	LG	SUSPENSION APPARATUS OF WASHING MACHINE	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Elemento amortiguador variable Material flexible
US9127396	LG	WASHING MACHINE HAVING A FRICTION SUSPENSION	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Doble amortiguador

PATENTE	COMPANÍA	TÍTULO	TIPO DE SUSPENSIÓN	PROBLEMA	CONCEPTO DE DISEÑO
US9279207B2	LG	WASING MACHINE WITH A SUSPENSION HAVING A FRICTION DAMPER	Pistón-cilindro	Mejorar absorción de vibraciones	Doble resorte
US9469929	LG	DOUBLE DAMPER OF WASHING MACHINE	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Doble amortiguador
US20060059960	MAYTAG	FLEXIBLE MOUNTING ASSEMBLY FOR AN APPLIANCE AND METHOD OF USE	NA	Mejorar amortiguamiento	Rotula de material flexible
US20090031761	NO COMPANY	SUSPENSION APPARATUS FOR WASHING MACHINE AND WASHING MACHINE HAVING THE SAME	Pistón-cilindro	Reducir ruido Mejorar amortiguamiento	Pieza de material flexible
US20090031762	NO COMPANY	SUSPENSION APPARATUS FOR WASHING MACHINE	Pistón-cilindro	Reducir ruido Mejorar amortiguamiento	Pieza de material flexible
US20140367536	NO COMPANY	WASHING MACHINE SUSPENSION BALL SUPPORT	Sin cilindro	Mejorar ensamble	Nueva geometría en rótula
US20160024705	NO COMPANY	NON CYLINDRICAL DAMPING ELEMENT SUSPENSION	Sin cilindro	Mejorar facilidad y costo de ensamble	Nuevas geometrías Nueva pieza auxiliar
US20150191860A1	SAMSUNG	DAMPER AND WASHING MACHINE INCLUDING THE SAME	Sin cilindro	Mejorar confiabilidad de ensamble	Pieza auxiliar
US20160326679A1	SAMSUNG	DAMPING DEVICE AND WASHING MACHINE INCLUDING THE SAME	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Nueva geometría en soporte inferior
US5887455A	SAMSUNG	WASHING MACHINE	pistón-cilindro	Mejor amortiguamiento Mejorar absorción de vibraciones	Doble suspensión
US5117659	WHIRLPOOL	AUTOMATIC WASHER SUSPENSION SYSTEM	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Nueva geometría Material flexible
US5946946	WHIRLPOOL	SUSPENSION SYSTEM FOR AN AUTOMATIC WASHING MACHINE	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Nueva geometría Nueva pieza auxiliar
US9340916B2	WHIRLPOOL	LAUNDRY TREATING APPLIANCE SUSPENSION SYSTEM	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Nueva pieza auxiliar
US9534334B2	WHIRLPOOL	LAUNDRY TREATING APPLIANCE WITH A SUSPENSION ASSEMBLY AND A SUSPENSION ASSEMBLY	Pistón-cilindro	Proteger suspensión de agua	Nueva configuración
US9797081B2	WHIRLPOOL	LAUNDRY TREATING APPLIANCE SUSPENSION SYSTEM	Sin cilindro	Mejorar amortiguamiento	Nueva pieza auxiliar

*Tabla 2.1 Lista de patentes relevantes revisadas*



### 2.3 Búsqueda de artículos

En [15] investigadores de la Universidad de Pune en India presentan el método de diseño utilizado para desarrollar una nueva suspensión de carga vertical, desde el planteamiento del problema, la generación de conceptos, prototipos, métodos de prueba y resultados. Lo más relevante de su diseño es que el concepto es disruptivo con lo actualmente utilizado en lavadoras de carga vertical, ya que proponen una “suspensión telescópica” que actúa horizontalmente contra la tina, adicional a la suspensión con acción vertical, como se muestra en el prototipo de la Figura 2.7a y Figura 2.7b. El objetivo de su desarrollo es reducir la vibración y los golpes de la tina contra el gabinete en velocidades bajas de centrifugado (175rpm-225rpm) y evalúan su idea de tres formas: mediante cálculos analíticos, simulación dinámica y experimentalmente. De acuerdo con los resultados experimentales, la reducción de vibración fue de 23%; no se menciona nada respecto a su método de medición. Tampoco se menciona un costo aproximado de la idea, las implicaciones referentes a manufactura y cómo se piensa ensamblar su suspensión con el gabinete, pues su prototipo únicamente se montó en una tina en un banco de pruebas. El concepto es interesante en el sentido que rompe con todo lo encontrado en el estado del arte; sin embargo, esta idea no se encontró documentada en ninguna de las patentes revisadas. Si se patentó, posiblemente sólo se patentó en India.

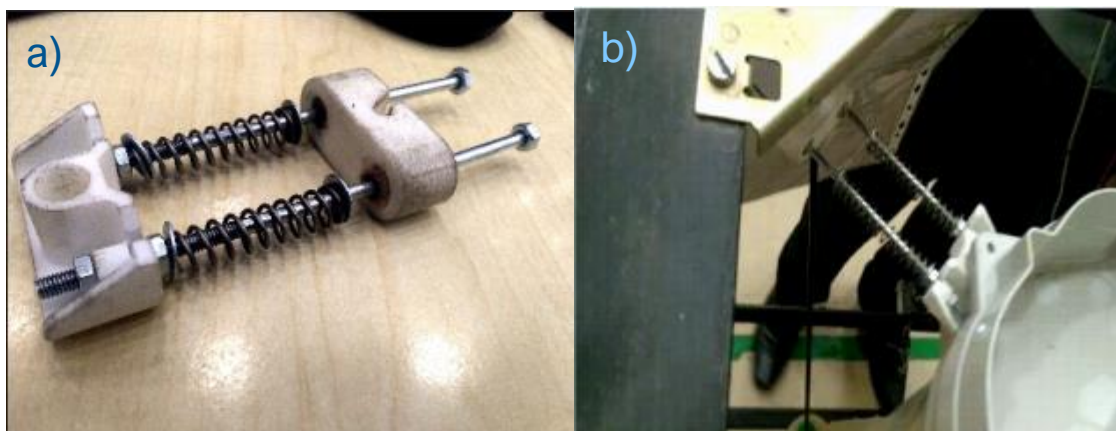
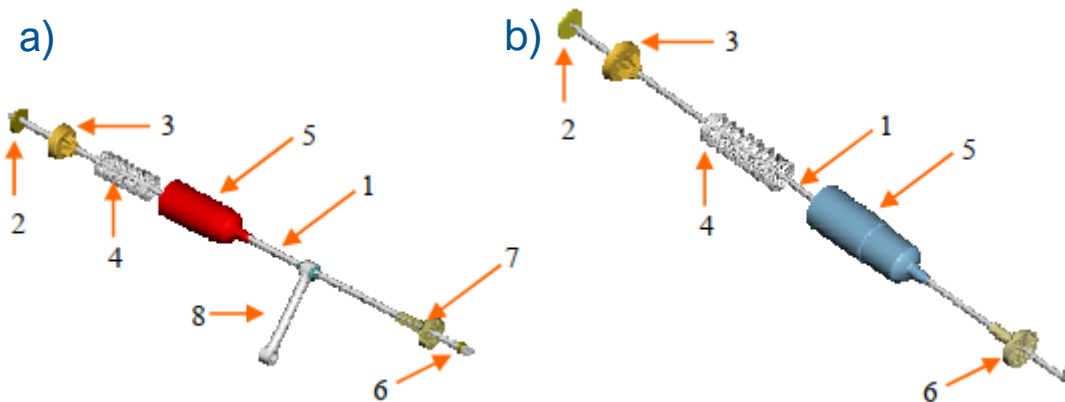


Figura 2.7 a) Prototipo de suspensión horizontal. b) Montaje propuesto en la tina y gabinete. [15]

En [16] se presenta un artículo publicado por la empresa, donde se desarrolla una nueva suspensión pistón-cilindro para una nueva plataforma, a partir de un diseño anterior. De hecho, el concepto desarrollado en este artículo es el utilizado actualmente en sus lavadoras, salvo algunos cambios geométricos menores en cilindro y pistón que mejoran la manufactura y resistencia de las piezas. En el artículo se detalla un método de diseño seguido para lograr los objetivos: Mejorar amortiguamiento del

sistema, homogeneizar ensambles entre lavadoras de diferentes capacidades y reducción de costo en los materiales. A través de herramientas de simulación dinámica (Hyperworks y Motionview) y un modelado matemático del sistema se identificaron las frecuencias de interés en las que el amortiguamiento es crucial para mantener una baja vibración en centrifugado. El diseño es validado experimentalmente midiendo fuerza con celdas de carga contra el desplazamiento con sensores láser. De acuerdo con los resultados, el diseño logra un aumento en el amortiguamiento del 60% y logra estandarizar dos ensambles suspensión para 98 modelos de lavadora.



*Figura 2.8 Actualización de diseño en una suspensión pistón-cilindro [16]*

*a) Concepto anterior. b) Concepto nuevo*

En el último artículo [17] se presenta el planteamiento de diseño de una suspensión pistón-cilindro con el objetivo principal de controlar el ruido en la lavadora. El diseño comienza con un análisis de los mecanismos de generación de ruido mostrado en la Figura 2.9, y a través de un modelo matemático del fenómeno acústico y dinámico se hacen recomendaciones de diseño basadas en resultados teóricos. Las mayores aportaciones de este artículo son el análisis de mecanismos de generación de ruido y un análisis en el espectro de frecuencias que considera cada ciclo de la suspensión con un impacto. Al final los autores proponen un diseño pistón-cilindro usando materiales elásticos que distribuyen la presión del pistón dentro del cilindro de forma homogénea, lo cual reduce la energía de impactos contra la suspensión, que reduce a su vez los armónicos vistos en el espectro de frecuencia y por consiguiente el ruido en centrifugado. No se menciona información respecto al método de medición de vibración, pero se reporta una mejora de ruido de 2.2[dBA] en condiciones normales y 4.7[dBA] en la condición crítica.

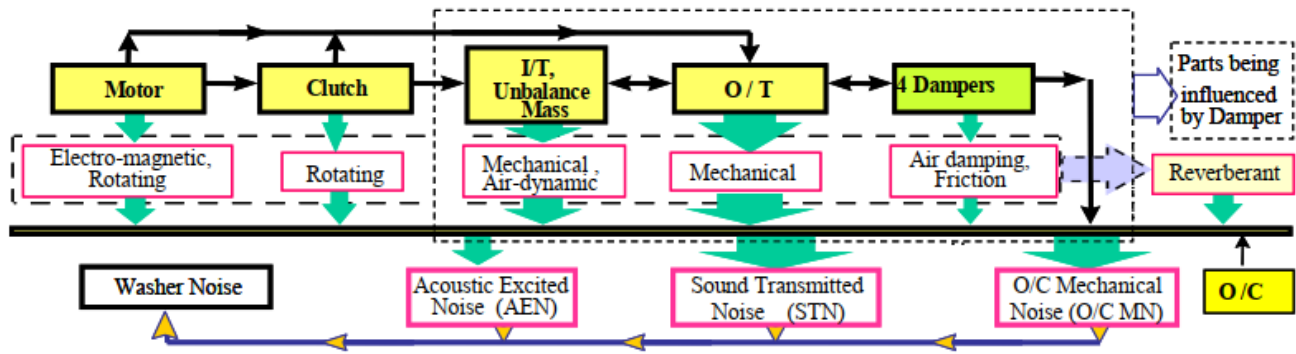


Figura 2.9 Mecanismos de generación de ruido [17]

## 2.4 Vigilancia tecnológica

La búsqueda de patentes no sólo arroja como resultado las principales innovaciones de los últimos años, sino también quién las hizo. Esto es información especialmente importante para la empresa, ya que permite identificar cuáles son los competidores que más han invertido en nuevos desarrollos y cómo se encuentra con respecto a ellos.

En las gráficas de pastel de las Figura 2.10 y Figura 2.11 se compara la cantidad de patentes solicitadas por compañía fabricante de lavadoras; como se puede observar, LG, Whirlpool y Samsung son los líderes en patentado de invenciones en América. En este sentido, los datos mostrados en la Figura 2.10 (correspondientes sólo a patentes de suspensiones) concuerdan con los mostrados en la Figura 2.11 (correspondientes a patentes relacionadas con lavadoras en general).

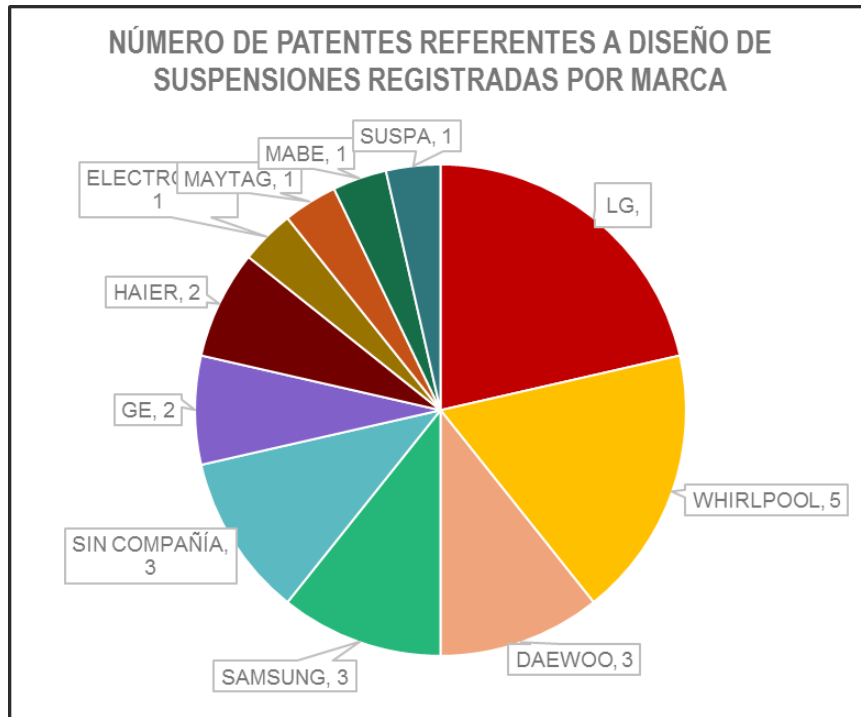


Figura 2.10 Número de patentes de suspensiones registradas por competidor (sólo en América)

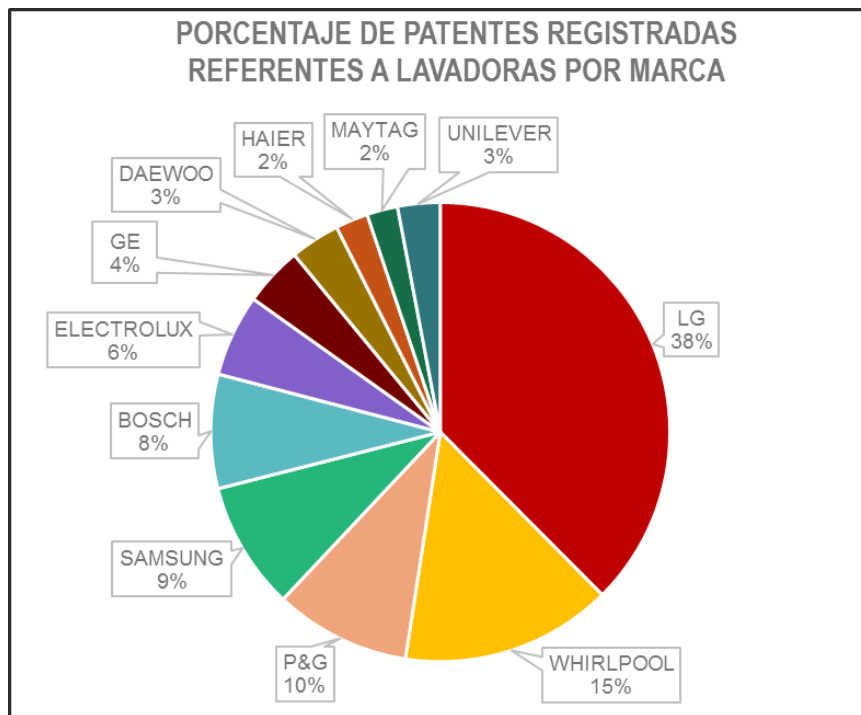


Figura 2.11 Porcentaje de patentes de lavadoras registradas por competidos (sólo América)

## 2.5 Trabajo previo desarrollado por la empresa

La empresa para la que se desarrolla este proyecto cuenta con mucha experiencia en el estudio de los fenómenos dinámicos que suceden en la lavadora. Martín Ortega diseñó el concepto actual de pistón-cilindro usado en sus lavadoras actualmente, así como el aro de balance [1], [2] y [18]. Además, creó modelos de simulación dinámicos muy avanzados que permiten estudiar con mucha precisión cualquier condición de desbalance [19]. Eleazar Álvarez, Luis Ballesteros y Edgardo Matus trabajaron en un diseño preliminar para una suspensión sin cilindro, cuando recién apareció este concepto en el mercado, pero no se implementó en su momento por cuestiones de costo [20]. Finalmente, Adolfo Campos creó uno de los modelos matemáticos más precisos que se tienen en la empresa para el análisis de suspensiones de carga vertical [21] y [22]. Todo este expertise será de mucha utilidad para entender el diseño de una suspensión desde cero, tomar como base las guías de diseño ya establecidas y concentrar el estudio en los objetivos propuestos.

## 2.6 Discusión sobre el estado del arte

De acuerdo con lo detallado en este capítulo, una investigación documental sobre el estado del arte nos permitió identificar los últimos desarrollos publicados en tema de suspensiones. De ello se aprendió que la tendencia en los últimos años es el concepto de suspensión sin cilindro; también que los objetivos por innovar son muy específicos: mejorar el desempeño de la suspensión, disminuir el ruido producido por la lavadora y lograr ensambles más fáciles, rápidos y resistentes. Y aunque se presentan en patentes y artículos diversas formas de lograrlo, hay muchas cuestiones que no son mencionadas y que son importantes. Por ejemplo, hacer cualquier cambio en cualquier diseño siempre conlleva implicaciones de costo, manufactura, calidad o funcionalidad; es muy importante conocer cuáles son las implicaciones de cualquier concepto para evaluar posibles modos de falla o afectaciones que podrían tener esos cambios en alguna otra pieza. En patentes siempre se habla sobre todas las bondades y ventajas que ofrece la invención, pero es poco común que se mencionen cuáles son los problemas e implicaciones que esa idea deja. Además, muchos de los conceptos propuestos parecen llevar un aumento de costo en el componente, ya que agregan piezas como es el caso de los dobles amortiguadores y resortes; para una empresa es indispensable analizar si el aumento de costo que tendrá el producto vale los beneficios que ofrece y más importante aún, analizar si el usuario final está dispuesto a pagar ese precio por la mejora. En este sentido, no se puede saber cuáles de todas las ideas llegaron a ser implementadas en un producto.

En este capítulo se concluye que un buen diseño en la suspensión de la lavadora efectivamente permitirá mejorar el comportamiento del ruido y vibración producidos por la lavadora en centrifugado; y que para lograrlo se debe tener especial detalle en la tasa de rigidez en el resorte y la tasa de amortiguamiento del concepto elegido (pistón-cilindro o grasa-espuma), ya que de estos dos factores dependerá el rango de velocidades en que mejor se comporta la lavadora y la capacidad de desbalance de esta; también se deben tomar en cuenta los materiales y el diseño geométrico de las piezas, ya que esto puede influir en cómo la suspensión recibe los impactos, además de que nuevos materiales han permitido diseños innovadores que resuelven los problemas mencionados en la Sección 2.2.2.

Finalmente, en los artículos revisados se observan ciertas similitudes en las metodologías seguidas. Después de definir un objetivo de proyecto, se comienza con un análisis de las interacciones de los componentes y sus funciones; se continúa con un planteamiento teórico del problema para entender el fenómeno y problema a resolver; posteriormente se plantea una propuesta de diseño, se fabrica un prototipo funcional y se concluye con la validación del prototipo y la discusión de los resultados.

# CAPÍTULO 3

## MARCO TEÓRICO

### 3.1 Conceptos básicos de 6-Sigma

6-Sigma es una metodología de mejora de procesos creada en Motorola por el ingeniero Bill Smith en la década de los 80, esta metodología está centrada en la reducción de la variabilidad, consiguiendo reducir o eliminar los defectos o fallos en la entrega de un producto o servicio al cliente. El nombre 6-Sigma viene de que la meta de esta metodología es que un proceso logre 3.4 defectos por millón de oportunidades (DPMO), lo cual se logra manteniendo la variación del proceso dentro de 6 desviaciones estándar, representadas por la letra griega sigma ( $\sigma$ ) [23].

La metodología 6-Sigma enfocada a la mejora de procesos se llama metodología “DMAIC”, donde cada letra de este acrónimo representa cada etapa del método [24]:

- DEFINIR el problema y los objetivos del proyecto.
- MEDIR en detalle varios aspectos de un proceso actual que se quiere mejorar.
- ANALIZAR los datos obtenidos para entender la causa raíz de los defectos.
- MEJORAR (IMPROVE en inglés) el proceso con acciones que resuelvan la causa raíz.
- CONTROLAR el proceso para que los defectos no vuelvan a aparecer.

#### 3.1.1 Herramientas 6-Sigma

La metodología 6-Sigma propone algunas herramientas de análisis y control que facilitan lograr las metas planteadas del proyecto; a continuación se describen las principales herramientas que se utilizarán durante este proyecto para reducir las fallas en la suspensión:

Los CTQs (Critical To Quality, por sus siglas en inglés) son las variables definidas en un proceso que tienen principal injerencia para lograr la meta de  $6\sigma$  (3.4 DPMO). Dentro de la empresa, los CTQs se definen principalmente como dimensiones características de un diseño que deben cuidarse para que el producto funcione adecuadamente y sin fallas [25].

El diseño para 6-Sigma indica que para traducir 3.4 DPMO a especificaciones en un diseño, los CTQs deberán cumplir con una variación de proceso con un nivel de  $Z \geq 6$  en el corto plazo y de  $Z \geq 4.5$  en el largo plazo. El nivel de  $Z$  es una medida estadística que califica la variación de un proceso con una distribución normal en sus datos, y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{LS - \bar{x}}{\sigma}$$

$LS \rightarrow$  Límite de especificación (superior o inferior)

$\bar{x} \rightarrow$  Media del proceso

$\sigma \rightarrow$  Desviación estándar

Los diagramas de causa-efecto o diagramas Ishikawa son herramientas para análisis de causa raíz. Como su nombre lo indica, su función es identificar la relación entre un problema y sus causas. Combina los aspectos de una lluvia de ideas con análisis sistemático para crear una técnica poderosa. Una de las razones para utilizar esta herramienta es evaluar de forma estructuradas las causas hasta determinar, dadas las condiciones del problema, cuál de ellas es más probable que sea la causa raíz [26].

Gage R&R es una herramienta en la que se evalúa qué impacto tienen las diferentes fuentes de error en los resultados que entrega un sistema de medición. Las fuentes de error consideradas son: la variación debida al instrumento de medición (repetibilidad o precisión), la variación debida al operador (reproducibilidad) y la variación debida al proceso que se desea medir (la variación entre parte y parte). El Gage R&R no considera el error debido a la exactitud, por lo que no garantiza que las mediciones sean completamente correctas; sin embargo, sí garantiza que las mediciones realizadas en diferentes momentos son comparables unas con otras para estudiar cambios o patrones en un proceso. Un detalle más profundo de esta herramienta se puede encontrar en [24].

Aunque no son propiamente una herramienta de 6-Sigma, las gráficas de riesgo acumulado (Cumulative Hazard Plot en inglés) son herramientas utilizadas en análisis de supervivencia que indican el número



esperado de cierto evento en un determinado tiempo [27]. Específicamente para este proyecto, se usará para graficar la tasa de fallas de la suspensión en un determinado tiempo. Un ejemplo de estas gráficas se muestra en la Figura 3.1, donde el eje Y indica la tasa de fallas acumulada (fallas registradas entre unidades expuestas) para un cierto mes de manufactura del producto y el eje X muestra el tiempo de vida del producto. La utilidad de estas gráficas radica es que se pueden apreciar cambios en el comportamiento de un proceso aunque hayan sucedido en diferentes tiempos. Por ejemplo, en la Figura 3.1 se observa que los 3 meses graficados tienen tasas de fallas muy distintas a los 180 días de vida del producto, y se puede pronosticar que la producción de abril tendrá un mayor número de fallas a futuro que la de enero, así como la producción julio tendrá un menor número de fallas que la de abril y enero. Estas diferencias son indicios para detectar deficiencias o problemas en el proceso de forma temprana. Un detalle más profundo de este tipo de análisis se puede encontrar en [28].



Figura 3.1 Ejemplo de gráfica de riesgo acumulado

### 3.2 Conceptos básicos de vibración

Se le llama vibración al comportamiento oscilatorio de un cuerpo o sistema. Un movimiento de onda puede ser descrito como un fenómeno en el que una partícula es perturbada al punto de que colisiona con partículas adyacentes y les transfiere ímpetu. Después de la colisión, la partícula oscila alrededor de

su punto de equilibrio. La perturbación por su parte se propaga a través del medio a una velocidad característica del mismo. El movimiento ondulatorio es un balance entre energía potencial y energía cinética. Para que este movimiento oscilatorio exista, un cuerpo debe poseer inercia y elasticidad. La inercia permite que el cuerpo transfiera ímpetu a elementos adyacentes y se relaciona con la densidad y la masa; la elasticidad por su parte es la propiedad de ejercer una fuerza en un elemento desplazado, regresándolo a su posición de equilibrio [29].

Las vibraciones de un sistema pueden caer en dos categorías: libre y forzada. La vibración libre ocurre cuando un sistema vibra en la ausencia de una fuerza externa aplicada; un sistema bajo vibración libre vibrará en uno o más patrones, a cada uno de estos patrones se le llama MODO DE VIBRACIÓN y lo hará a una frecuencia constante llamada FRECUENCIA NATURAL. Las frecuencias naturales son propiedad del sistema y relacionan con su masa (inercia), rigidez (elasticidad) y geometría. Vibraciones forzadas toman lugar entonces bajo la excitación de una fuerza externa y ocurren a la frecuencia de la excitación; además al ser externas son arbitrarias e independientes del sistema y por tanto de sus frecuencias naturales. El fenómeno de resonancia existe cuando la frecuencia natural de un sistema y la frecuencia de su excitación coinciden. El resultado es un aumento súbito en la amplitud de la vibración, la cual sólo es limitada por amortiguamiento del sistema [29].

### 3.2.1 Elemento de inercia

La inercia de un cuerpo es la propiedad de resistirse al movimiento, ya sea traslacional o rotacional y depende únicamente de la masa del cuerpo sin importar su geometría. Dentro de un sistema dinámico, el rol de la masa es el de absorber y liberar energía cinética [30].

### 3.2.2 Elemento de rigidez

Los elementos de rigidez absorben y liberan la energía potencial de un sistema y depende de la elasticidad del material y de su geometría. Cuando dicho elemento sufre una deformación al estirarse o comprimirse por una fuerza externa, se produce en el cuerpo una fuerza interna que intenta regresarlo a su estado original [31]. Mientras la fuerza externa sea aplicada, el elemento de rigidez almacenará la misma energía que lo mantiene en ese estado; por tanto, cuando la fuerza externa deje de ser aplicada, el cuerpo liberará la energía potencial almacenada regresando a su forma original. En el diseño de máquinas los resortes son los componentes que toman el papel de elemento de rigidez; sin embargo,

cualquier cuerpo que posea un módulo de elasticidad como propiedad de su material tiene un coeficiente de rigidez, aunque en la mayoría de los casos es aceptable despreciarlo al ser muy pequeño [30].

### 3.2.3 Elemento de amortiguamiento

Los amortiguadores son elementos que disipan energía, como una resistencia lo hace en un circuito eléctrico, y se asume que no tienen ni rigidez ni inercia. La energía transmitida a estos elementos es transformada en calor o sonido, por lo que no es recuperable por el sistema mecánico [32]. El amortiguamiento es la razón por lo que un cuerpo no puede vibrar de forma infinita. En todos los sistemas siempre existirán pérdidas por fricción, lo cual eventualmente hará que un sistema vibratorio deje de oscilar. Al analizar las interacciones de los tres elementos se obtiene la ecuación dinámica de un sistema masa-resorte-amortiguador:

$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + f_o$$

$F \rightarrow$  Fuerza total en el sistema

$m \rightarrow$  masa

$c \rightarrow$  amortiguamiento viscoso

$k \rightarrow$  rigidez del resorte

$f_o \rightarrow$  fuerza de excitación

$x \rightarrow$  desplazamiento de la masa

### 3.2.4 Transmisibilidad

El desempeño de un sistema de suspensión masa-resorte-amortiguador diseñado puede medirse a través del concepto de transmisibilidad, que compara la fuerza de excitación aplicada contra la fuerza transmitida por el sistema a través del espectro de frecuencias. Como puede verse, el factor de amortiguamiento también influye en qué tanta energía un sistema de transmite a su base [30].

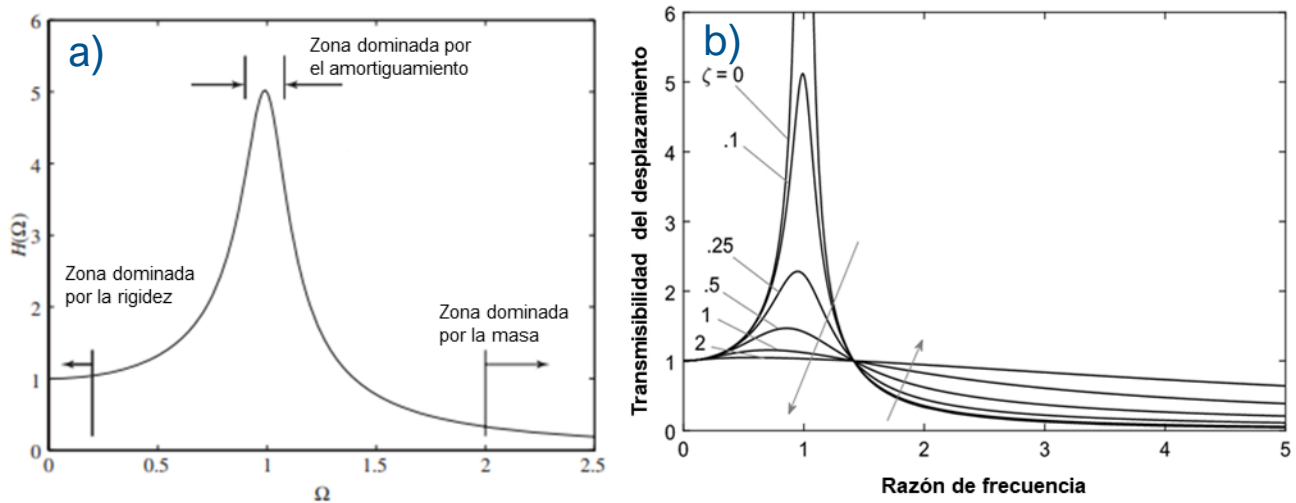


Figura 3.2 Efecto del factor de amortiguamiento en la transmisibilidad

a) Zonas dominadas por la rigidez, masa o amortiguamiento

b) Comportamiento dinámico de un sistema con diferentes factores de amortiguamiento

### 3.3 Conceptos básicos de ruido

Una onda de sonido es una perturbación que se propaga a través de un medio elástico, el cuál puede bien ser un gas, un líquido o un sólido. Para que a esa onda la llamemos sonido debe oscilar a una frecuencia dentro del espectro audible para las personas. Nuestro oído percibe esa onda de sonido como una variación en la presión del aire, lo que se le llama presión de sonido. Una persona joven con un oído normal puede percibir ondas de sonido en un rango de frecuencias de 15[Hz] a 16,000[Hz], siendo el oído humano particularmente más sensible en frecuencias de 3000[Hz] a 6000[Hz]. Además, la variación de presión mínima que nuestro oído detecta es de 20[μPa], que comparado con la presión atmosférica de 101.3[kPa] es una cantidad extremadamente pequeña [31]. Cuando un sonido es indeseable, se vuelve ruido y es objeto de estudio encontrar formas de cómo evitarlo o eliminarlo en el diseño de mecanismos.

Aunque no son las únicas, al realizar análisis experimental de ruido usualmente se estudian tres cantidades características del sonido [33]:

- Presión de sonido: Debido a que nuestro oído responde a los cambios de presión, es de interés saber que tan grande o pequeño fue ese cambio en la presión del aire. Esta cantidad se mide en pascales [Pa].
- Potencia de sonido: La potencia es una medida que indica directamente la energía liberada en esa onda de sonido por la fuente que lo generó, y se mide en Watts [W]. Otra cantidad similar es

la intensidad de sonido, que indica cuanta potencia una onda de sonido transporta a través de un área definida.

- Frecuencia: El rango de frecuencias en el que vibra una onda sonora determina si el sonido se escuchará más grave o más agudo, lo cual está directamente relacionado con qué tan agradable o indeseable pudiera ser.

### 3.3.1 Medición de sonido

Una onda de sonido puede producir un cambio de presión desde el orden de los micro-pascales hasta el orden de los pascales; la diferencia en los límites es muy grande y las cantidades muy pequeñas para entenderlas fácilmente. Debido a esto, se tiene la convención de medir la presión y la potencia de sonido contra una referencia establecida y mediante escala logarítmica. A la unidad que conforma esta escala logarítmica se le llaman decibellos [dB] [34]. El cambio de la escala lineal a la escala logarítmica se realiza mediante la siguiente ecuación y entonces la presión de sonido se vuelve un nivel de presión sonora:

$$L_p = 20 \log \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)$$

De manera análoga, a partir de la potencia de sonido y la intensidad de sonido se pueden calcular el nivel de potencia sonora y el nivel de intensidad sonora, cada uno con su respectiva referencia; sin embargo, el dato más común de escuchar y utilizar es el nivel de presión. Entonces una presión de sonido de 20[μPa] se expresa con un nivel de 0[dB], y una presión de 1[Pa] se representa mediante un nivel de 94[dB].

El nivel de presión de sonido puede ser medido para una frecuencia en particular, cuando se suman los niveles de presión de todas las frecuencias de sonido del espectro se obtiene el nivel de ruido global, que es la cantidad que normalmente se reporta en las mediciones de ruido. Tomando en cuenta lo anterior, un proyecto para reducir el ruido de un sistema deberá enfocarse en atenuar las frecuencias predominantes de un sistema, ya que sólo así se tendrá un impacto en el nivel de ruido global.

### 3.4 Caracterización de una suspensión

Caracterizar una suspensión de lavadora significa obtener el comportamiento fuerza-desplazamiento de ésta, que está dado por sus valores de amortiguamiento y rigidez [22]. Sin embargo, en la realidad estos

parámetros no son constantes, sino que varían dependiendo de la frecuencia a la que se excite el componente. Para obtener experimentalmente estos valores se hace uso de un banco de pruebas especial, como el mostrado en la Figura 3.3. En este banco, una suspensión se actúa moviendo el pistón dentro del cilindro con una longitud de carrera definida, a una frecuencia o mediante un barrido de ciertas frecuencias. Una celda de carga mide la fuerza producida por el motor para realizar el movimiento en la suspensión, que será igual a la fuerza del resorte más la fuerza de amortiguamiento, despreciando los efectos de inercia ya que los componentes de la suspensión tienen una masa muy pequeña comparada con la de una sublavadora. Este banco permite medir desplazamientos hasta con una frecuencia de 15[Hz], lo cual es suficiente para este trabajo, ya que las lavadoras estudiadas en este trabajo tienen una velocidad máxima de centrifugado de 13.3[Hz]. Una descripción más detallada del funcionamiento del banco de pruebas y la realización de las pruebas se puede encontrar en [21] y [22].

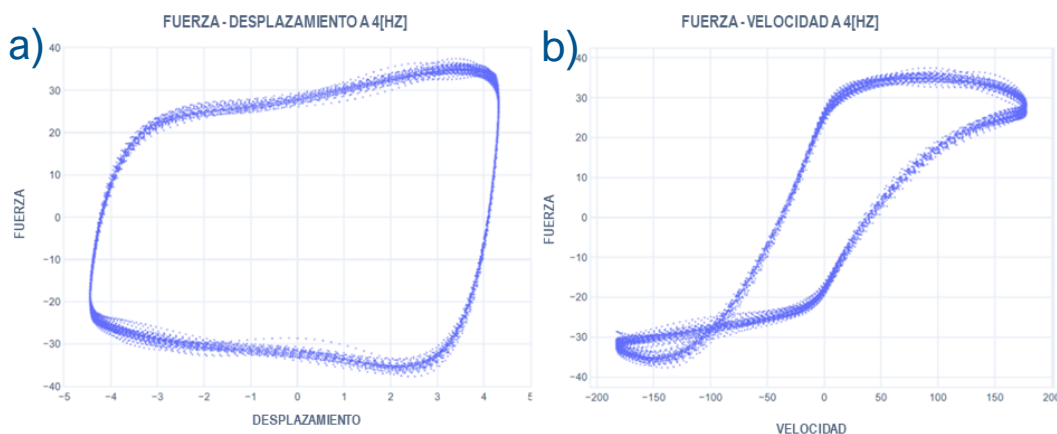


*Figura 3.3 Fotografía de un banco para caracterizar suspensiones*

Los resortes normalmente son diseñados con cierto número de espiras, paso entre espiras, longitud y espesor de alambre para cumplir con una relación especificada, y esta relación de rigidez puede considerarse constante en el espectro de frecuencias; además entre fabricantes de lavadoras el valor de

rigidez suele ser muy parecido (entre 17 y 20 [lb/in]) por lo que generalmente no es de interés obtener o caracterizar este valor. El amortiguamiento sí es variable dependiendo la frecuencia a la que se desplace la suspensión y, aunque también es diseñado, puede variar significativamente dependiendo el concepto de suspensión que se utilice o incluso con pequeños cambios geométricos en los componentes; para el concepto de pistón-cilindro la variación dimensional entre piezas puede ser un factor que cambie el amortiguamiento entre suspensión y suspensión. Por lo anterior, caracterizar el amortiguamiento de una suspensión sí es de interés para un ingeniero de diseño.

Las mediciones en el banco permiten entonces conocer la posición, velocidad y fuerza instantáneas con las que se pueden graficar las curvas Fuerza-Desplazamiento y Fuerza-Velocidad, como las mostradas en la Figura 3.4. De la ecuación en la sección 3.2.3 se puede notar que el amortiguamiento del sistema es dependiente de la fuerza del amortiguador y la velocidad a la que éste se mueve ( $c = F_a/v$ ); además, de la Figura 3.4b se comprueba que este amortiguamiento no es constante; es por esto que para facilitar la comunicación respecto a los parámetros de diseño de una suspensión, es muy común hablar en términos de la fuerza de amortiguamiento, especificando el desplazamiento y la frecuencia a la que debe ser medido. En la Figura 1.1Figura 3.4a se puede apreciar que la fuerza de amortiguamiento tiene un comportamiento más lineal, estable y simétrico respecto a su desplazamiento. Además de esto, al multiplicar la fuerza por el desplazamiento se obtiene el trabajo realizado por el componente, por lo que se puede deducir que el área dentro de la curva fuerza-desplazamiento es la energía disipada por el amortiguador.



*Figura 3.4 Ejemplo de resultados obtenidos en la caracterización de una suspensión*  
a) Gráfica fuerza-desplazamiento. b) Gráfica fuerza-velocidad

### 3.4.1 Parámetros de diseño en una suspensión

Como conclusión del marco teórico, se creó el diagrama de parámetros mostrado en la Figura 3.5 a partir de lo aprendido en las referencias estudiadas en los capítulos 2 y 3, así como de la experiencia del autor de este trabajo como ingeniero de diseño en lavadoras. El diagrama de parámetros permite ver cuáles son las entradas de diseño con las que se trabajará, las salidas con las que se debe validar el funcionamiento y desempeño, cuáles son los parámetros de ruido que pudieran afectar un desempeño óptimo y cuáles son los parámetros de diseño que se pueden controlar para lograr los objetivos o especificaciones establecidas.

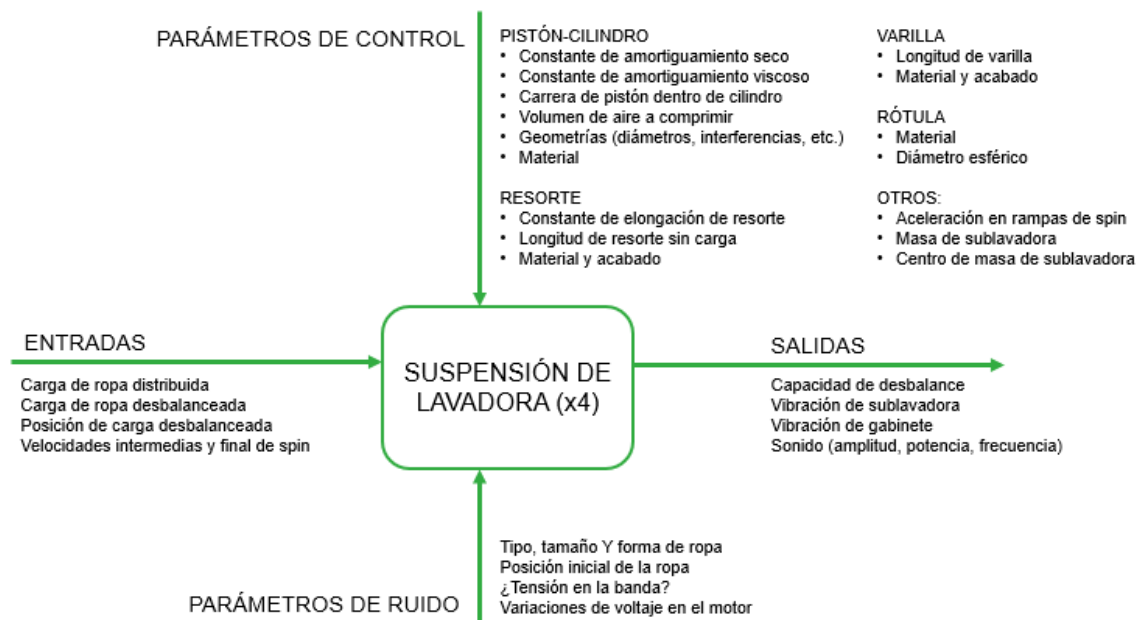


Figura 3.5 Diagrama "P" de la suspensión en la lavadora



# CAPÍTULO 4

## REDUCCIÓN DE FALLAS EN CAMPO

En este capítulo se muestra el trabajo realizado para corregir una falla de la suspensión recurrente en campo durante 2019, suspensión soldada, la cual se describe con detalle más adelante. Esta falla está directamente relacionada con las quejas de usuarios de ruido y vibración, por lo cual implementar una solución que evite el modo de falla es de suma importancia para mejorar la calidad percibida de la lavadora. Además, corregir el problema de forma rápida es relevante para evitar daños a la imagen del producto, así como pérdidas económicas a la empresa relacionadas con garantías.

### 4.1 Definición

Desde noviembre de 2018 se reportó un incremento súbito de llamadas debido a quejas por ruido y vibración excesivos en la lavadora durante la etapa de centrifugado. Los técnicos al realizar la visita de servicio encontraron en la suspensión que el pistón quedaba atascado dentro del cilindro, evitando el movimiento y funcionamiento natural de la pieza. Al revisar los componentes dañados, se observaba plástico derretido alrededor del pistón, por lo que al código de falla se le llamó “amortiguador pegado” o “suspensión soldada”. Como se mostró en la Figura 1.2, la importancia de esta falla radica en que de un valor constante de 0.15 en el índice de fallas, este valor aumentó al triple en poco más de 6 meses y la tendencia indicaba que el aumento continuaría si no se realizaban acciones de contención.

La falla también ha sido reportada en evaluaciones de laboratorio, lo cual provoca retrabajos en las unidades evaluadas, repetición de pruebas y gasto innecesario de recursos (tiempo y dinero). Sin embargo, hasta el inicio de este desarrollo no se había logrado reproducir la falla de manera intencional bajo condiciones controladas. En un problema de calidad reproducir la falla es primordial, ya que significa que se tiene certeza sobre qué parámetros prenden o apagan la falla, y por lo tanto se puede proponer una solución que ataque directamente la fuente del problema.

El alto índice de fallas en campo y el no poder reproducir la falla fácilmente, y por lo tanto, no haber determinado una causa raíz al problema, son razones por las que se propone abordar el problema con la metodología 6Sigma.

La reducción del SCR del producto tendrá un impacto económico positivo y directo en la empresa, porque reduce el gasto debido a las visitas de servicio para reparar los productos en garantía. Como beneficio indirecto, los usuarios que compran productos nuevos notarán un producto de calidad, que no presente fallas en la suspensión. Finalmente, un producto de mayor calidad y con menores problemas de ruido y vibración es un producto más competitivo en el mercado.



*Figura 4.1 Fotografía de una suspensión soldada*

#### **4.1.1 Metodología utilizada**

Las metodologías de diseño para 6Sigma están dentro de los estándares de la empresa como herramienta principal para la resolución de problemas. En particular, la metodología DMAIC es útil cuando se requieren resolver problemas de diseños ya implementados en producción, lo cual es justo el caso de este desarrollo, ya que el diseño actual de la suspensión lleva en producción alrededor de 6 años. La metodología DMAIC ayuda a encontrar la causa por la que surgió este nuevo problema, así como implementar una solución de una forma estructurada y fundamentada.

El método DMAIC consta de 5 etapas: definición, medición, análisis, mejora y control. En la definición se describe la necesidad que se ataca con el proyecto, que lleva a un planteamiento de problema, con una justificación fundamentada y un beneficio esperado; además se determinan las “X” potenciales que al modificarlas tendrán un impacto sobre la “Y” que se quiere mejorar. En la medición se define y valida un método de prueba con la intención de que todos los datos y análisis posteriores tengan el respaldo de

haber sido obtenidos correctamente. En el análisis se hace la investigación de cómo es que las “X” propuestas tienen relación e impacto significativo en la “Y”. En la mejora se propone cómo es que se van a modificar o ajustar las “X” para que la “Y” tenga el resultado esperado. Finalmente, en el control se da seguimiento al progreso de las mejoras planteadas en la etapa anterior para validar los resultados.

En la Figura 4.2 se desglosan las principales herramientas utilizadas en cada una de las etapas del método. En la definición se plantea el problema, los objetivos, antecedentes y se proponen las “X” que controlan el comportamiento de la “Y”. En la medición se desarrolla un método de prueba repetible y reproducible, y se realiza una medición de las “X” propuestas. En el análisis se utilizan los datos obtenidos para entender la falla y desarrollar una prueba en condiciones controladas que logren reproducirla. La etapa de mejora consta en realizar las acciones pertinentes para corregir la causa raíz identificada y en la etapa de control finalmente se da seguimiento a las mejoras para validar que la falla realmente fue abatida.



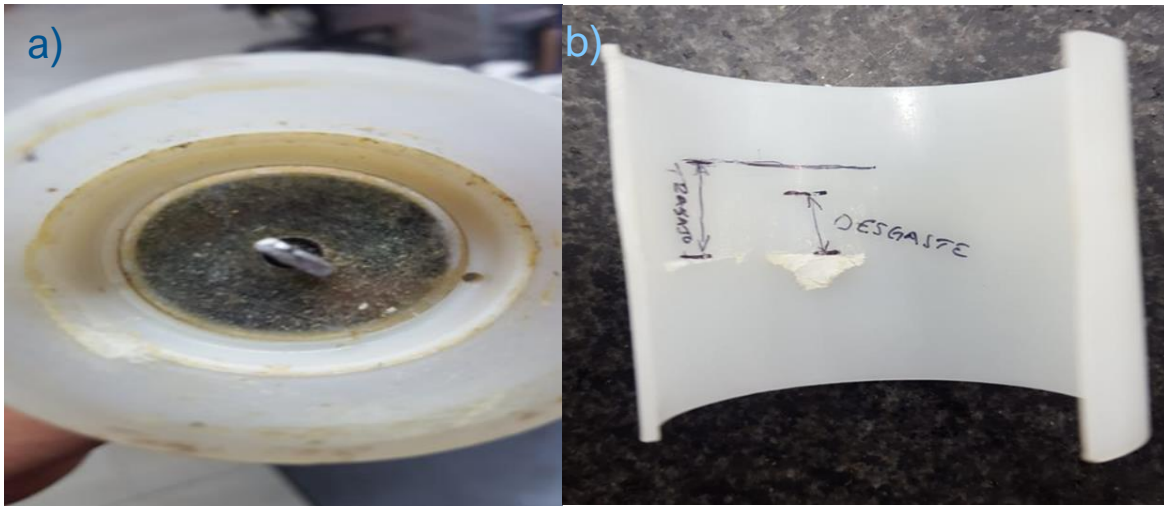
*Figura 4.2 Metodología 6Sigma - DMAIC*

#### 4.1.2 Inspección de muestras

Durante la inspección visual de algunas suspensiones que presentaron la falla, como la mostrada en la Figura 4.3 (a), se observa que el atascamiento de la suspensión se debe a una costra de plástico que se genera en el interior de la superficie del cilindro, lo cual impide por completo el movimiento del pistón.

Al realizar un corte en cilindro, como se muestra en la Figura 4.3 (b), se observa que el material derretido que generó la costra es sólo material del cilindro, no del pistón. Además, en la pared interna del cilindro es notoria una zona de desgaste de 0.5[in] de altura justo encima de la costra de plástico derretido. La superficie en esta zona se encuentra rayada y rugosa. En el pistón no se observa ningún tipo de desgaste o daño ocasionado por la falla.

Se determina entonces que el mecanismo de falla son pequeñas partículas del material del cilindro que son rascadas y arrastradas por el contacto por el pistón. El calor producido en el funcionamiento de la suspensión derrite estas partículas acumuladas, lo que genera la costra mostrada en la Figura 4.3a.



*Figura 4.3 a) Muestra de suspensión soldada b) Sección cortada de un cilindro con falla*

### 4.1.3 Diagrama causa – efecto (Diagrama Ishikawa)

Con el mecanismo de falla encontrado, se procede a buscar las posibles causas que pudieran provocar este modo de falla en la suspensión. Como se describió en la sección 3.1.1, el diagrama Ichikawa es una herramienta que representa la relación que tiene un efecto con todas las posibles causas que lo ocasionan de una forma simple y ordenada. En la Figura 4.4 se muestra el diagrama causa – efecto de la suspensión generado previamente por el equipo de ingeniería de la empresa. En este diagrama se tienen 3 principales fallas en la suspensión: el sobrecalentamiento, el sobre-amortiguamiento y el sub-amortiguamiento; de acuerdo con las conclusiones realizadas en la inspección visual de la falla, el problema entra en la categoría de sobrecalentamiento, que a su vez tiene un diagrama Ishikawa con más detalle de las causas que lo originan; de ellas se determinan cuáles podrían estar involucradas en la producción actual de lavadoras.

El parámetro de amplitud de movimiento es afectado por agentes externos (ropa desbalanceada y distribuida), por lo que inicialmente se descarta. El tiempo y frecuencia son parámetros controlados por el software de la lavadora, pero de los que no se tiene registro de un cambio importante en 2018-2019, por lo que también se descartan. Los parámetros “material” y “fuerza de fricción” están directamente relacionados con el diseño de la suspensión, su proceso de manufactura y la calidad de sus componentes; además se sabe inicialmente que ha habido cambios de moldes en la producción meses antes de que se iniciara el incremento de las llamadas de servicio, por lo que la dimensión de las piezas y el nivel de Z en los CTQ’s se consideran prioritarios para el análisis, como se menciona en la sección 3.1.1.

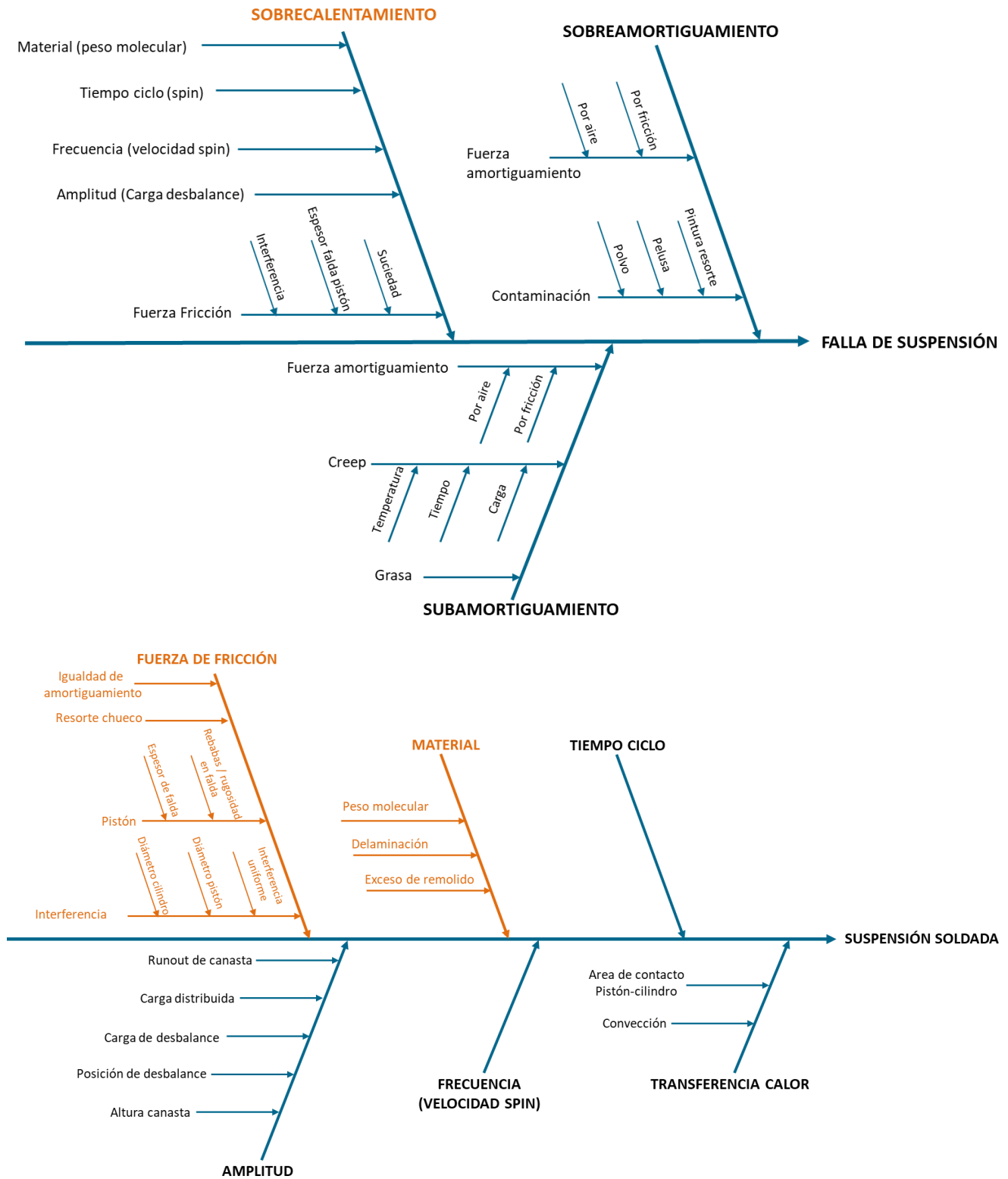


Figura 4.4 Diagramas Ichikawa de la suspensión

#### 4.1.4 Identificación de la “Y” y “X’s” potenciales

Lo que se le conoce en mejora continua como “la gran Y” se refiere a cuál es el parámetro medible que se debe perseguir en el desarrollo y que tendrá un beneficio directo para el problema que se ataca. En este caso “la gran Y” son el número de quejas recibidas de usuarios respecto a ruido y vibración en el producto. Esta “gran Y” es medida por la empresa a través del SCR (Service Call Rate) donde se registra mensualmente la ocurrencia de cualquier falla en el producto expuesto en campo y que aún se encuentra en garantía. El SCR relacionado a fallas de suspensión soldada es entonces una medida directa de la ocurrencia de dicha falla y por tanto de la molestia que esto ocasiona en el usuario.

Sin embargo, aunque el cálculo del SCR se considera un año de producto expuesto, ese producto no necesariamente fue fabricado en ese año considerado, debido a que la empresa no controla el tiempo que las tiendas clientes deciden almacenar el producto antes de ofrecerlo en venta o la velocidad con la que se venden al usuario final. Esto significa que aún y si el problema ha sido resuelto, es probable que muchas lavadoras que ya se produjeron y que presentarán la falla todavía no estén expuestas, por lo que la mejora podría tardar hasta 3 años en regresar a su nivel anterior a la falla.

Esperar 1 o 2 años para saber si una mejora surte efecto en la producción no es factible, por lo que existen otros parámetros donde se indica el comportamiento de la falla de forma más rápida: El CMI es el índice de fallas que han surgido en la producción de cierto mes, mientras que el MWR es el índice de fallas que se han reportado en los últimos 6 meses. Es decir, una mejora inmediata y contante en el CMI y MWR se traducen como una reducción a largo plazo del SCR.

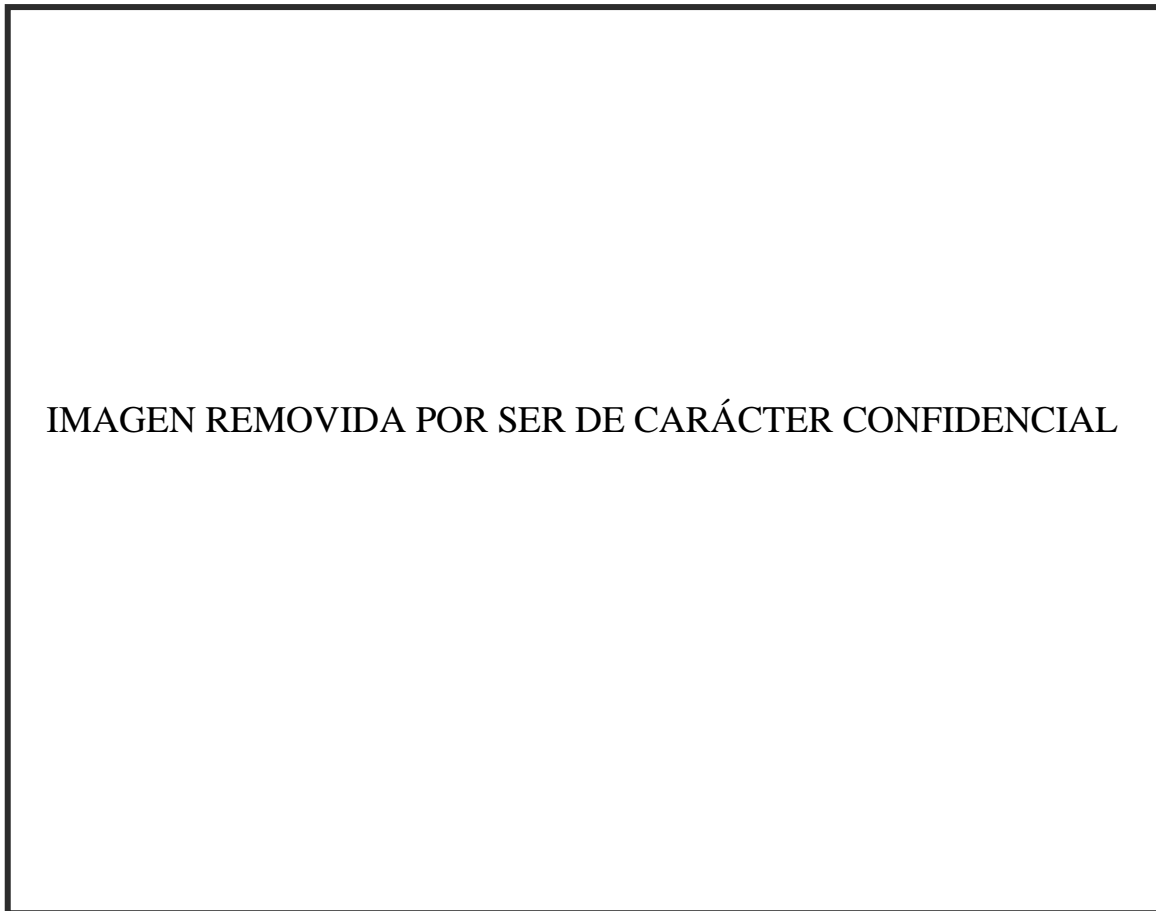
Las “X’s potenciales” son aquellos factores que, al ser ajustados en el desarrollo del proyecto, modificarán el valor la “gran Y” hasta llevarlo al nivel deseado. De lo concluido al analizar el diagrama Ishikawa se proponen como “X’s potenciales” en primer lugar las dimensiones de las piezas en el ensamble de la suspensión (cilindro y pistón); y en segundo lugar las propiedades del material utilizado en la producción que deberán estar acorde a la especificación del plano.

En conclusión, se definen como X’s potenciales las características geométricas y de material ligadas al funcionamiento de la suspensión y se definen como Y’s los diferentes índices de falla en el componente (a corto y largo plazo).

## 4.2 Medición

### 4.2.1 Definición de variables a medir y Gage R&R

El diseño actual de suspensión funciona mediante una interferencia entre cilindro y pistón para generar una fricción por contacto adecuada. Esta interferencia aumenta conforme el pistón se adentra más en el cilindro debido a que por manufactura se requiere una inclinación de al menos  $0.7^\circ$  para ayudar al desmoldeo en el proceso de inyección. Las dimensiones relacionadas a esta interferencia son los diámetros internos del cilindro, el diámetro externo en la falda del pistón y las tolerancias geométricas de cada una (redondez, concentricidad). Esto se resume en la Tabla 4.1 donde se listan los CTQs de los planos de ambas piezas, por lo que en una primera instancia se tomarán estas cotas como las relevantes en la etapa de medición. La empresa considera que para que una pieza esté dentro de especificación, los CTQs deben cumplir con un nivel de  $Z \geq 4.5$  y el resto de las dimensiones marcadas en su plano deben estar dentro de la tolerancia indicada. En la Figura 4.5 y se muestran fragmentos de los planos de pistón y cilindro, donde se enmarcan las dimensiones de interés de cada una.



*Figura 4.5 Plano del cilindro indicando los CTQs de la pieza*

IMAGEN REMOVIDA POR SER DE CARÁCTER CONFIDENCIAL

*Figura 4.6 Plano de pistón indicando los CTQs de la pieza*

CILINDRO	PISTÓN
Diámetro inferior	Diámetro exterior de falda
Diámetro medio	Diámetro de varilla
Diámetro superior	Concentricidad
Redondez de diámetro inferior	
Redondez de diámetro medio	
Redondez de diámetro superior	
Diámetro de varilla	
Cilindricidad	
Paralelismo	

*Tabla 4.1 CTQs para el pistón y cilindro*

El método de medición se realiza en un laboratorio de metrología mediante una máquina de medición por coordenadas (CMM por sus siglas en inglés). Para el pistón se tocan 8 puntos de la periferia de la falda y del diámetro interno, con los cuáles se calculan los diámetros externo e interno, así como la concentricidad entre ambos. En el cilindro se realiza de forma similar, se tocan 8 puntos en la superficie interna a cada una de las alturas requeridas para calcular cada diámetro, y de los mismos 8 puntos se realiza el cálculo de la redondez en cada diámetro, así como la cilindricidad del diámetro de varilla y el



paralelismo con respecto al eje central. Este método de medición fue establecido desde que la suspensión está en producción.

Sin embargo, las piezas se acomodan de forma manual y el programa de la CMM no se ejecuta de forma automática; el operador mueve manualmente el palpador para realizar la medición, por lo que se requiere comprobar si la variación del sistema de medición impide tener resultados confiables.

Se realiza un Gage R&R para validar que el método de medición sea adecuado para tomar decisiones. Dado que todas las tolerancias geométricas (redondez, concentricidad y paralelismo) se calculan a partir de los mismos datos que se usan para medir los diámetros, basta con realizar el Gage R&R para los diámetros y el resultado será válido para los demás CTQ's. En la Figura 4.7 se presenta una captura de pantalla del software Minitab con el resultado e interpretación del gage R&R realizado para el diámetro inferior del cilindro. Se determina entonces después de ejecutar la herramienta tanto en el pistón como en el cilindro que el método de medición es adecuado para el análisis de datos y tomar decisiones en el proyecto.

## Gage R&R Study - ANOVA Method

### Two-Way ANOVA Table With Interaction

Source	DF	SS	MS	F	P
MUESTRA	9	0.0010009	0.0001112	826.498	0.000
OPERADOR	1	0.0000007	0.0000007	5.418	0.045
MUESTRA * OPERADOR	9	0.0000012	0.0000001	2.224	0.066
Repeatability	20	0.0000012	0.0000001		
Total	39	0.0010040			

$\alpha$  to remove interaction term = 0.05

#### Valor P < 0.05

Indica que sólo la muestra o el instrumento de medición tienen un impacto estadísticamente significativo en la variación observada en las mediciones, el operador no.

## Gage R&R

### Variance Components

Source	VarComp	%Contribution (of VarComp)
Total Gage R&R	0.0000001	0.41
Repeatability	0.0000001	0.30
Reproducibility	0.0000000	0.12
OPERADOR	0.0000000	0.12
Part-To-Part	0.0000278	99.59
Total Variation	0.0000279	100.00

#### %Contribución en GageR&R < 5%

Indica un sistema de medición adecuado

#### Variación entre parte y parte > 95%

Indica que la variación observada es inherente a las muestras, y no a al instrumento de medición

### Gage Evaluation

Source	StdDev (SD)	Study Var (6 × SD)	%Study Var (%SV)
Total Gage R&R	0.0003402	0.0020414	6.44
Repeatability	0.0002889	0.0017336	5.47
Reproducibility	0.0001797	0.0010779	3.40
OPERADOR	0.0001797	0.0010779	3.40
Part-To-Part	0.0052708	0.0316250	99.79
Total Variation	0.0052818	0.0316908	100.00

#### %Estudio de Variación en GageR&R < 20%

Califica al sistema de medición como aceptable

Figura 4.7 Gage R&R calculado en el software Minitab

## 4.3 Análisis

### 4.3.1 Mediciones antecedentes

Previo a la ejecución de este proyecto se realizaron diversos estudios de capacidad en pistón y cilindro con la intención de mantener un registro continuo de las dimensiones a través del tiempo, los cuales se presentan en las gráficas de caja de la Figura 4.8. Sabiendo que los datos se obtuvieron con el mismo método de medición evaluado en el Gage R&R, se pueden sacar algunas conclusiones al respecto.

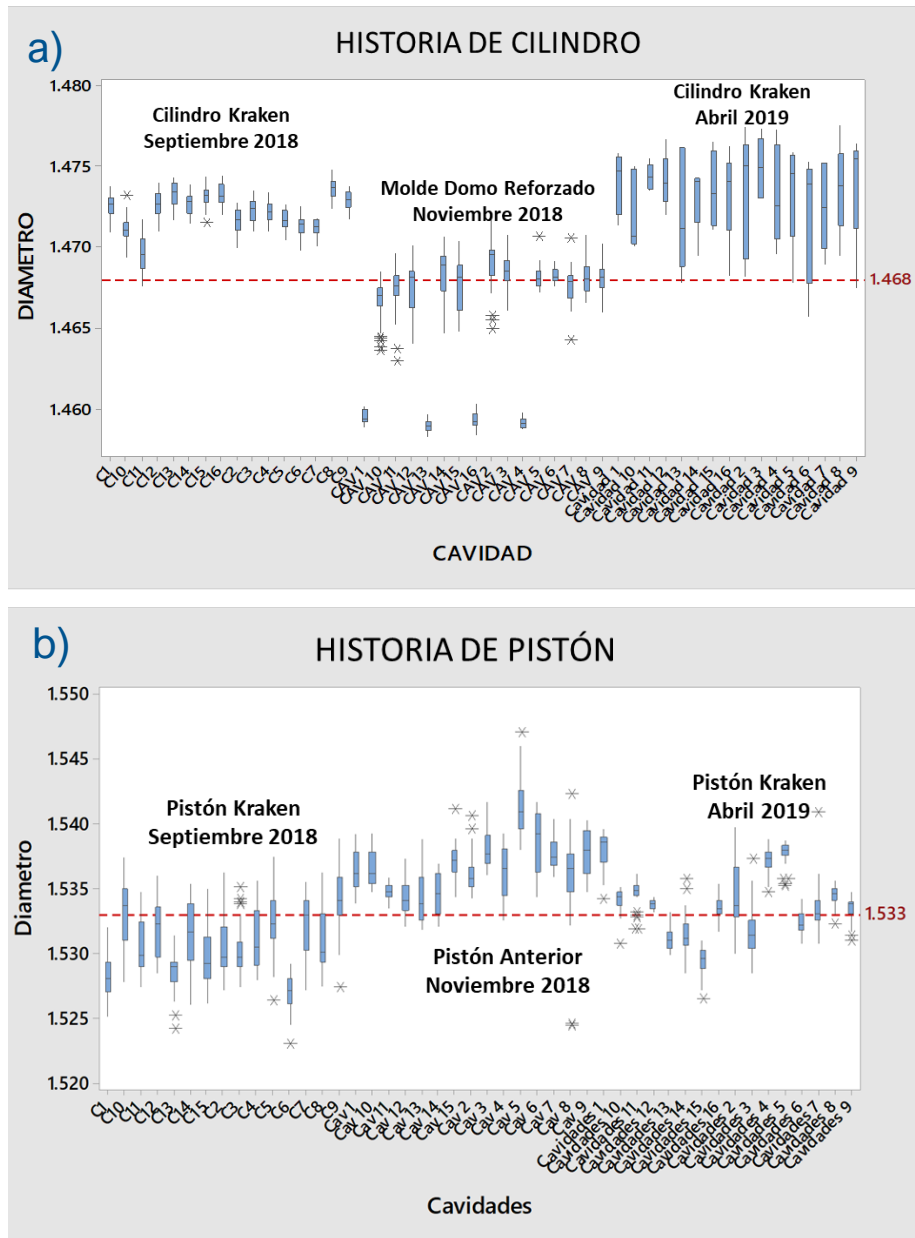


Figura 4.8 Boxplot mostrando tres estudios de capacidad realizados en a) Cilindro y b) Pistón

La Figura 4.8 muestra que durante el periodo de octubre 2018 a mayo 2019 se cambiaron los moldes tanto en cilindro, como en pistón, lo cual repercutió directamente en las dimensiones de ambos componentes, y por tanto en su funcionamiento. El aumento en SCR inició en octubre 2018, donde se nota precisamente un cambio importante. Los diámetros internos del cilindro se vuelven más chicos y los del pistón más grandes (mayor interferencia). En abril se regresan los moldes originales de producción, pero la falla no fue contenida con esta acción. Además, ninguno de los dos moldes regresó al mismo comportamiento en los dimensionales que cuando fueron retirados; en el cilindro se nota un

incremento sustancial en la variación del proceso, mientras que en el pistón la variación pareciera haber disminuido, pero existe un incremento en la media de los datos.

### 4.3.2 Mediciones de línea base

A partir de julio de 2019 se solicitó a los proveedores de pistón y cilindro realizar mediciones semanales (conforme al método descrito en la sección 4.2.1) en muestras de cada cavidad de los moldes para tener el estado actualizado de las dimensiones. Estos datos pueden juntarse para obtener una línea base (estado actual) con información real de largo plazo sin necesidad de hacer un estudio de capacidad que requiere un esfuerzo mayor. En la Figura 4.9 se muestra la gráfica de caja del conjunto de mediciones semanales para una dimensión representativa de cada pieza, se marcan con líneas rojas punteadas los límites de tolerancia especificados en el plano y se calcula un nivel de Z.

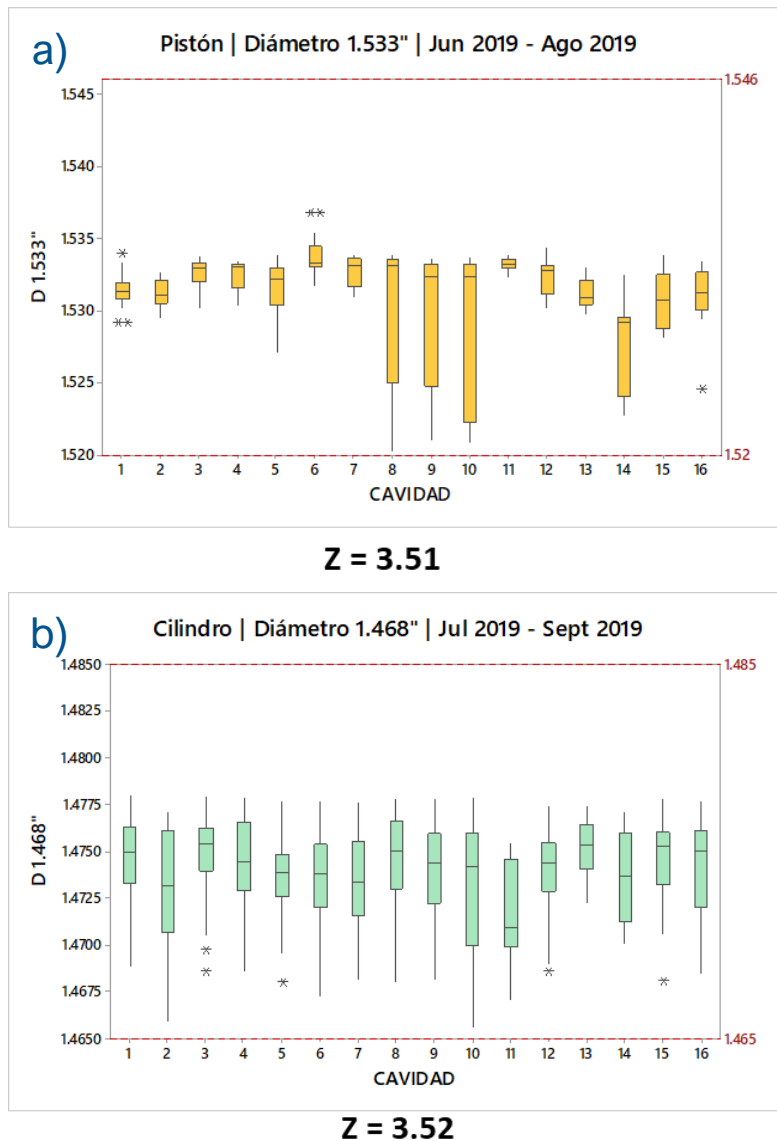


Figura 4.9 Boxplot de línea base: a) Pistón, b) Cilindro

Se compara la información mostrada en la Figura 4.9 con las especificaciones de los planos de ambas piezas y se realizan las siguientes observaciones acerca del estado de las piezas al inicio del desarrollo.

Observaciones de los datos del pistón:

- Ninguno de los 2 CTQs cumple con el nivel de Z especificado ( $Z = 4.5$ ).
- El comportamiento del molde de pistón de junio – agosto es muy diferente de los comportamientos observados en las mediciones de línea base.
- En el diámetro de 1.533”, las cavidades 8, 9 y 10 tienen una variación particularmente grande, con tendencia debajo de la nominal. El diámetro de la varilla tiene una media 0.003” debajo de la nominal, además las cavidades 1, 3 y 8 presentan variaciones particularmente grandes.
- Se revisaron dos cotas adicionales que se consideraron importantes: la concentricidad entre diámetros y el espesor de la falda. La media de la concentricidad está en 0.009”, cuando la tolerancia del plano indica 0.006”. El espesor de la falda en general se encuentra debajo de la tolerancia inferior (0.048”), y de forma particular las cavidades 7, 8, 9 y 10 presentan valores incluso menores a 0.004”.

Observaciones de los datos de cilindro:

- De los 8 CTQs del cilindro, sólo 4 cumplen con el nivel de Z especificado ( $Z = 4.5$ ).
- El diámetro de 1.500” cumple con el nivel de Z, mientras que su redondez no lo hace; los diámetros de 1.479” y 1.468” no cumplen la especificación de Z, pero sus redondeces sí.
- La cilindricidad del diámetro de varilla no cumple con la especificación de Z, mientras que el paralelismo tiene una  $Z > 25$ , lo cual podría indicar un error en el cálculo / medición de esta tolerancia, o un error en la especificación del plano.
- El comportamiento del molde cilindro es prácticamente igual al registrado en el estudio de capacidad en abril, lo que indica que al menos el estado de esta pieza se ha mantenido constante durante 6 meses.
- Todas las cavidades del molde de cilindro presentan mediciones estables y homogéneas a lo largo de 3 meses. Sin embargo, los CTQs más importantes en el funcionamiento de la suspensión ( $\emptyset 1.479$ ” y  $\emptyset 1.468$ ”) no cumplen con la especificación de nivel de Z.

Tanto pistón como cilindro tienen problemas de variación en sus diámetros, lo cual conlleva una alta probabilidad de encontrar en productos de campo suspensiones con interferencias tanto muy apretadas

como muy holgadas con respecto a la intención de diseño. Esto refuerza la idea inicial obtenida del diagrama Ishikawa en la Figura 4.4 de que la variación dimensional en las piezas tiene un papel importante en los problemas de calidad de la suspensión. Sin embargo, se deberá validar en la reproducción de la falla.

### 4.3.3 Reproducción de la falla

Como se mencionó en el marco teórico y como se resumen en la Tabla 4.2, la suspensión de la lavadora es un sistema masa – resorte –amortiguador, cuya función es reducir la transmisión de vibraciones y ruidos en estructuras durante el centrifugado a través de la transformación de la energía mecánica generada por el giro de la canasta.

	<b>MASA</b>	<b>RESORTE</b>	<b>AMORTIGUADOR</b>
<b>FUNCIÓN</b>	Contiene la energía mecánica (potencial / cinética)	Su función es absorber la energía de vibración cuando se comprime	Su función es disipar la energía almacenada por el resorte
<b>COMPONENTE</b>	La masa de la sublavadora, la carga de ropa y el agua	Resorte de la suspensión	Fricción entre cilindro y pistón Compresión de aire entre cilindro y pistón

*Tabla 4.2 Interpretación de la suspensión de lavadora como un sistema masa-resorte-amortiguador*

Si la fuerza de amortiguamiento no es la deseada (30 [N]), la suspensión no podrá disipar correctamente la energía del desbalance en la sublavadora, llevando a golpeteos, ruido y vibración indeseables. De acuerdo con lo anterior y con toda la información analizada al momento, se llega a la hipótesis general de que la variación en los diámetros de pistón y cilindro, provocan una interferencia diferente a la intención de diseño, lo que provoca a su vez cambios en la tasa de amortiguamiento por fricción y por tanto, cambios en el comportamiento dinámico de la sublavadora.

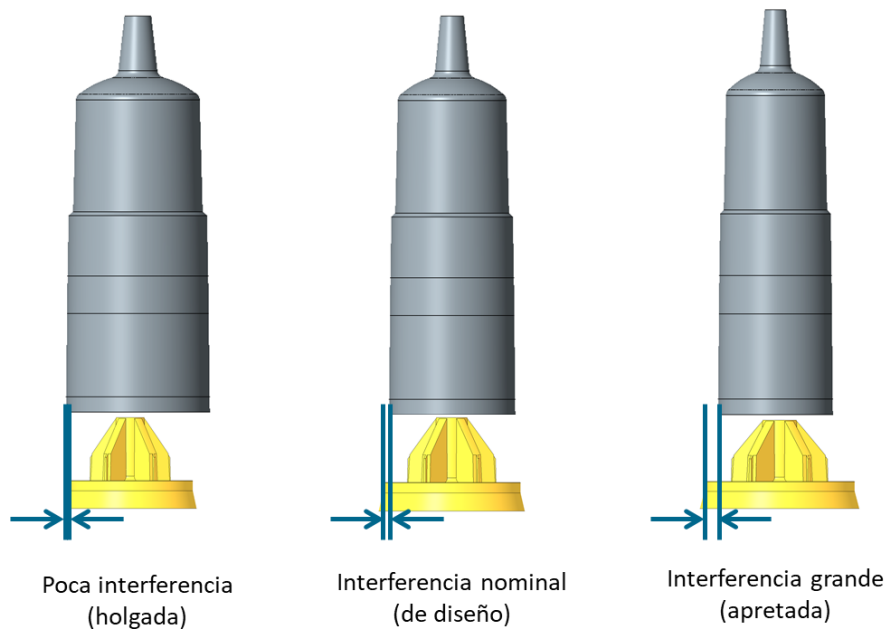
Con la intención de reproducir la falla, se diseñó una prueba basada en las evaluaciones de laboratorio donde hubo hallazgos de suspensión soldada. Las pruebas más frecuentes con esta falla fueron HCC (Hot Continuous Cycle, por sus siglas en inglés) y calentamiento. La prueba HCC es una prueba de confiabilidad que consiste en realizar ciclos de lavado completo con carga máxima y agua caliente, de forma ininterrumpida simulando el uso de 10 años del producto (aproximadamente 18 semanas de funcionamiento continuo); mientras que la prueba de calentamiento es una prueba de seguridad de producto donde se evalúa que la temperatura del motor no sobrepase el límite normativo cuando se exigen torques altos al motor con la carga máxima declarada.

Ambas pruebas tienen en común que la carga de ropa que utilizan es una carga pesada (al menos 20[lb]), acomodada y distribuida, sin un desbalance inducido; además ambas permiten el ciclo de lavado normal y completo (lavado, enjuague y centrifugado). Con esta información se diseñó una prueba acelerada que se corriera en unidades de la plataforma de lavadoras con mayor registro de esta falla. En la Tabla 4.3 se describen las condiciones de la prueba diseñada y que se nombró FFF (Falla de Fricción Forzada):

Cantidad de ciclos	6
Ciclo de lavado	Blancos
Carga de ropa	20[lb]
Tipo de ropa	Algodón
Temperatura de agua	Caliente (50°C - 60°C)

*Tabla 4.3 Condiciones de evaluación para Falla de Fricción Forzada*

Luego se tomaron cilindros y pistones medidos previamente y se seleccionaron aquellos que tuvieran los diámetros más alto, más bajos y centrados con respecto al diseño. De esta forma se ensamblaron suspensiones de interferencia conocida y controlada. Se tienen entonces interferencias “de diseño”, así como interferencias “holgadas” y “apretadas” con respecto a la nominal, como se muestra en la Figura 4.10. Se propusieron juegos de 4 suspensiones, combinando las 3 categorías de interferencia, y se planteó una hipótesis fundamentada de porque cada una de las propuestas podría reproducir la falla de suspensión soldada.



*Figura 4.10 Representación de las categorías de interferencia lograda*

Todas las hipótesis propuestas se sometieron a la prueba de fricción forzada y sólo 1 de 7 logró reproducir el fenómeno, por lo que se realizó una segunda y tercera prueba con esa misma condición para validar el resultado; en ambas repeticiones se logró reproducir la falla con éxito. La Figura 4.11 y Figura 4.12 describen la combinación de suspensiones que logró el cometido y la interpretación del resultado.

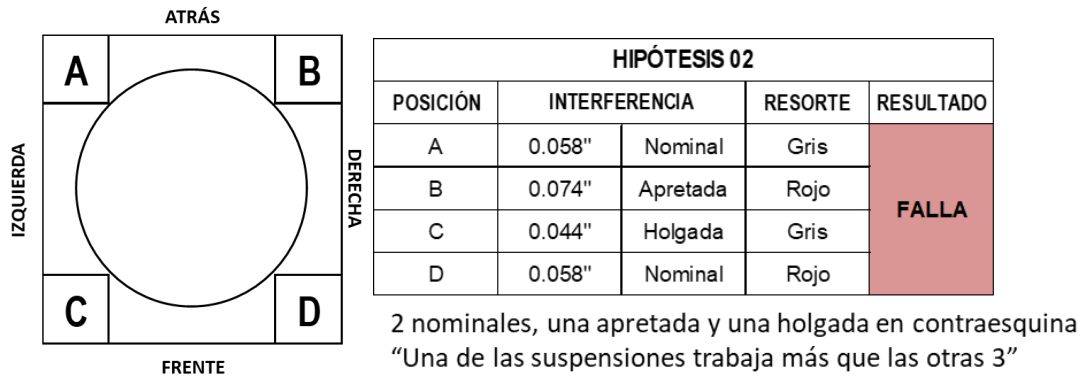


Figura 4.11 Condición que reprodujo la falla "suspensión soldada"

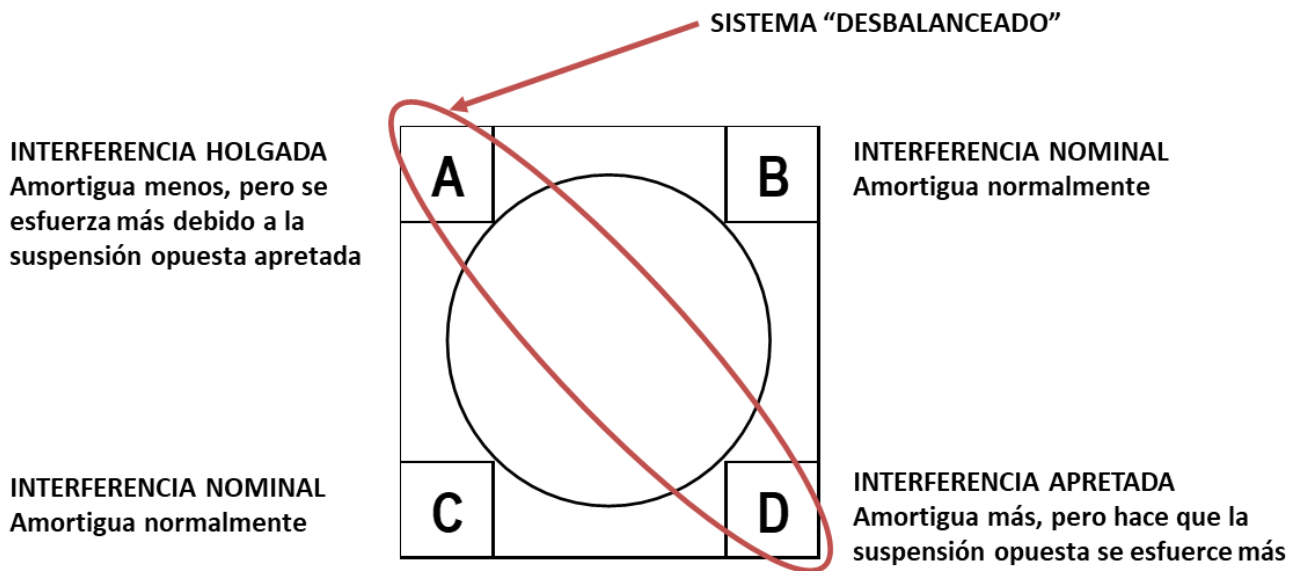


Figura 4.12 Interpretación de la condición que reproduce la falla "suspensión soldada"

Con esto se deduce que la falla es provocada debido a un arreglo particular de las tres categorías de interferencia: dos interferencias de diseño, una holgada y una apretada. Las dos interferencias de diseño crean un sistema balanceado en dos esquinas, mientras que en las esquinas restantes la interferencia más apretada amortigua más energía y hace que la suspensión de interferencia holgada reciba un daño por sobrecalentamiento que derrite poco a poco partículas del material del cilindro hasta generar una costra



que lo atora. Este fenómeno es potenciado por la mala concentricidad en el pistón y la mala redondez en el cilindro al hacer que la fricción en las suspensiones no esté distribuida en la superficie de contacto, sino que es más agresiva de un solo lado.

Resumiendo, en la etapa de análisis:

- Se analizó el estatus de los CTQ's y cotas importantes en ambas piezas, para revisar la calidad de las piezas que se están ensamblando en los productos con la intención de tener una hipótesis sobre la causa raíz de la falla.
- Se inspeccionaron físicamente muestras de suspensiones que habían fallado, para entender el mecanismo de falla.
- Se revisó la teoría de funcionamiento de la suspensión para entender cómo los hallazgos encontrados en los CTQ's, podrían derivar en una falla de suspensión soldada.
- Se diseñó una prueba que pudiera reproducir la falla, basada en pruebas de laboratorio estandarizadas donde hubo hallazgos de suspensión soldada con más frecuencia, Además, se propusieron y evaluaron condiciones que propiciaran la ocurrencia de la falla.
- Se encontró la condición que reprodujo la falla con éxito y se realizaron replicas que confirmaron la hipótesis.

Se concluye y valida que la causa raíz de la falla es la alta variación dimensional en las cotas críticas tanto del pistón como del cilindro.

#### 4.4 Mejora

Con la causa raíz de la falla identificada se proponen las siguientes mejoras como solución al problema:

##### 4.4.1 CAPACITACIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE SUSPENSIÓN

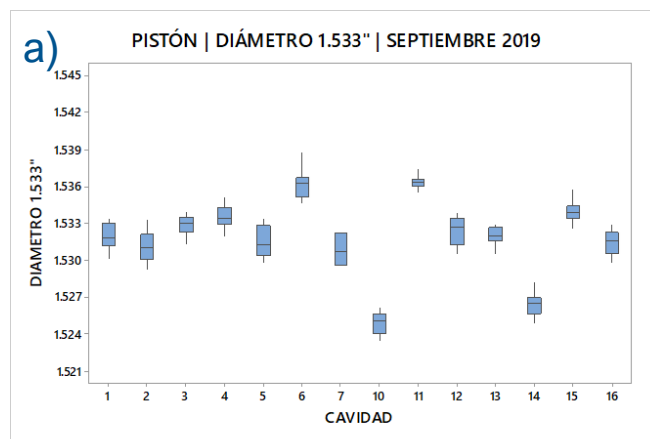
Esta capacitación consistió en mostrar a todo el equipo involucrado en la producción de la suspensión las funciones del componente en la lavadora y cómo es que trabaja el diseño actual. De esta manera se logró sensibilizar a todo el equipo para dar la suficiente importancia a cuidar los CTQ's de cada una de sus piezas y entender que el pistón y cilindro son piezas críticas para el funcionamiento y calidad de la lavadora. Los temas cubiertos fueron los siguientes:

- Concepto de sistema masa-resorte-amortiguador (Sección 3.2)

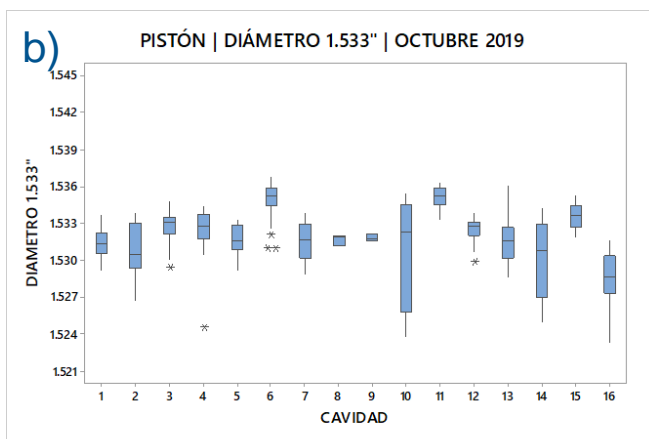
- Diagrama P (Figura 3.5)
- Modos de falla de la suspensión (Figura 4.4)
- Diagrama de bloques funcionales (Figura 2.2)
- Funciones de cada componente (Sección 2.1)

#### 4.4.2 MEJORAS EN EL MOLDE PISTÓN

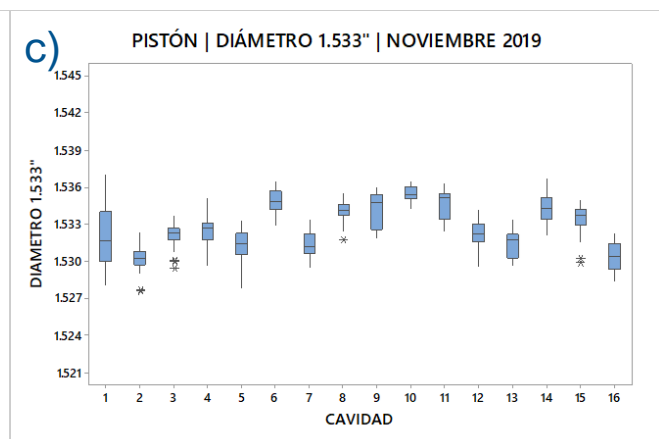
Con ayuda del equipo de calidad y manufactura se revisó el estado físico de los moldes para identificar porqué ciertas cavidades crean piezas con mayor variación dimensional que otras. En los siguientes meses de forma paulatina se dio mantenimiento correctivo a los moldes de pistón y cilindro para mejorar la calidad de las piezas. Además, temporalmente se apagaron las cavidades 8 y 9 de pistón para no contaminar la producción con piezas malas. En la Figura 4.13 se muestran datos de cómo mejoró el proceso de manufactura durante los meses siguientes. En noviembre de 2019 se logra alcanzar una  $Z > 6$  que cumple con la especificación a corto plazo de la empresa.



$Z = 3.78$



$Z = 4.57$



$Z = 6.07$

Figura 4.13 Boxplot mostrando el nivel de Z del pistón en el tiempo: a) Septiembre, b) Octubre, c) Noviembre

### 4.4.3 MONITOREO DE CTQ'S

Los reportes dimensionales semanales demostraron ser de gran ayuda para el análisis y solución del problema, por lo que se continuó el monitoreo con los proveedores de pistón y cilindro de manera más formal, reportando el estado de los CTQ's de cada pieza y haciendo el análisis estadístico correspondiente con el fin de detectar problemas en las piezas lo antes posible, así como dar seguimiento a las mejoras implementadas. Al tener información a través del tiempo se pueden calcular niveles de Z a largo plazo que toman en cuenta una variación del proceso más realista. En la Figura 4.14 se presentan gráficas X-S donde se muestra el comportamiento dimensional de un CTQ de pistón y cilindro a través del tiempo. En estas gráficas es muy fácil apreciar si el proceso de producción se ha mantenido estable durante varias semanas, si ha habido alguna mejora en el CTQ o si existe algún problema que deba ser atendido.

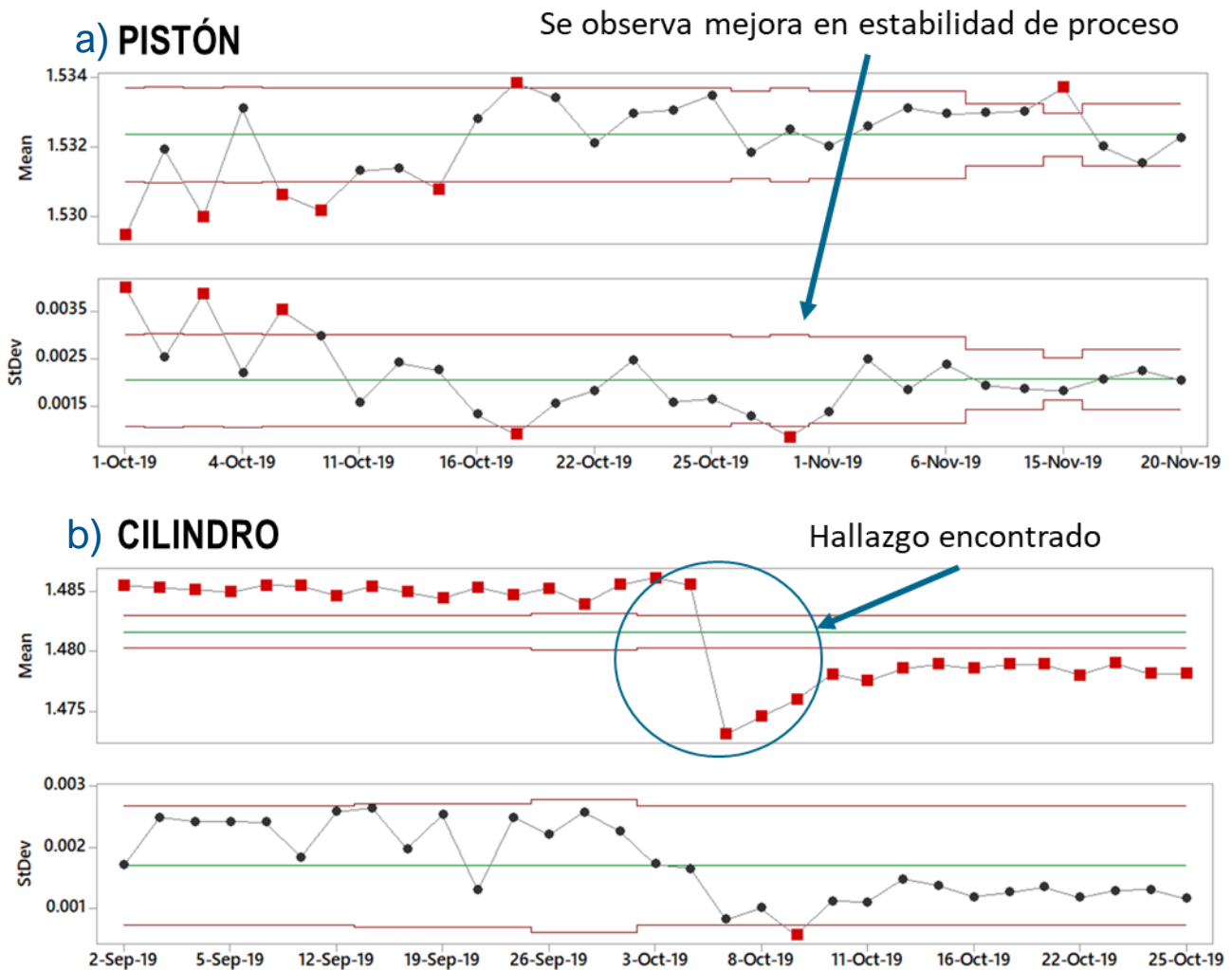
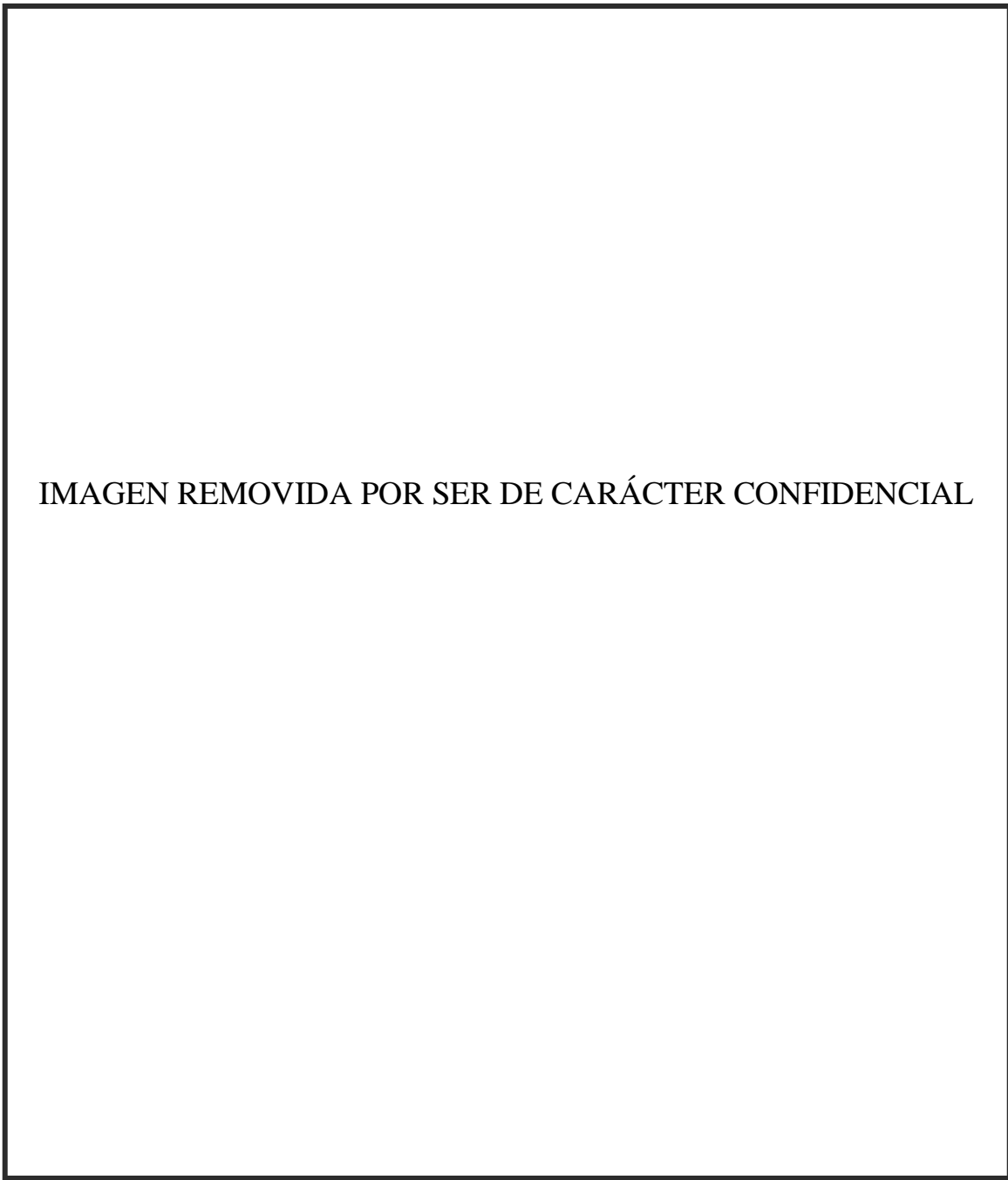


Figura 4.14 Gráfica X-S del comportamiento dimensional: a) Pistón, b) Cilindro

#### 4.4.4 CAMBIOS EN LAYOUT / PLAN DE CONTROL

Dado que durante el desarrollo se notó que parte del problema se debía a una deficiencia en la calidad de los proveedores, se propusieron nuevas cláusulas para la hoja de especificaciones de ambas piezas, las cuáles se encuentran enmarcadas en la Figura 4.15, con las que se indique desde el diseño que estas piezas son críticas para el funcionamiento de la lavadora, y por tanto requieren proveedores que tengan realmente la capacidad de ofrecer una calidad adecuada.



*Figura 4.15 Fragmento de la hoja de especificaciones actualizada para el plano de pistón y cilindro*

## 4.5 Control

La etapa de control consiste en dar seguimiento a las mejoras planteadas en la etapa anterior para validar que están teniendo un impacto en la “Y” deseada o ajustar dichas mejoras de ser necesario.

### 4.5.1 MONITOREO DE CTQS

Después de 10 meses, el monitoreo semanal de CTQ's sigue en pie y ha mostrado buenos resultados:

- Ha permitido saber cuándo el proveedor realiza algún cambio en los parámetros de inyección, lo cual cambia directamente la media y variación de los CTQ's.
- Ha permitido saber si las mejoras que se han realizado a los moldes tuvieron un efecto significativo en la estabilidad dimensional de las piezas.
- Ha permitido comparar los estudios de capacidad que han realizado el nuevo molde de cilindro “domo reforzado” contra medidas de producción actual.
- Ha permitido calcular niveles de Z a largo plazo, y como mejoran o empeoran con cada cambio realizado en manufactura.

En la Figura 4.16 se muestra una gráfica X-S con el monitoreo de 10 meses para un diámetro representativo tanto de pistón como de cilindro. En la gráfica del pistón se observa que los altos y bajos en la media fueron reduciéndose poco a poco para lograr centrarla en la medida nominal del plano; también es notorio que la variación del proceso fue siendo reducida desde una desviación estándar de 0.004” a 0.001”. El cilindro ha logrado mantener dimensiones constantes durante varias semanas, pero se han hallado cambios no esperados en el proceso de manufactura que han afectado principalmente la media de los diámetros, mientras que la variación del proceso también fue reducida de tener una desviación estándar de 0.003” hasta lograr casi 0.001”. El principal beneficio del monitoreo ha sido justamente detectar estos cambios, reportarlos y generar acciones correctivas rápidamente. Hasta antes de este desarrollo, si existía algún cambio en el proceso de manufactura repercutiera en la calidad de las piezas, sólo se podía saber hasta encontrar fallas en los productos de los usuarios.

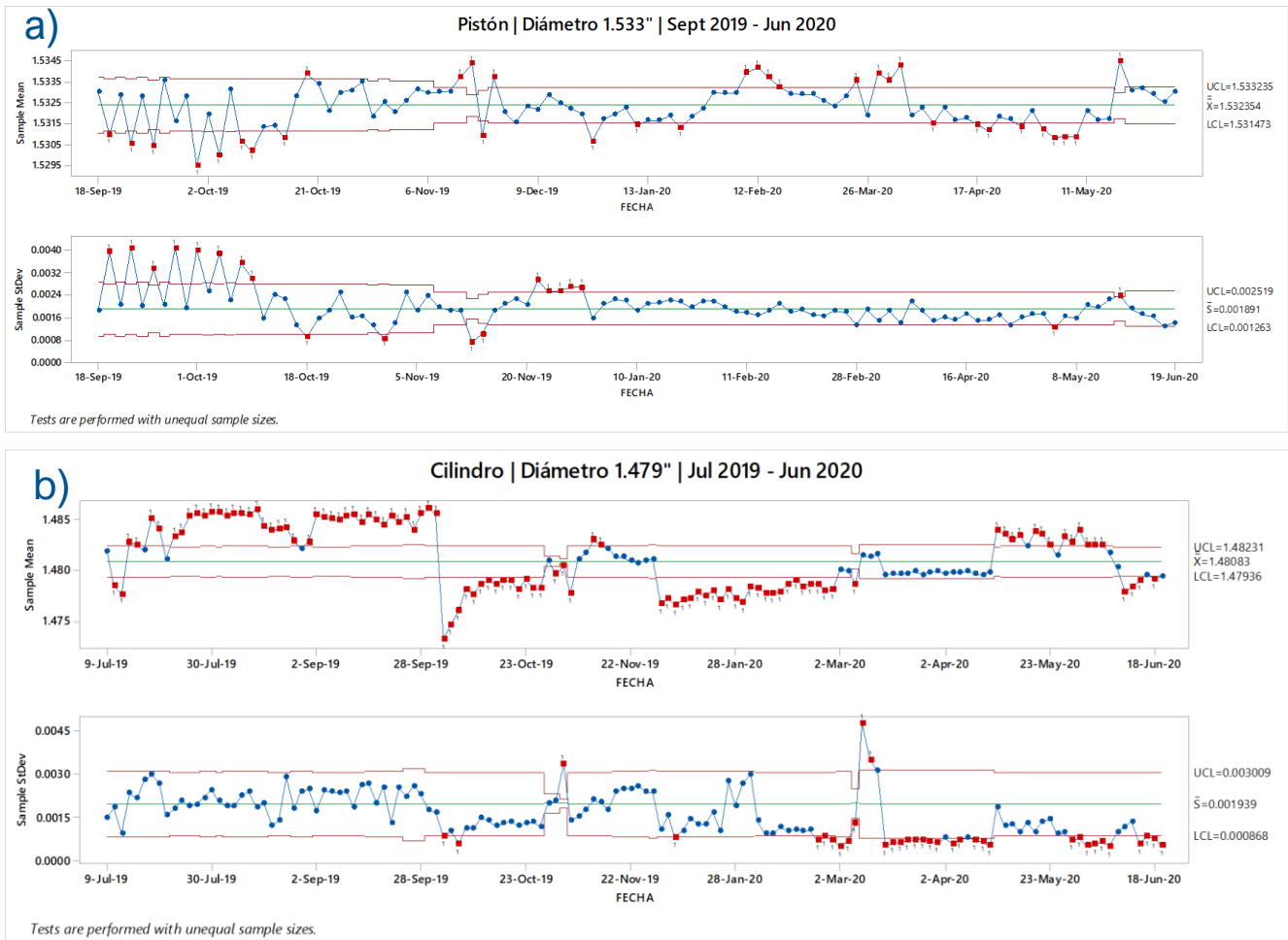


Figura 4.16 Monitoreo de dimensiones durante 1 año en a) pistón y b) cilindro.

## 4.5.2 CAPACITACIÓN DE PROVEEDORES

Durante el monitoreo se observó cierta deficiencia por parte de los proveedores para entender las gráficas y análisis que resultaron con todos los datos que ellos mismos generan. Por lo que se capacitó a ambos para que pudieran ser ellos mismos quienes realicen el análisis del monitoreo.

La primera parte fue una capacitación sobre conceptos básicos de 6Sigma instruida por el Master Black Belt (certificación más alta de 6sigma) de la planta Saltillo y la segunda parte fue una capacitación del uso de Minitab para el análisis de mediciones instruida por el autor de este documento.

A partir de aquí, los proveedores de pistón y cilindro entregan semanalmente el reporte de las mediciones semanales. Además, se estandarizó el formato con el cual reportan el monitoreo y un formato estándar para registrar de las mediciones que facilite su análisis posterior.

### 4.5.3 REDUCCIÓN DEL ÍNDICE DE FALLAS

Como se definió en la sección 3.1.1, el “Hazard Plot” es una gráfica que muestra la tasa de fallas a través del tiempo para cada lote mensual de producción. Esta gráfica es la forma más inmediata de ver una mejora de calidad, ya que es muy fácil comparar la cantidad de fallas reportadas para cada lote mensual de producción [28]. Una reducción en la tasa de fallas se traduce directamente como una mejora en la calidad del producto. En la Figura 4.17 se puede comparar una reducción paulatina en la tasa de fallas desde finales de 2019 hasta mediados de 2020.

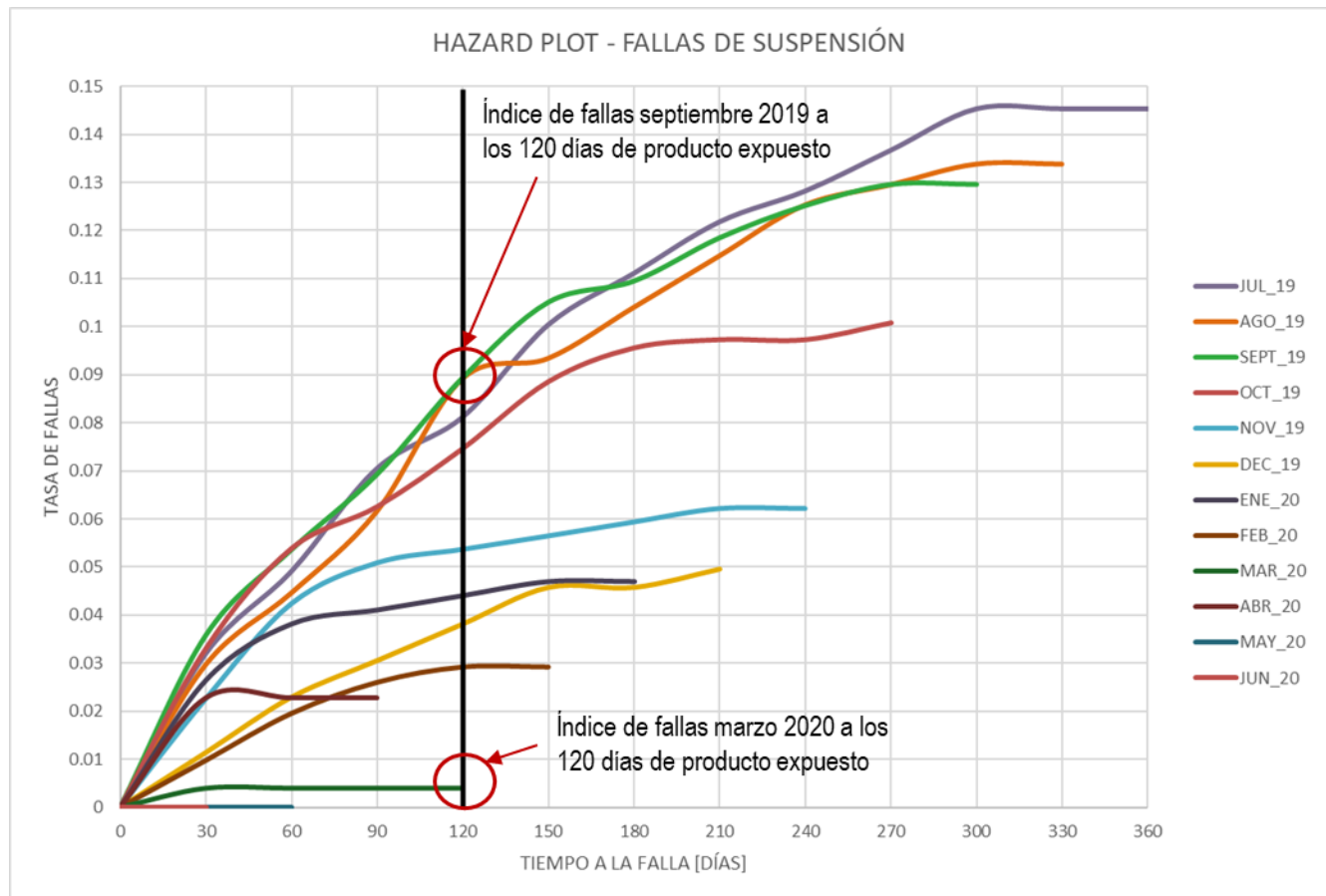


Figura 4.17 Índice de fallas reportadas en cada mes

La empresa utiliza 3 indicadores de calidad internamente para identificar problemas emergentes y mejorar implementadas en la producción. El CMI (Current Manufacturing Index) es un indicador de calidad que registra la razón de la cantidad de llamadas de servicio a la cantidad de productos instalados, en productos fabricados hasta 6 meses atrás. Similar al CMI, el MWR (Manufacturing Warranty Rate) es otro indicador que toma en cuenta el producto instalado que fue producido en un año completo y la cantidad de llamadas de servicio para esos productos. Ambas cantidades son consideradas por la empresa indicadores de mediano plazo.

Finalmente, el SCR (Service Call Rate) es el indicador más importante, ya que este es un indicador tanto de calidad como financiero, ya que indica las llamadas de servicio de todo el producto que se encuentre en garantía, sin importar cuando fue producido. Este es un indicador de largo plazo y una reducción de este indicador representa un gasto menor en la empresa para cubrir garantías en los productos que se reporten con falla. En la Figura 4.18 se comparan estos indicadores a lo largo de 3 años. En el CMI se puede notar la reducción inmediata del índice de fallas con las mejoras del pistón y cilindro implementadas en septiembre 2019, mientras que en el MWR la mejora se nota hasta diciembre 2019 y en el SCR hasta mayo 2020.

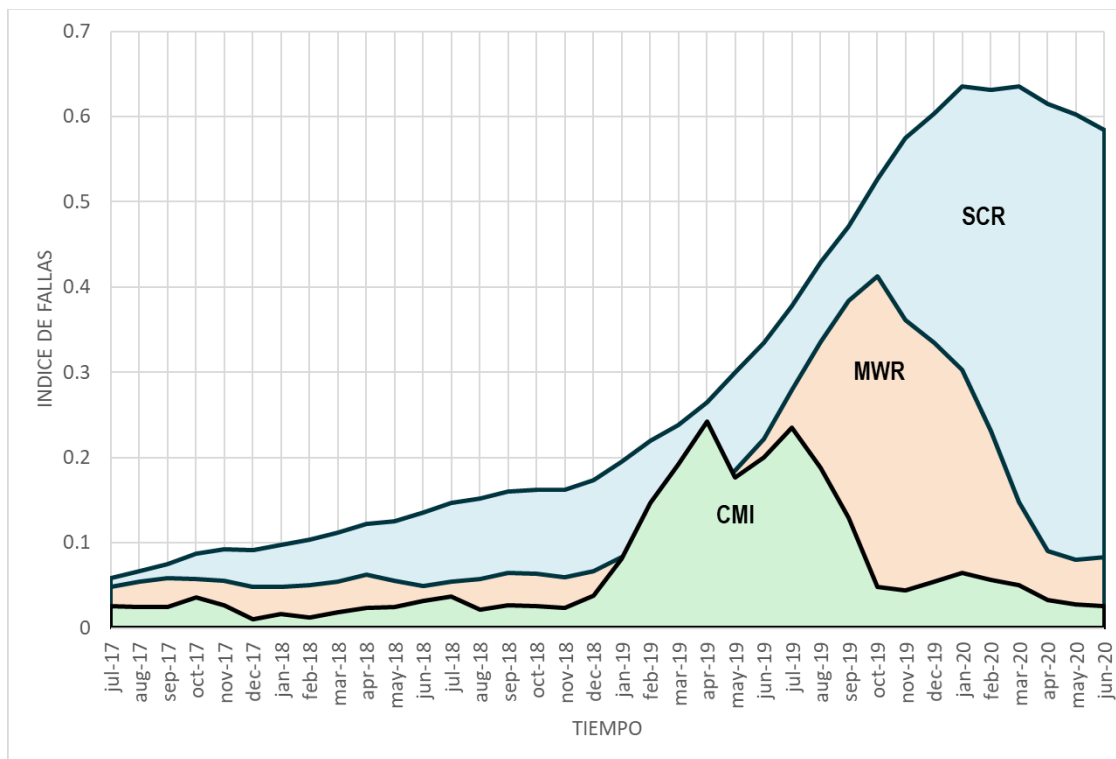


Figura 4.18 Indicadores CMI, MWR y SCR mostrando la mejora de calidad a través del tiempo

Se concluye que la metodología 6Sigma – DMAIC permitió un desarrollo estructurado para solucionar un tema importante de calidad en lavadoras. Se definió el problema y la variable “Y” que se quería mejorar, se identificaron las variables “X” potenciales que podrían controlar esa “Y” y se validó un método de medición de dichas “X”. Se analizó la falla de forma teórica y experimental hasta reproducir la falla en una prueba con condiciones controladas, confirmando así la causa raíz de la falla: una variación muy grande en las dimensiones de pistón y cilindro. Luego entonces se proponen mejoras que solucionen directamente la causa raíz y se da seguimiento a la implementación de las mejoras para validar que tuvieron el impacto esperado en la “Y”.

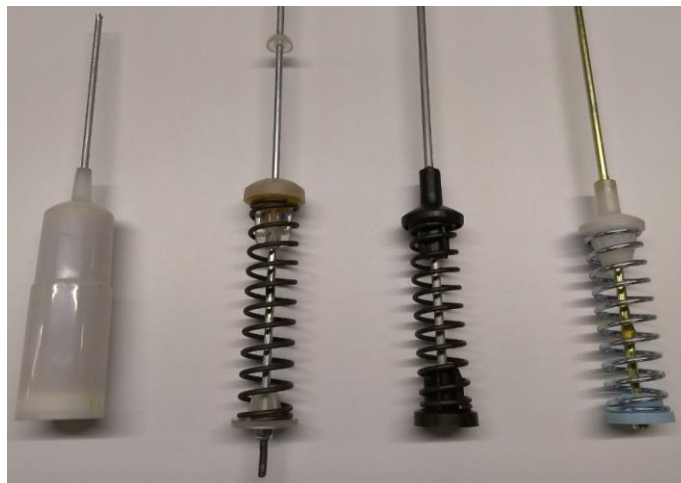


## CAPÍTULO 5

### FACTIBILIDAD DE SUSPENSIÓN GRASA-ESPUMA

Como se discutió en la investigación del estado del arte, existen dos principales conceptos de suspensión en lavadoras de carga vertical, la suspensión pistón-cilindro siendo la común en el mercado por su bajo costo y la suspensión grasa-espuma que ha tomado relevancia en los últimos años al estar presente en la mayoría de las innovaciones registradas en patentes de la última década. Dichas patentes, afirman que la suspensión grasa-espuma tiene un desempeño significativamente mejor que el pistón-cilindro y como resultado logra reducir el nivel de ruido en centrifugado, siendo éste uno de sus principales beneficios.

En este capítulo se analizará la factibilidad de reemplazar la suspensión pistón-cilindro actual por una que sea grasa-espuma con el objetivo de identificar las implicaciones de diseño que esto representa y si existe realmente un beneficio significativo para el producto. Es importante mencionar que el diseño de las suspensiones no es parte del desarrollo, sino que se partirá de suspensiones ya diseñadas que algunos proveedores ofrecen en venta. Para un mejor entendimiento de este capítulo, en la Figura 5.1 se muestra una fotografía comparando una suspensión actual pistón-cilindro a lado de la propuesta grasa-espuma de 3 proveedores diferentes.



*Figura 5.1 Fotografía de diferentes conceptos de suspensión grasa-espuma*

## 5.1 Propuesta inicial

Un primer proveedor “A” ofreció una suspensión con las características mostradas en la Tabla 5.1:

	PROVEEDOR “A”	CONCEPTO PISTÓN-CILINDRO	
Rigidez de resorte:	19	18	[lb.in]
Longitud de resorte:	4	3.5	[in]
Diámetro de varilla:	0.176	0.157	[in]
Fuerza amortiguamiento:	30	30-40	[N]

*Tabla 5.1 Parámetros de diseño en la suspensión grasa-espuma del proveedor A*

Analizando la propuesta del proveedor “A” una rigidez de resorte mayor significa que se requiere mayor fuerza para comprimir el resorte la misma distancia en cada revolución del centrifugado, mientras que una longitud de resorte mayor se traduce como una mayor capacidad de almacenar energía potencial. Esto quiere decir a su vez que la suspensión deberá ser capaz de disipar la misma energía potencial en una menor distancia de su carrera, o de lo contrario la energía no disipada será transmitida al sistema como vibración de gabinete o vibración de la sublavadora. La capacidad de disipar energía en la suspensión está dada por la fuerza de amortiguamiento, que es la fuerza de fricción ejercida en la suspensión y que al ser multiplicada por un desplazamiento se obtiene un trabajo.

## 5.2 Evaluación de sistema

### 5.2.1 Evaluación de desempeño

Para conocer los beneficios que pudiera ofrecer la suspensión grasa-espuma se realizan mediciones de vibración y ruido en el centrifugado de la lavadora. Tradicionalmente estas pruebas suelen hacerse sin carga en la lavadora; sin embargo, en canasta vacía la suspensión realmente no trabaja, al no haber una fuerza que comprima los resortes. Debido a esto se proponen algunas condiciones de operación en las que se obligue el funcionamiento de la suspensión durante el centrifugado y de esta manera observar si existe o no algún cambio con el cambio de concepto a grasa-espuma. Las condiciones de operación en la lavadora se especifican con 3 parámetros: La cantidad de carga distribuida en la canasta, la cantidad de carga desbalanceada y la altura desde el fondo de la canasta a la que se encontrará ese desbalance. Para comparar el comportamiento de ambas suspensiones, se proponen las condiciones de la Tabla 5.2:

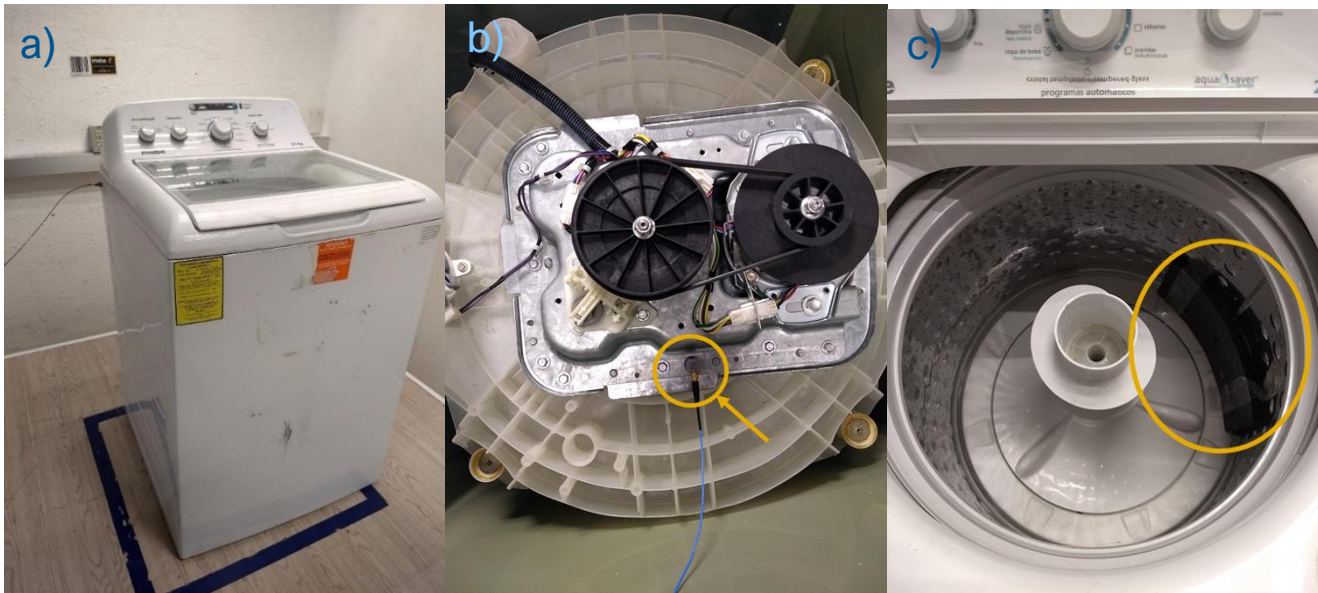
	<b>Carga distribuida [lb]</b>	<b>Carga desbalanceada [lb]</b>	<b>Altura del desbalance [in]</b>
<b>CONDICIÓN A</b>	0	0	NA
<b>CONDICIÓN B</b>	0	2	3
<b>CONDICIÓN C</b>	0	2	6
<b>CONDICIÓN D</b>	0	3	3

*Tabla 5.2 Condiciones de prueba para mediciones de ruido y vibración*

Canasta vacía es el caso más sencillo donde sólo se medirá la vibración natural del producto y el ruido debido al giro del motor y la activación de la bomba de drenado, mientras que 2[lb] y 3[lb] de desbalance son los casos más críticos de desbalance en lo que pudiera operar el producto normalmente. Arriba de 3[lb] sobrepasa la capacidad de desbalance de la lavadora, lo cual es detectado mediante un algoritmo especial que detiene el centrifugado como una protección de integridad del producto.

#### **5.2.1.1 MEDICIÓN DE VIBRACIÓN**

Esta medición consiste en obtener la aceleración de la zona de interés del producto para determinar si dicha vibración no excede un límite especificado o si las frecuencias de vibración no coinciden con alguna frecuencia natural del producto que pueda causar una resonancia. Para realizar la medición, se coloca la unidad en un piso de madera que simula un piso típico de la mínima calidad requerida para una vivienda en Estados Unidos, como se muestra en la Figura 5.2a, y se instrumenta la unidad con acelerómetros. Para mediciones en lavadoras se utilizan dos acelerómetros; el primero es un acelerómetro uniaxial colocado en la esquina superior trasera en alguno de los paneles laterales del gabinete (también mostrado en la Figura 5.2a); el segundo sensor es un acelerómetro triaxial colocado en el sistema impulsor de la sublavadora, tal como se muestra en la Figura 5.2b. La posición de los sensores debe mantenerse idéntica en todas las mediciones que se quieran comparar para reducir la variación del proceso de medición. Adicional se colocan las masas de elastómero dentro de la canasta como se muestra en la Figura 5.2c de acuerdo con las condiciones de la Tabla 5.2.



*Figura 5.2 Instrumentación para mediciones de vibración en lavadoras*  
*a) Unidad en piso de madera con acelerómetro uniaxial en zona posterior*  
*b) Posición de acelerómetro triaxial en el sistema impulsor*  
*c) Colocación de elastómeros como carga desbalanceada*

Se programa un ciclo de centrifugado en la unidad y se inicia la adquisición de datos una vez que llega a su velocidad máxima ( $800[\text{rpm}] = 13.3[\text{Hz}]$ ). La señal es adquirida directamente en unidades “g” de aceleración y tiene una forma como la mostrada en la Figura 5.3. Finalmente se obtiene un valor RMS (Root Mean Square, por sus siglas en inglés) de la vibración registrada por ambos sensores mediante la ecuación:

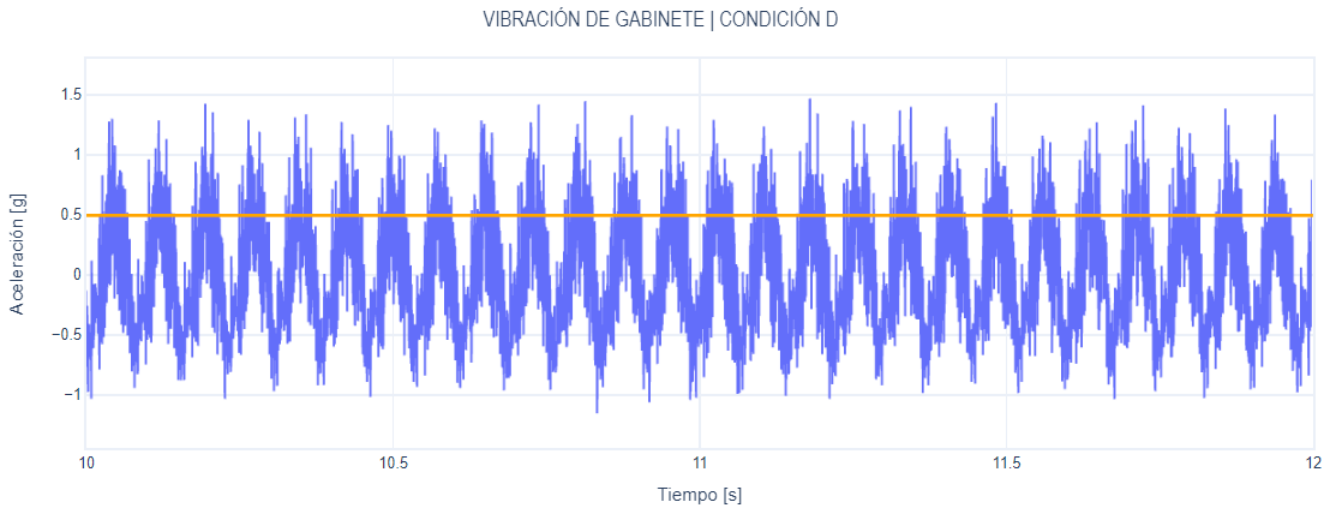
$$a_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n a_i^2}{n}}$$

$a_{rms} \rightarrow$  Aceleración RMS

$a_i \rightarrow i$  – ésimo registrado en la adquisición

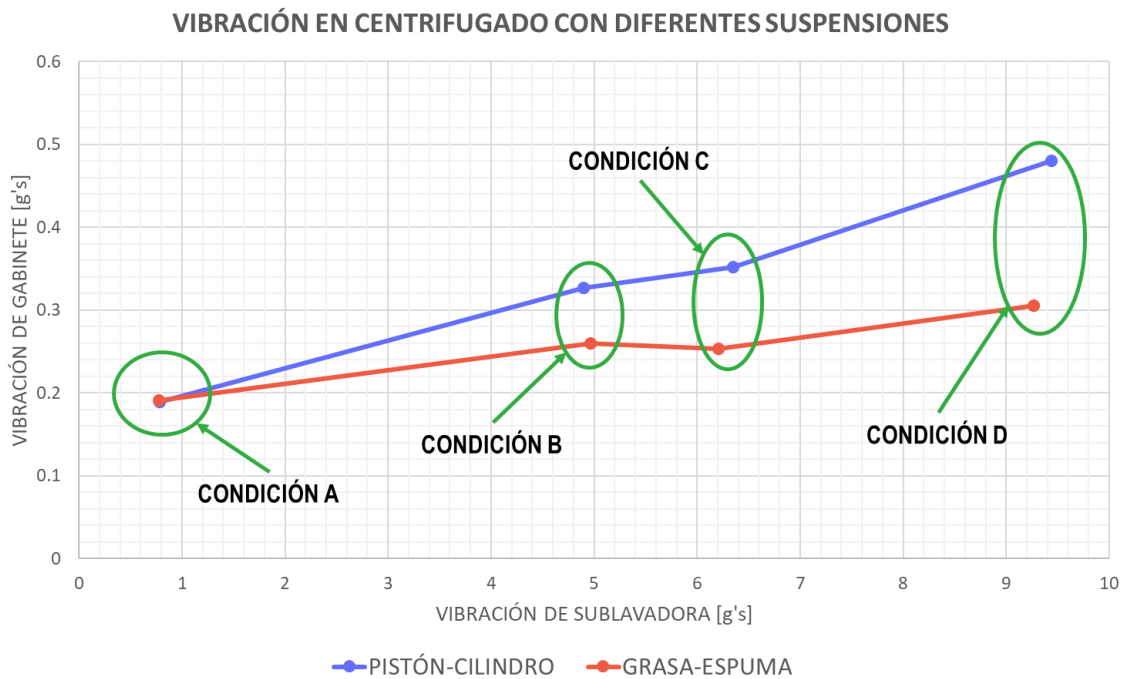
$n \rightarrow$  Número de valores registrados

Cabe resaltar que el sensor triaxial del sistema impulsor entrega un vector de aceleración tridimensional (X-Y-Z), por lo que para simplificar el análisis se obtiene una resultante de las 3 señales registradas antes de calcular el valor RMS de vibración.



*Figura 5.3 Señal de vibración uniaxial*

En la Figura 5.4 se muestran las gráficas de vibración RMS comparando la operación en centrifugado de una lavadora con capacidad volumétrica de 3.8[ft<sup>3</sup>]. En el eje horizontal se registra la vibración de la sublavadora, mientras que en el eje vertical se registra la vibración de gabinete, ambas medidas en unidades “g” de aceleración. La primera observación es que existe un aumento de vibración tanto en sublavadora como en gabinete debido a la carga desbalanceada con un comportamiento lineal; además, se observa que con canasta vacía la vibración registrada con ambos conceptos de suspensión es la misma, confirmando que en esta condición la suspensión no trabaja. Se puede apreciar también una mejora en la vibración del gabinete debida al cambio de suspensión, la cual se hace más evidente mientras más grande es el desbalance; en el caso más crítico de 3[lb] a 3[in] de altura la reducción de vibración en gabinete es del 37.5%. En otras palabras, la propuesta de suspensión grasa-espuma transmite menos energía a la salida del sistema que la suspensión pistón – cilindro de línea base. Finalmente, se puede notar que no existe un cambio en la vibración de la sublavadora debida al cambio de suspensión, al menos para esta plataforma.



*Figura 5.4 Prueba de vibración*

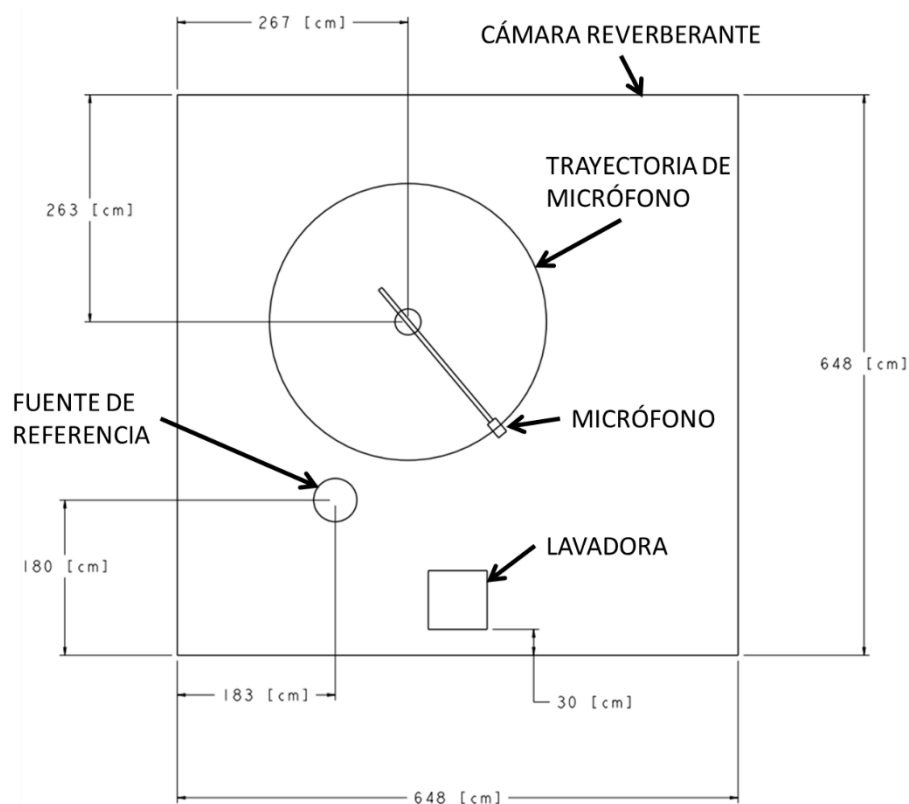
### 5.2.1.1 MEDICIONES DE RUIDO

Estas mediciones son realizadas por el laboratorio de acústica de la empresa bajo la norma ISO3741:2010 [35] que especifica como determinar niveles de potencia sonora en cámaras reverberantes por el método de comparación. La medición se realiza también bajo el procedimiento interno de la empresa para medir ruido en lavadoras.

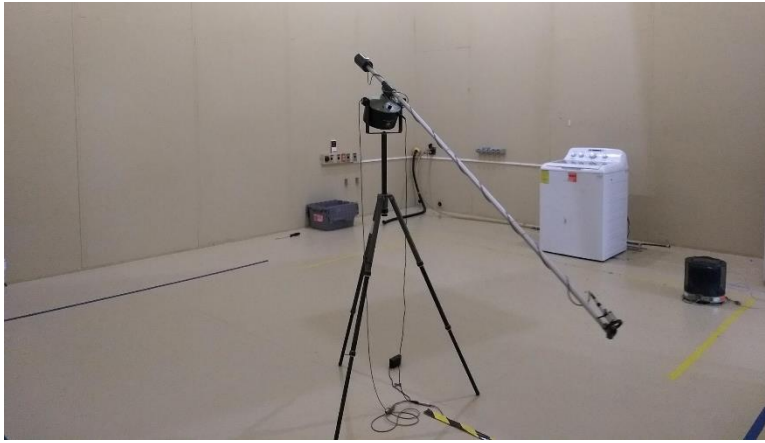
Describiendo la medición a grandes rasgos, se coloca el producto a medir dentro de la cámara reverberante en la posición indicada por la Figura 5.5 y como se observa en la Figura 5.6. Al igual que en las mediciones de vibración, la adquisición se realiza cuando la lavadora está centrifugando a su velocidad final de 800[rpm] y con las condiciones de desbalance de la Tabla 5.2. De acuerdo con la norma la adquisición es realizada mediante un micrófono que rota dentro de la cámara una vuelta cada 32s en una trayectoria redonda de 3.2[m] de diámetro:

1. El micrófono capta la presión de ruido generada por la lavadora cada tercia de octava en el espectro de 100[Hz] a 10,000[Hz]. La señal de presión sonora en Pascales [Pa] es transformada a decibeles [dB] por el software de adquisición usando como presión de referencia 20[μPa]. De la misma forma también se mide el ruido generado por una fuente de referencia y el ruido de fondo en la cámara reverberante, que deberá ser menor a 23[dB].

2. Con el resultado del ruido de fondo general se calcula un factor de corrección, el cual es restado al ruido de la lavadora y al ruido de la fuente de referencia para obtener niveles de presión sonora corregidos. Con estos valores corregidos, se calcula un nivel de potencia sonora mediante el método de comparación y con las ecuaciones especificadas en la norma ISO3741:2010 [35].
3. Con el nivel de potencia sonora obtenido se recalcula el nivel de presión sonora a 1[m] de distancia considerando que la lavadora es una fuente de ruido puntual, con potencia de sonido determinada y colocada en un campo libre.
4. Finalmente, a los datos se le aplica una FFT y se calcula un nivel de presión y potencia global en el espectro de 100[Hz] a 10,000[Hz].



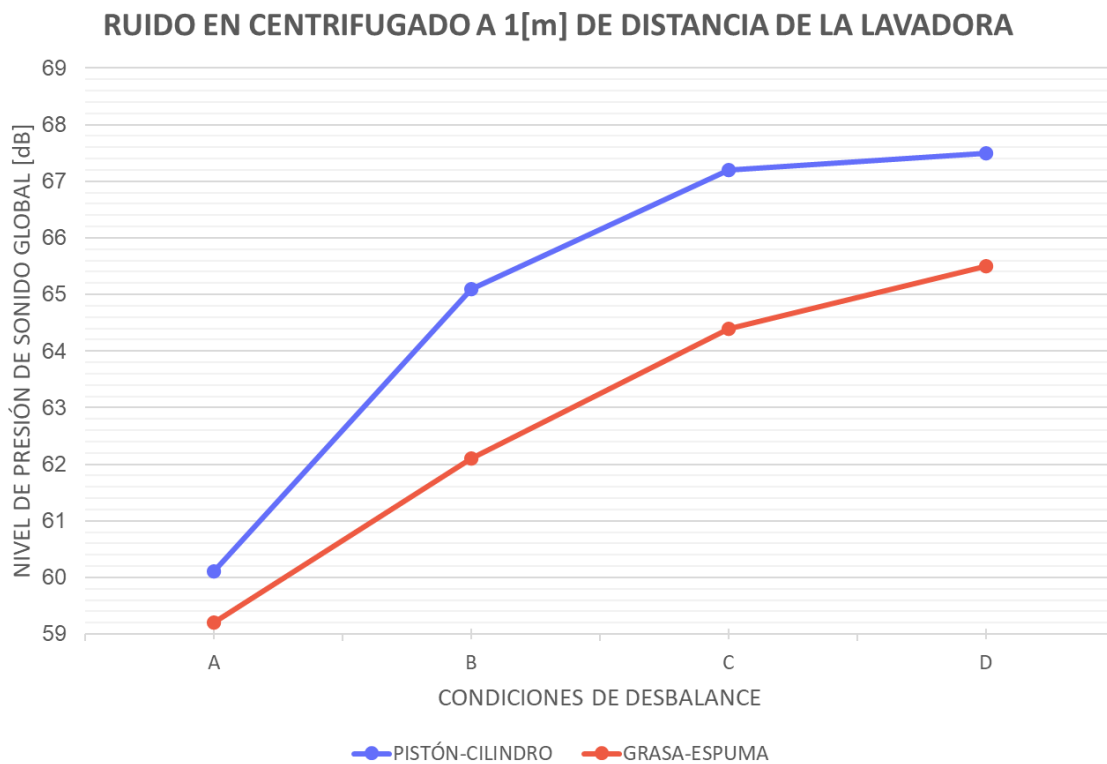
*Figura 5.5 Posición de micrófono y lavadora en cámara reverberante*



*Figura 5.6 Fotografía de medición en cámara reverberante*

En la Figura 5.7 se muestran las mediciones de la prueba de ruido en la misma lavadora de 3.8[ft<sup>3</sup>] que se usó para la medición de vibración. En las gráficas se observa que existe un ruido asociado al desbalance dentro de la lavadora, que va incrementando conforme la condición de desbalance se vuelve más crítica; claro que el desbalance en sí mismo no es la fuente del ruido, sino la vibración de los componentes de la sublavadora que cambia con las diferentes condiciones de desbalance. Además de ello, también se observa que sí existe una reducción en el ruido de la lavadora únicamente con el cambio de concepto en la suspensión. En los casos de 2[lb] a 3[in] de altura y 3[lb] a 3[in] de altura la reducción de ruido es de 3[dB], considerado lo mínimo para que una mejora en ruido sea significativa.





*Figura 5.7 Prueba de ruido*

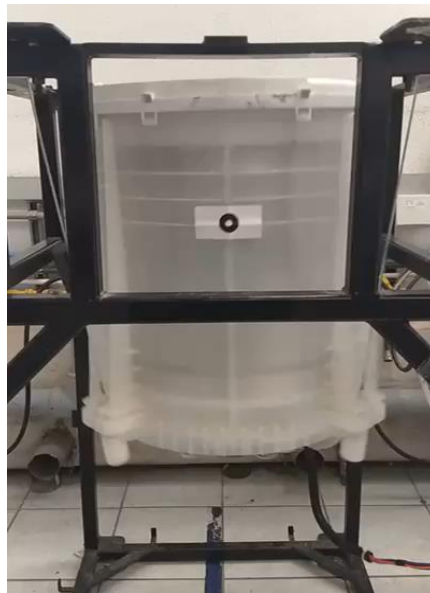
### 5.2.2 Pruebas de confiabilidad

Como parte de la factibilidad, se lograron realizar dos pruebas de vida para evaluar la durabilidad tanto de la suspensión pistón-cilindro como de la suspensión grasa - espuma. Ambas pruebas son procedimientos de prueba estándar dentro de la empresa. La primera es una prueba llamada HCC (Hot Continuous Cycle, por sus siglas en inglés), que como se explicó en la sección 4.3.3, consiste en correr ciclos completos de lavado, uno tras otro, usando agua caliente y 14[lb] de ropa seca como carga, simulando el uso de una lavadora durante 10 años. La segunda prueba es llamada HUS (High Unbalanced Spin, por sus siglas en inglés) en la que se realizan ciclos de centrifugado, uno tras otro con 2[lb], 3[lb] y 4[lb] de desbalance, simulando un uso “agresivo” del producto de 10 años. La intención de realizar estas pruebas de vida es estudiar si el componente nuevo cumple con el estándar de durabilidad de la lavadora. Estas pruebas son muy buenas para encontrar mecanismos de falla en el producto debidos a la degradación de los componentes. En ambas pruebas realizadas, el principal hallazgo fue la aparición de golpes verticales fuertes de la sublavadora contra la cubierta, ocasionando daños en las piezas que sufrieron los impactos.

Para reproducir la falla, se pesó en 22[lb] la carga de ropa mojada en las pruebas de HCC antes de iniciar el spin y se probó un desbalance exagerado de 4[lb] para hacer más notorios los efectos. Se comparó el

comportamiento de la suspensión pistón-cilindro contra la suspensión grasa-espuma en una sublavadora idéntica a la utilizada en HCC montada en un banco de pruebas, mostrado en la Figura 5.8, donde se observó lo siguiente:

- A velocidad de spin con la suspensión grasa-espuma se notan saltos verticales, los cuales no aparecen en la suspensión pistón-cilindro.
- En velocidades más bajas la suspensión grasa-espuma provoca saltos severos en la sublavadora antes de detenerse, lo cual podría indicar una posible resonancia en esas frecuencias.
- La suspensión pistón-cilindro logra detenerse suavemente, y se observa que el tiempo para detenerse es 30[s] mayor que en la suspensión grasa-espuma.



*Figura 5.8 Fotografía de sublavadora montada en banco de pruebas*

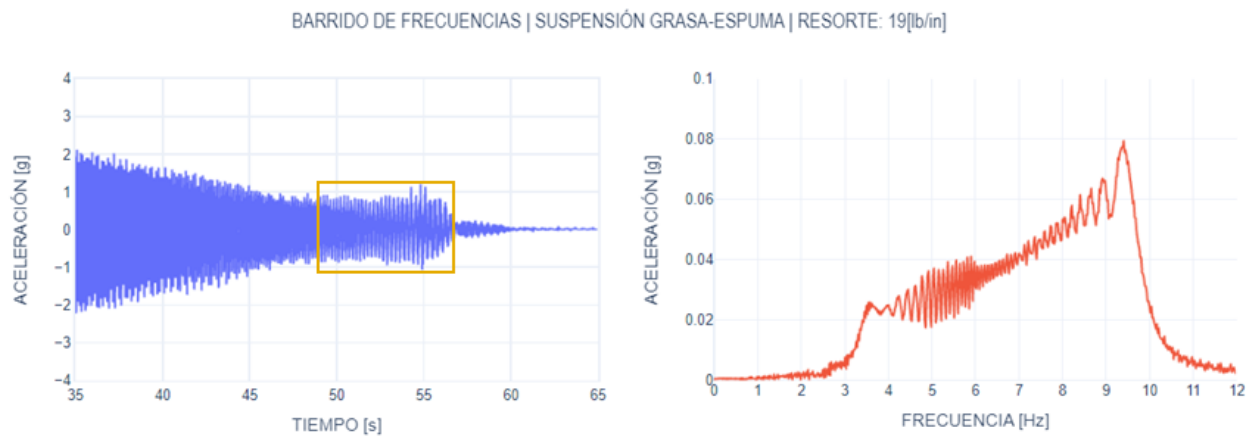
Con la diferencia visual identificada y la teoría de una posible resonancia, se realizó un análisis de vibración comparando la suspensión grasa-espuma original contra una con una rigidez de resorte menor que permita una mayor absorción de energía potencial y contra la línea base. La prueba consistió en medir la aceleración mientras la unidad se detiene completamente por sí sola con el motor apagado desde velocidad final de spin (625 [rpm]). Se requiere analizar específicamente el periodo en el que está frenando la sublavadora, porque al hacer el análisis de datos, se podrá ver el comportamiento de la unidad en el espectro de frecuencias que va de 0-625[rpm]. Para realizar estas mediciones únicamente se requiere del acelerómetro triaxial en el sistema impulsor (Figura 5.9), ya que el objetivo de la medición solamente es encontrar diferencias en el comportamiento de la sublavadora, y no en el gabinete.

El procesamiento de los datos es muy similar al descrito en la sección 5.2.1.1, se tomarán los datos adquiridos por los 3 ejes del acelerómetro y se obtendrá una resultante. Sin embargo, como esta vez se quiere analizar el espectro de frecuencias, a la señal resultante de aceleración se le resta su promedio; esto es para evitar ver un pico de frecuencia muy grande en 0 [Hz] debido a la distancia de la señal con respecto al eje X. Finalmente se calcula la FFT (Fast Fourier Transform, por sus siglas en inglés) de la señal con ayuda del software de adquisición y se grafican los resultados tanto en el dominio del tiempo, como de la frecuencia.

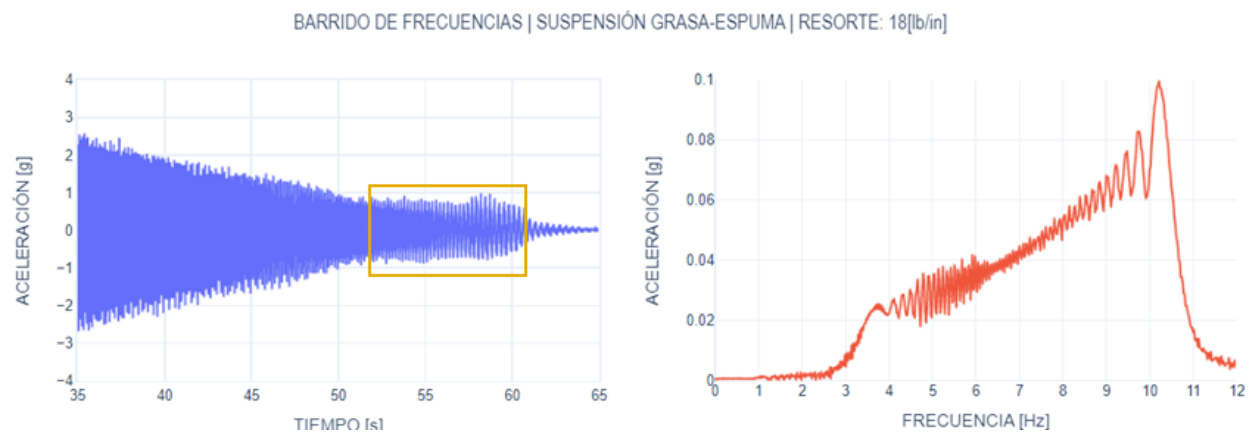


*Figura 5.9 Posición de sensor triaxial en sistema impulsor*

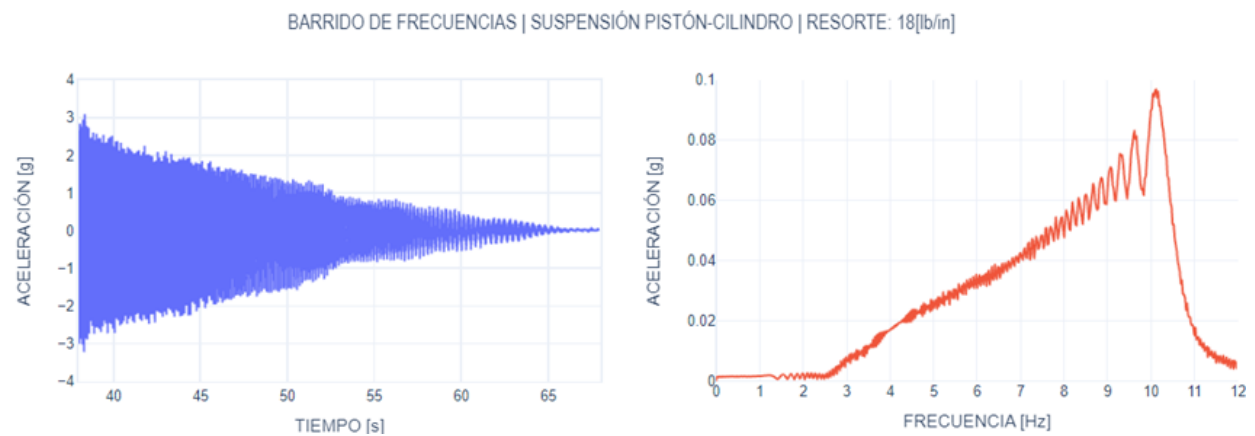
El análisis de vibración en el tiempo de la Figura 5.12 muestra que, al desacelerar el motor, se llega a una velocidad en la que la energía no es disipada. Este fenómeno sucede en menor intensidad con un resorte de menor rigidez (Figura 5.11), y no sucede en la suspensión pistón-cilindro (Figura 5.12). Este fenómeno se puede observar en el dominio de la frecuencia, como una perturbación alrededor de los 5[Hz] (Figura 5.12), la cual es atenuada con la rigidez de resorte menor pero no es eliminada (Figura 5.11), mientras que la suspensión pistón-cilindro no presenta dicha perturbación (Figura 5.12). Dicha perturbación en las gráficas del dominio de la frecuencia se puede interpretar como una resonancia cuando se sabe que la frecuencia natural de la sublavadora es de 5[Hz] [21].



*Figura 5.10 Barrido de frecuencias: Suspensión grasa-espuma, Resorte 19[lb/in]  
(20[lb] carga, 4[lb] desbalance)*



*Figura 5.11 Barrido de frecuencias: Suspensión grasa-espuma, Resorte 18[lb/in]  
(20[lb] carga, 4[lb] desbalance)*



*Figura 5.12 Barrido de frecuencias: Suspensión pistón-cilindro, Resorte 18[lb/in]  
(20[lb] carga, 4[lb] desbalance)*

Finalmente, se hace una comparación del comportamiento dinámico como componente para verificar las diferencias en los componentes que están causando un diferente comportamiento de sistema. Se mide la fuerza de amortiguamiento de cada concepto en un banco de pruebas específico para este propósito, tal como se describe en la sección 3.4.

La prueba consiste en hacer ciclar una probeta de suspensión bajo una frecuencia y desplazamiento controlados para medir la fuerza requerida para ejecutar ese movimiento y así caracterizar su desempeño. Se requiere preparar la probeta para que pueda ser montada en el banco de medición; esto se hace cortando la varilla de una suspensión para que tenga un largo entre 30cm y 40cm, y se ponchan las orillas de forma que la suspensión quede como la mostrada en Figura 5.13. En el banco de pruebas de la Figura 3.3 sólo se programa el ciclo con las frecuencias y desplazamientos de interés, y se calibran los sensores indicando cuál es la fuerza y compresión inicial del resorte antes de iniciar cada medición. Es indistinto si la posición y fuerza inicial en el resorte sean diferentes en las mediciones, basta con que sea registrado, ya que en el post-procesamiento estos datos son restados para obtener únicamente la fuerza aportada por el amortiguador. En [21] se puede encontrar un trabajo donde se ocupa el mismo banco de pruebas para caracterizar algunas suspensiones de línea base de la empresa y proponer un modelo matemático del comportamiento de estas.



*Figura 5.13 Probeta de suspensión para medición en banco de pruebas*

Como estándar, las frecuencias de análisis en la prueba serán 4[Hz] y 13[Hz], siendo éstas la frecuencia natural de la sublavadora y la velocidad final del centrifugado respectivamente; se fija un desplazamiento de la suspensión en la prueba es de 8[mm], dado que se han hecho mediciones de la distancia que recorre el pistón dentro del cilindro en cada revolución de la canasta, es decir, la distancia que se comprime y descomprime el resorte durante el centrifugado y se ha encontrado que la carrera de la suspensión con los resortes de 18[lb.in] es entre 5[mm] y 8[mm]. Al controlar la frecuencia y carrera de la suspensión en la prueba se logran obtener resultados comparables entre sí, ya que la fuerza de amortiguamiento en la suspensión depende tanto de la posición, como de la velocidad del pistón dentro del cilindro.

La Figura 5.14 muestra las gráficas fuerza – desplazamiento comparando el amortiguamiento de la suspensión pistón – cilindro contra la propuesta de suspensión grasa – espuma del proveedor “A” a 4[Hz] y 13[Hz]. El área dentro de la curva representa energía disipada, por lo que se puede observar que la propuesta de grasa – espuma tiene una menor capacidad de amortiguamiento. A 4[Hz] la fuerza de amortiguamiento promedio en la suspensión pistón-cilindro es de 27.91[N], mientras que la grasa-espuma es de 18.92[N].

Con esto se concluye que los saltos verticales que dañan las piezas de la sublavadora son causados por un amortiguamiento significativamente menor en la suspensión grasa-espuma cuando la canasta gira en a su frecuencia natural. Además de esto, de acuerdo con los proveedores la suspensión requiere un tiempo de enfriamiento entre ciclo y ciclo, debido a que la grasa con la que funciona el concepto se calienta durante el centrifugado, disminuyendo su viscosidad, lo que a su vez disminuye la fricción entre espuma y varilla disminuyendo aún más el amortiguamiento de la suspensión. Por lo que, al pasar por la frecuencia natural de la sublavadora (durante el frenado), no tiene la suficiente capacidad de disipar la energía y se genera una resonancia alrededor de los 5[Hz].

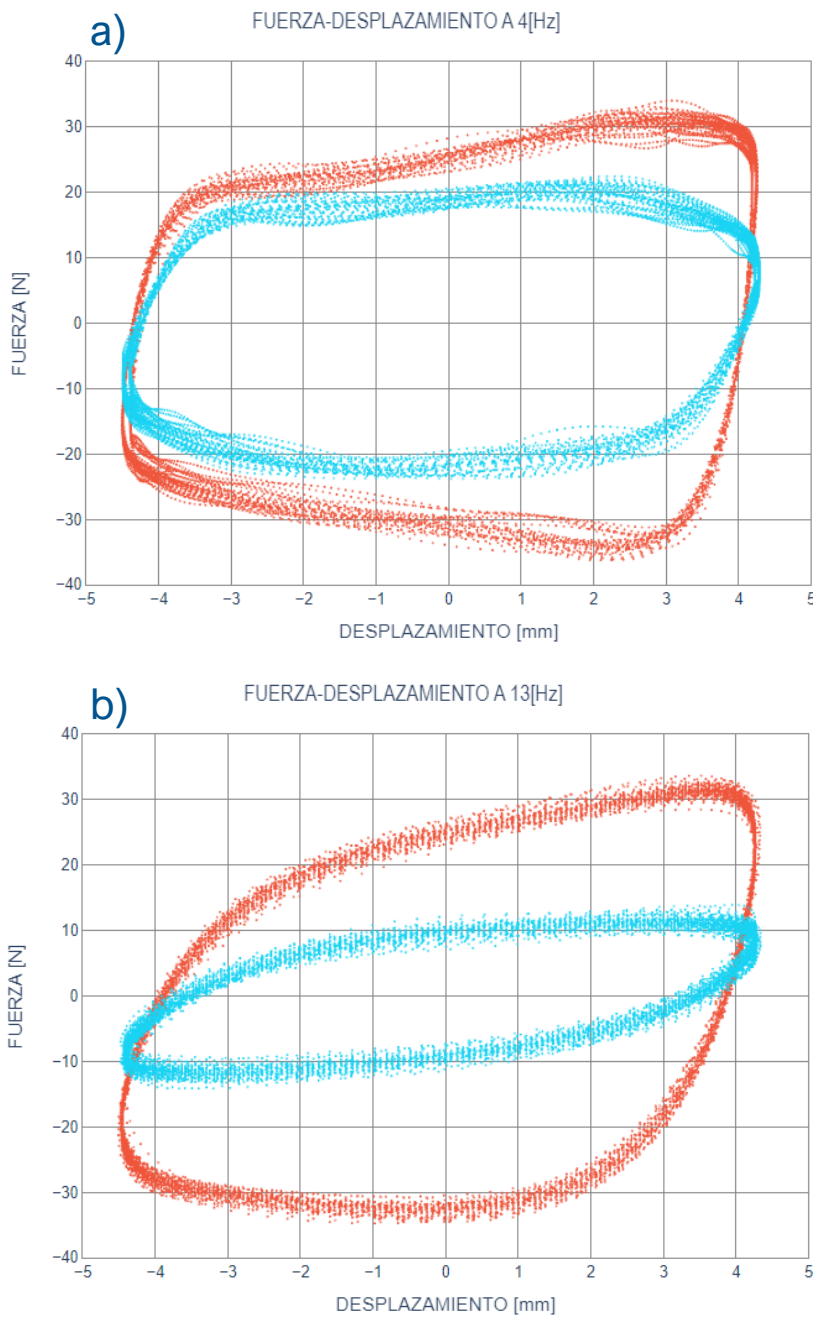


Figura 5.14 Amortiguamiento de suspensión grasa-espuma (azul) vs pistón-cilindro (rojo)  
 a) Frecuencia: 4[Hz]. b) Frecuencia: 13[Hz]

### 5.3 Propuestas alternativas

Posterior al análisis de la suspensión del proveedor “A” se consiguieron muestras de otros dos proveedores más. Por cuestiones de recursos, solamente se realizaron las caracterizaciones de componente en las suspensiones de los proveedores “B” y “C”, las cuáles se muestran comparativamente en la Figura 5.15; éstas se realizaron de la misma forma que las mostradas en la Figura 5.14. Además, para tener una comparación cuantitativa se puede calcular una fuerza de amortiguamiento promedio a una cierta frecuencia tomando en cuenta el valor absoluto de la fuerza adquirida; sólo se promedian los valores con desplazamientos entre -3[mm] y 3[mm] para promediar solamente la parte lineal de las gráficas y no tener un error al promediar los valores pequeños en las orillas izquierda y derecha. Los valores promediados son registrados en la Tabla 5.3:

	FUERZA PROMEDIO DE AMORTIGUAMIENTO CARRERA DE SUSPENSIÓN: 8 [mm]		REDUCCIÓN DE AMORTIGUAMIENTO DE 4[Hz] A 13[Hz]	DIFERENCIA DE FUERZA CONTRA LÍNEA BASE	
	A 4 [Hz]	A 13 [Hz]		A 4 [Hz]	A 13 [Hz]
LÍNEA BASE	27.91 [N]	25.60 [N]	8.3%		
PROVEEDOR A	18.92 [N]	8.17 [N]	56.8%	32.2%	68.1%
PROVEEDOR B	25.39 [N]	15.12 [N]	40.4%	9.0%	40.9%
PROVEEDOR C	14.66 [N]	10.87 [N]	25.9%	47.5%	57.5%

*Tabla 5.3 Fuerza promedio en las suspensiones medidas*



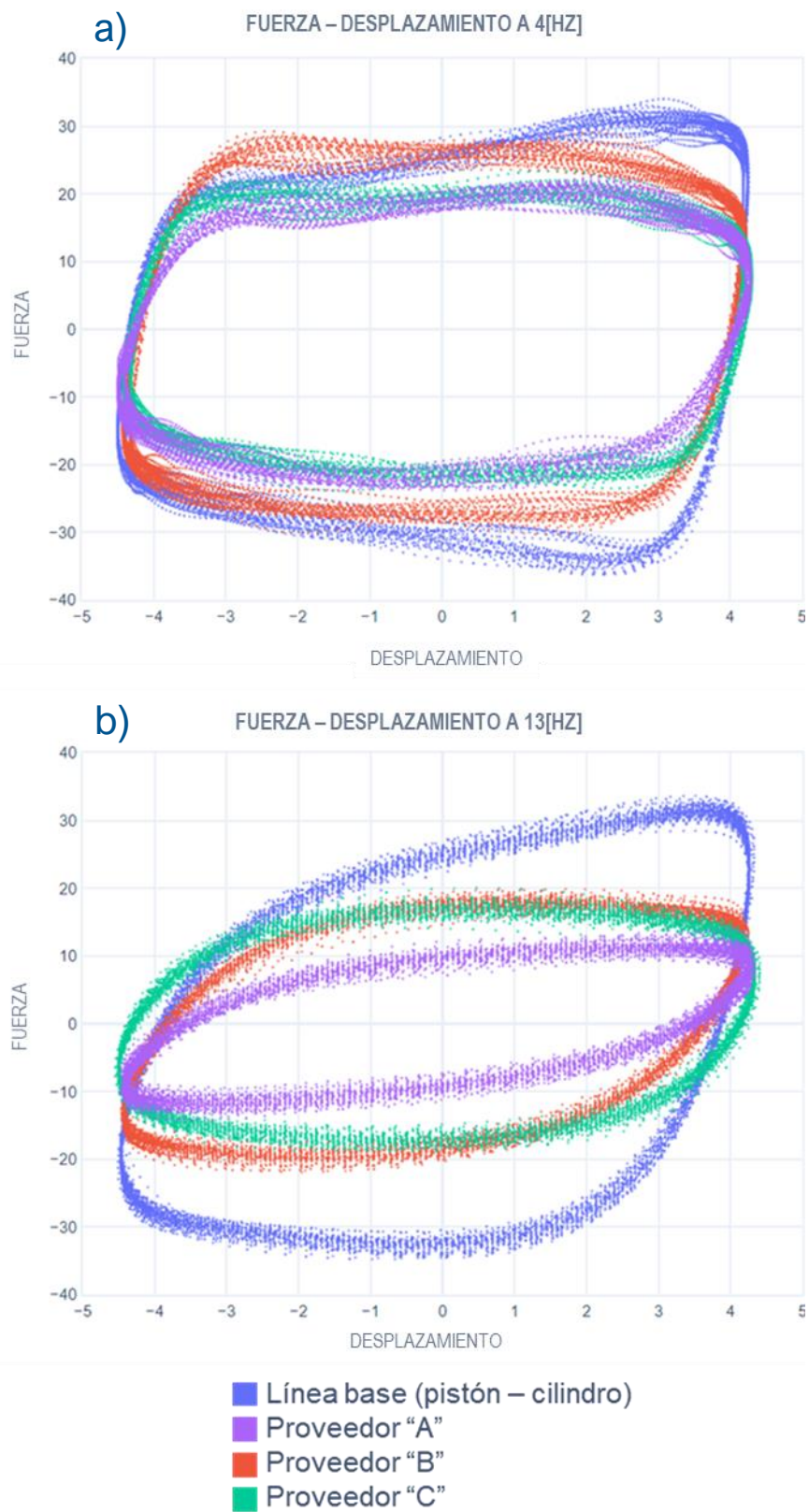


Figura 5.15 Comparación de resultados de la caracterización en las diferentes suspensiones grasa-espuma  
 Fuerza en [N] vs desplazamiento en [mm]. a) Frecuencia: 4[Hz]. b) Frecuencia: 13[Hz]

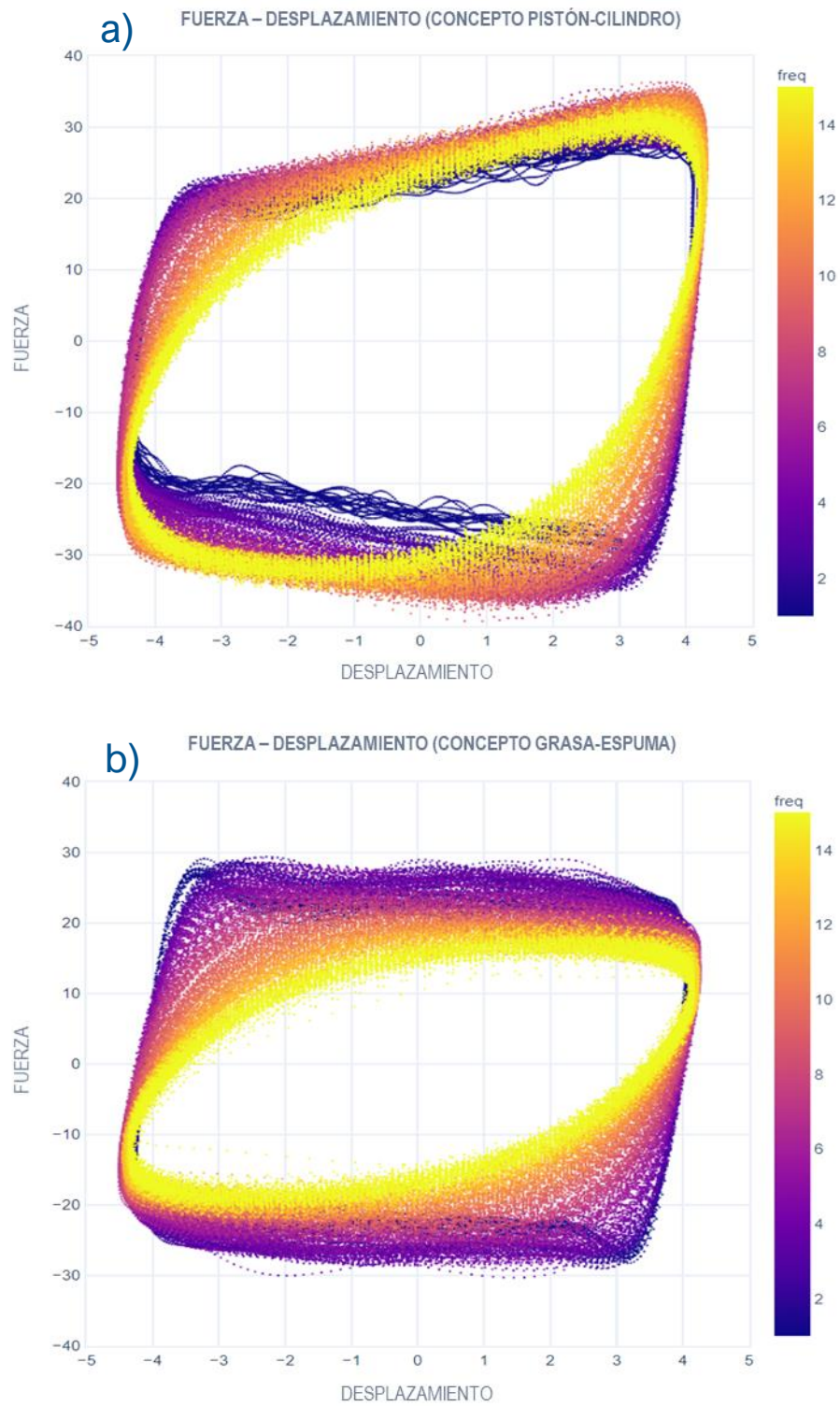


Figura 5.16 Comportamiento de los conceptos pistón-cilindro y grasa-espuma en el espectro de frecuencias  
 Fuerza en [N] vs desplazamiento en [mm]. a) Frecuencia: 4[Hz]. b) Frecuencia: 13[Hz]

Se puede observar que la suspensión grasa-espuma que tiene el comportamiento más parecido a la línea base es la del proveedor “B”, con una diferencia de 9% en 4[Hz]. Por otro lado, a la velocidad máxima de centrifugado 13[Hz], la fuerza de amortiguamiento en todas las suspensiones grasa-espuma es mucho menor que en la pistón-cilindro (entre 40%-70%).

De acuerdo al diagrama de transmisibilidad de la Figura 3.2 el factor de amortiguamiento en un sistema amortiguado tiene mayor relevancia en la energía transmitida cuando el sistema vibra cerca de su frecuencia natural, pero cuando el sistema funciona a frecuencias mayores y lejanas a la frecuencia natural, el amortiguamiento va perdiendo relevancia y la respuesta del sistema es mayormente dominada por su masa. Es por ello que en las suspensiones grasa-espuma no sea un factor negativo que la energía disipada a los 13[Hz] sea menor que la línea base; eso incluso es benéfico, puesto que el mismo diagrama de transmisibilidad muestra que un factor de amortiguamiento menor reduce la vibración transmitida en frecuencias altas, y los resultados en las pruebas de vibración presentados respaldan esta afirmación.

Cabe destacar que todas las suspensiones redujeron su fuerza de amortiguamiento con el incremento en la frecuencia de ciclo, pero cuando se comparan con detenimiento ambas gráficas de la Figura 5.15 y los resultados de la Tabla 5.3 se puede notar que las suspensiones grasa-espuma redujeron su fuerza de amortiguamiento entre 25.9% - 56.8% que contrasta con el 8.3% de reducción en el concepto pistón-cilindro. Este comportamiento se puede apreciar con más detalle en las gráficas de la Figura 5.16 donde se muestra el comportamiento dinámico de los dos conceptos de suspensión a lo largo de las frecuencias de operación.

En la primera gráfica de la Figura 5.16 se observa que cuando aumenta la frecuencia de funcionamiento en la suspensión pistón-cilindro, existe un cambio en la geometría de la curva fuerza-desplazamiento debido a que las propiedades visco-elásticas del aire toman mayor relevancia cuando mayor es la velocidad a la que se comprime dicho aire, es decir, conforme aumenta la velocidad de centrifugado en la lavadora, el aire comprimido actuará tanto como resorte como amortiguador. La parte elástica se nota como una reducción de área a los costados de la gráfica que es compensada por la parte viscosa, que provoca un aumento de área en la zona inferior izquierda, lo cual se traduce como un aumento en la energía disipada. En cambio, al observar la segunda gráfica de la Figura 5.16, correspondiente al comportamiento de la suspensión grasa-espuma, se puede ver una reducción del área encerrada por la curva ocasionada por una menor fricción en esta suspensión al aumentar la temperatura de su grasa.

## 5.4 Discusión de resultados

Al principio de este capítulo se propuso como objetivo analizar y cuantificar los beneficios de una suspensión grasa-espuma contra el concepto pistón-cilindro, así como las implicaciones de diseño que este cambio conlleva.

De acuerdo con los resultados de las pruebas, la suspensión grasa-espuma sí reduce tanto el ruido global como la vibración del gabinete de la lavadora durante el centrifugado. Sin embargo, existe una restricción para ello; la reducción de ruido global y vibración sólo es efectiva cuando hay un desbalance de carga en la canasta de la lavadora, ya que se mostró que la suspensión prácticamente no trabaja si la carga está balanceada. De hecho, uno de los hallazgos más relevantes es que existe un ruido durante el centrifugado que está asociado a la carga desbalanceada, este ruido es independiente del ruido normal producido por otros componentes como el motor, y es justamente el ruido que pudiera lograr reducirse con la suspensión.

El beneficio en vibración de gabinete fue de hasta 37.5% con un desbalance de 3[lb]. La vibración de la sublavadora no fue impactada con el cambio de suspensión, al menos a la velocidad de 800[rpm], puesto que, de acuerdo con el diagrama de transmisibilidad de la Figura 3.2, a frecuencias de trabajo superiores a la frecuencia natural, la vibración de un sistema colgante es dominada principalmente por la masa del sistema, y no tanto por el amortiguamiento o su rigidez.

Considerando lo anterior, el ruido asociado a la carga desbalanceada debe ser producido por los componentes de la lavadora que aumentan sus movimientos conforme aumenta la velocidad de giro, y estos son:

- Vibración de componentes en la sublavadora (tina, canasta, agitador, etc.)
- La suspensión como concepto pistón-cilindro.
- Vibración de la estructura de la lavadora (gabinete, copete y tapa).

Y dado que el cambio de suspensión no redujo la vibración de la sublavadora, es posible decir que el ruido que se redujo fue aquel causado por la misma suspensión o por la estructura de la lavadora.

En cuanto a las implicaciones de diseño, se encontró que las suspensiones grasa-espuma suelen tener una menor fuerza de amortiguamiento menor que pudiera ser benéfica a velocidad final, y al mismo tiempo perjudicial cuando la velocidad de giro pase por la frecuencia natural del sistema. El riesgo de una resonancia es mayor cuando los ciclos de centrifugado son largos, debido al modo de falla en el

calentamiento de la grasa y que, al detenerse la canasta, el producto pasa más lento por su frecuencia natural. De estos resultados se obtiene un nuevo parámetro de especificación para la suspensión, y es que la fuerza de amortiguamiento deberá estar entre 25[Hz] y 30[Hz] alrededor de los 4[Hz] de operación para un funcionamiento adecuado del producto.

Finalmente, algo que no ha sido mencionado es que el concepto grasa-espuma es un concepto más caro que el pistón-cilindro, por lo que los beneficios que ofrece conllevan un incremento en el costo de componente, que ronda entre el 70% y 80%, lo cual obviamente es un impacto significativo. La decisión de si los beneficios justifican el costo dependerán de otros factores como el costo por las llamadas de servicio actuales o el segmento de mercado al que va dirigido el producto.

## CAPÍTULO 6

# PROPUESTA DE MEJORA EN EL DISEÑO

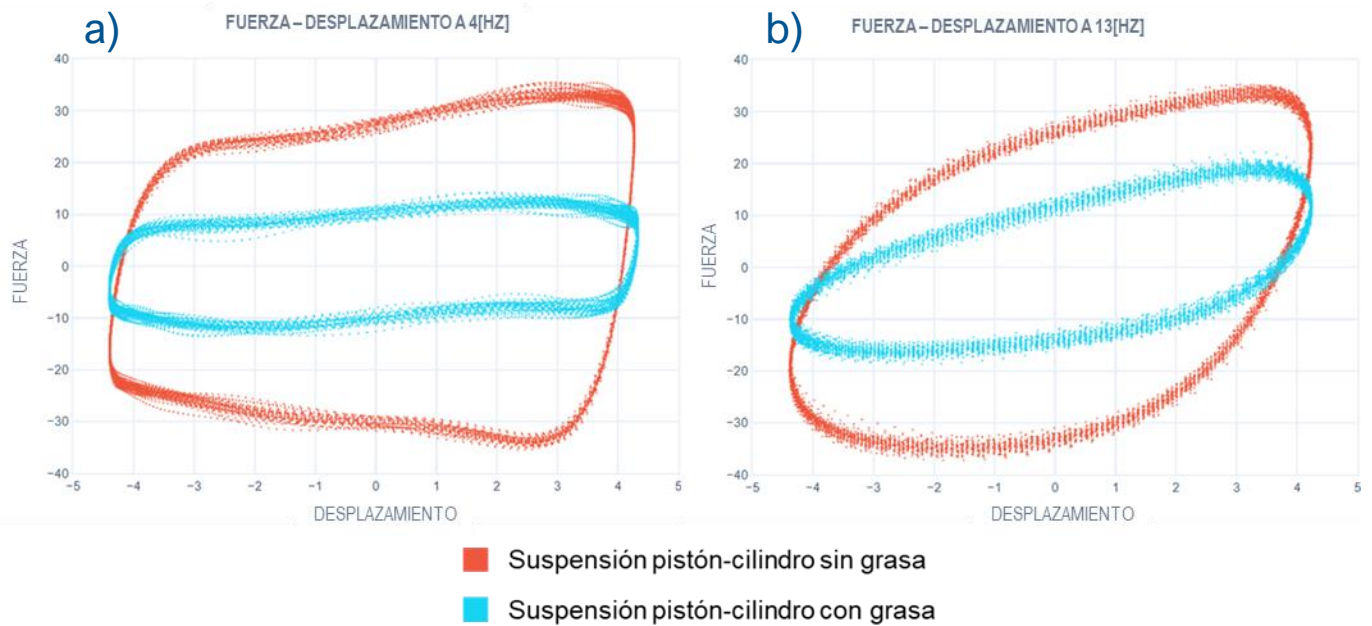
En el capítulo anterior se demostró que sí es posible mejorar el ruido y/o vibración de la lavadora mejorando únicamente el componente suspensión y esto se logró al utilizar una suspensión diseñada por un proveedor externo. En este capítulo se proponen y analizan dos ideas de cómo se podría mejorar el diseño actual conservando el concepto pistón-cilindro. La primera de ellas tiene que ver con tener o no alguna grasa que modifique el comportamiento del deslizamiento entre pistón y cilindro; la segunda idea trata de usar algún material flexible, como una goma o elastómero, en el ensamble de la suspensión que ayude en el amortiguamiento de vibraciones.

### 6.1 Grasa entre Pistón y Cilindro

En el inicio del problema debido a la suspensión soldada descrito en el Capítulo 4, una de las acciones de contención implementadas por la planta fue incluir una grasa dentro del cilindro, pues se pensó que esto evitaría el incremento de temperatura en los componentes por fricción y se reducirían las fallas. Sin embargo, no se analizó en su momento que efecto tendría esto en las propiedades dinámicas de la suspensión, y por tanto en el desempeño del producto. En esta sección se analiza esto para determinar si la adición de la grasa logra un efecto positivo o negativo.

Nuevamente, las pruebas de vibración y caracterización de componente descritas en el Capítulo 5 son las herramientas que brindan toda la información necesaria respecto a cualquier cambio en el funcionamiento de la suspensión. Para ello, se consiguen muestras de suspensiones nuevas y sin grasa, se realizan las evaluaciones ya mencionadas y a esos mismos componentes se les agrega la grasa para repetir las pruebas. La idea es evaluar ambas condiciones (con grasa y sin grasa) en un mismo componente, para evitar cualquier efecto debido a alguna variación dimensional o al desgaste por uso. A continuación, se muestran los resultados comparativos observados.

En la Figura 6.1 se presentan las gráficas fuerza-desplazamiento de una suspensión con y sin grasa ciclando a 4[Hz] y 13[Hz] (las frecuencias de mayor interés). La diferencia es bastante notoria, la fuerza de amortiguamiento tiene una reducción importante; pasando de un ciclo con una fuerza promedio de  $\pm 30$ [N] en el ensamble sin grasa a una fuerza de  $\pm 10$ [N] cuando la grasa es incluida, dando una reducción en la energía disipada del 66%. Dado estos resultados, se concluye que la grasa utilizada reduce la fricción del deslizamiento entre pistón y cilindro, lo cual directamente reduce la energía que la suspensión es capaz de disipar. El efecto se mantiene constante durante todo el rango de frecuencias en que la suspensión trabaja, es decir, que aún y cuando aumenta la velocidad, la diferencia entre la suspensión con grasa y sin grasa es muy similar, ya que los efectos del amortiguamiento por aire no se ven afectados.



*Figura 6.1 Resultados comparativos de la caracterización de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa  
Fuerza en [N] vs desplazamiento en [mm]. a) Frecuencia: 4[Hz]. b) Frecuencia: 13[Hz]*

Siguiendo con la prueba de sistema, la Figura 6.2 presenta dos gráficas de dispersión donde se muestran la vibración de sublavadora vs la vibración de gabinete comparando el uso de la grasa en la suspensión a la velocidad de 800[rpm] y 240[rpm]. En este caso se presentan dos velocidades de trabajo debido a que la fuerza de amortiguamiento se mantiene baja durante todo el ciclo de centrifugado, y como se ha mencionado en repetidas ocasiones, en frecuencias altas (800[rpm] = 13[Hz]) un amortiguamiento más bajo es benéfico, dado que el sistema transmite menos energía al gabinete, mientras que en frecuencias

bajas y cercanas a la frecuencia natural del sistema un amortiguamiento bajo es perjudicial, puesto que el sistema no se tiene la capacidad necesaria para atenuar resonancias; en la segunda gráfica de la Figura 6.2 se muestra que a 240[rpm] (4[Hz]) la suspensión con grasa es ahora la que transmite más energía al gabinete, y en esta frecuencia el amortiguamiento sí contribuye a modificar la vibración de la sublavadora, siendo esta menor cuando la suspensión no tiene grasa.

En términos cuantitativos, la suspensión con grasa reduce la vibración de gabinete a 800[rpm] entre un 50% y 60%, dependiendo la carga de desbalance presente en la canasta. A las 240[rpm] la vibración de gabinete se vio aumentada por la suspensión con grasa entre 20% y 30%. Sin embargo, la vibración de gabinete a esta velocidad es muy baja como para considerarlo un efecto negativo significativo; no obstante, el utilizar la grasa sí tuvo un impacto negativo importante en la vibración de sublavadora, donde ésta aumentó en algunas condiciones más del 100%. Como comentario final de esta idea, estos resultados se obtuvieron en una condición de 0[lb] de carga distribuida en la canasta y se espera que sean incluso más notorios conforme la carga de ropa mojada aumenta, puesto que el aumento de inercia hace que los movimientos de la tina tengan más energía y, por lo tanto, sean más severos, así como difíciles de amortiguar.

Como se describió en el capítulo 5, una reducción en el amortiguamiento puede tener repercusiones negativas cuando la carga de ropa es grande y se pasa lentamente por las frecuencias naturales del sistema, pues esta condición propicia resonancias que ocasionan movimientos violentos en la tina que pudieran ser de riesgo para la integridad del producto. Y una forma que se propone para cuantificar y comparar este fenómeno es medir el tiempo que tarda el sistema en detenerse desde que se apaga el motor al terminar el centrifugado; dicho de otra forma, se mide el tiempo que tarda la suspensión en disipar toda la energía de vibración en la sublavadora hasta que ésta llega a un estado estable donde el giro del motor ya no produce movimientos en ella.



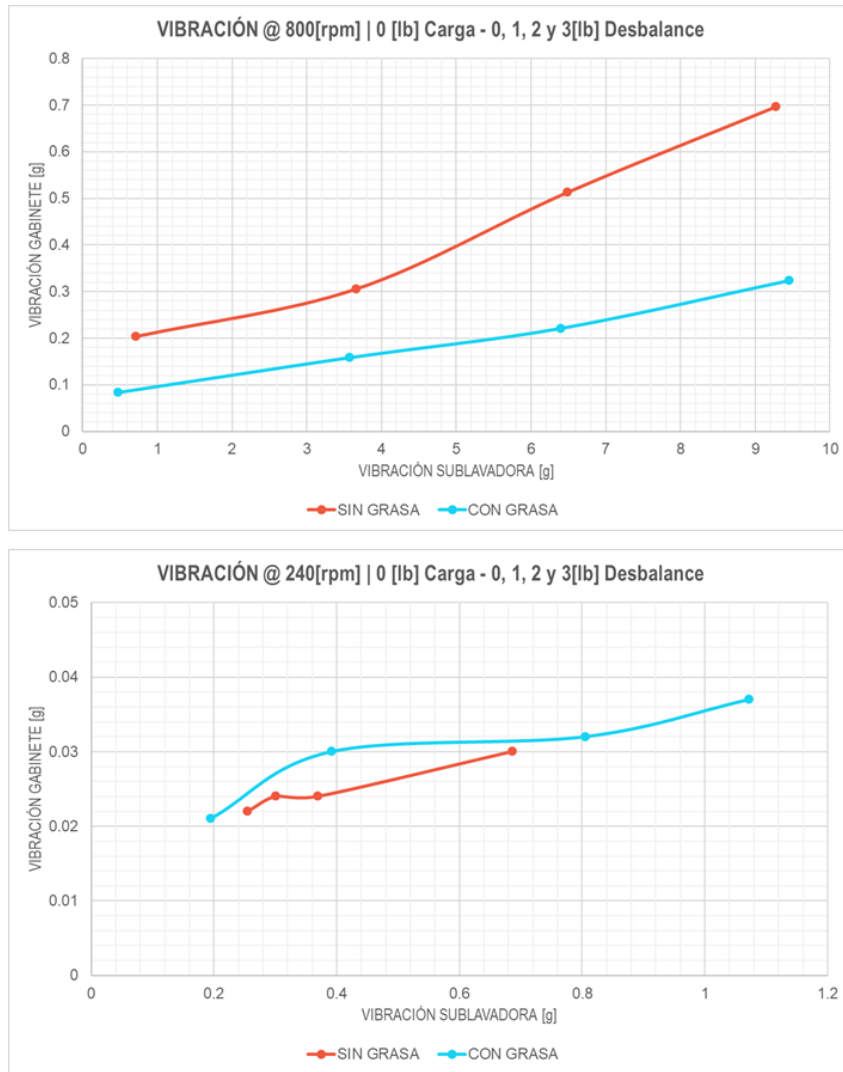
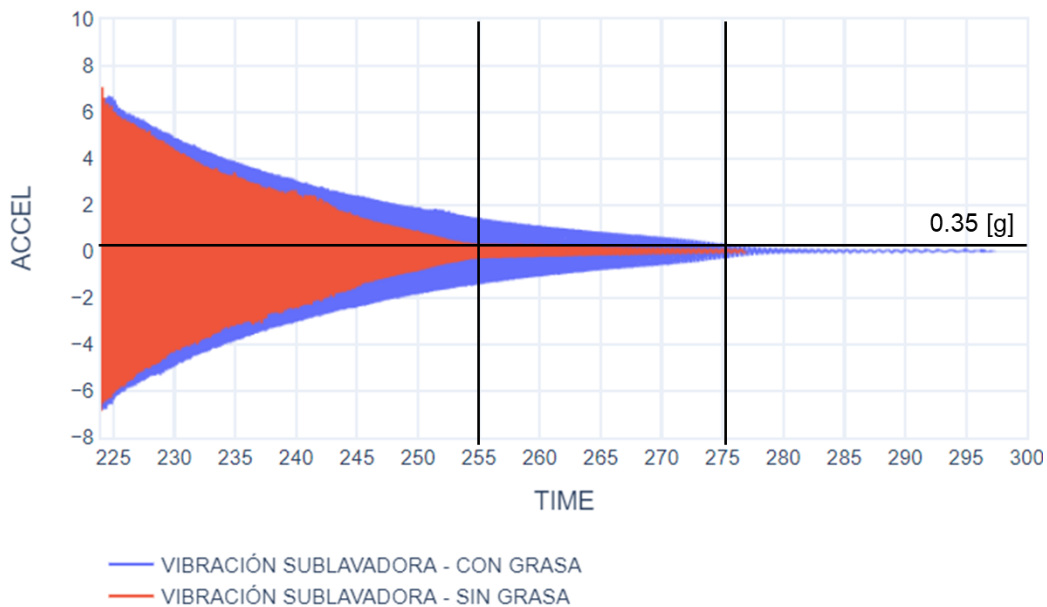


Figura 6.2 Resultados comparativos en vibración de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa

Para este caso se propuso una vibración horizontal del 0.35[g] como el límite para contar el tiempo desde que el motor se detiene, pues se notó que después de este punto la canasta de la lavadora continúa girando de manera estable y la suspensión ya no tiene influencia en que se detenga. La Figura 6.3 muestra la gráfica de desaceleración donde se compara el tiempo de frenado de la canasta cuando se agrega la grasa al ensamble suspensión, las condiciones de desbalance fueron 0[lb] de carga distribuida y 3[lb] de desbalance. El resultado muestra que la reducción de amortiguamiento en el sistema aumenta el tiempo de frenado en 20[s].

### TIEMPO DE FRENADO DE CANASTA | 3[lb] OOB



*Figura 6.3 Tiempo de frenado comparando el uso de suspensión pistón-cilindro con y sin grasa  
Aceleración en [g] vs tiempo en [s]*

Concluyendo, en esta sección se estudiaron los efectos que tiene el uso de la grasa en el concepto pistón-cilindro de una suspensión de lavadora y se obtuvieron tres principales resultados:

- Como componente, la grasa utilizada actualmente disminuye la fricción del deslizamiento entre pistón y cilindro, reduciendo a su vez la energía disipada por este medio (el amortiguamiento de la misma). Además, este efecto se mantiene en todo el rango de las frecuencias de trabajo.
- Como sistema, la reducción de amortiguamiento tiene un efecto benéfico a la velocidad final de centrifugado (800[rpm]) al reducir la vibración del gabinete hasta en un 60%.
- Como sistema, la misma pérdida de amortiguamiento genera un efecto negativo: la energía no es disipada a la misma tasa que cuando no se usa grasa, lo cual provoca un frenado más lento al acabar el ciclo, lo cual puede producir movimientos de resonancia al pasar más lento por la frecuencia natural de la sublavadora.

## 6.2 Uso de Materiales Visco-Elasticos (VEM)

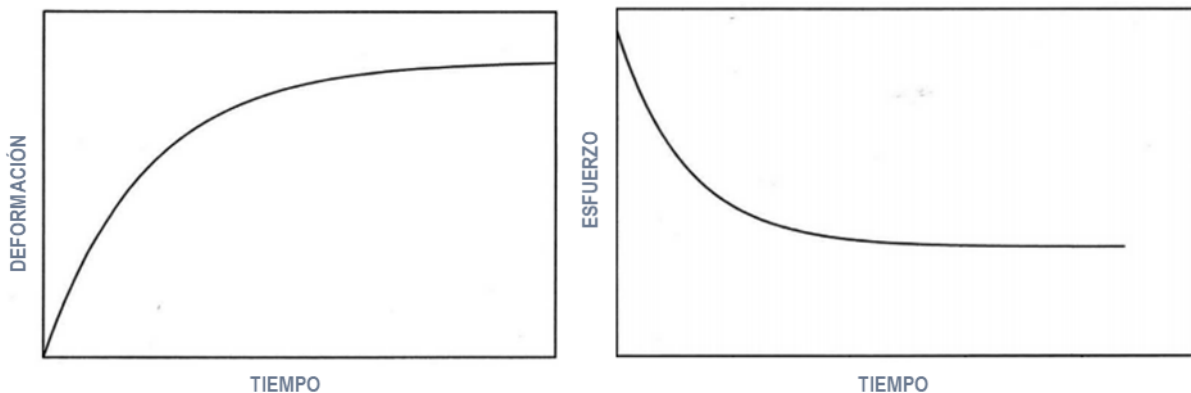
En el Capítulo 2, durante la revisión del estado del arte, se encontró que algunas de las innovaciones en suspensiones de lavadora es utilizar algún componente hecho de algún material flexible, como algún

elastómero) que ayude en el amortiguamiento de vibraciones. Sin embargo, en ninguna se menciona qué materiales específicos se utilizan o cómo es que estos materiales ayudan en el desempeño de la suspensión. Por lo que el desarrollo descrito en esta sección consiste principalmente en investigar cuáles serían los efectos que un material de este tipo tendría en la suspensión pistón-cilindro, así como investigar qué parámetros se deben tener en cuenta en la selección del material.

### 6.2.1 Visco-elasticidad

La visco-elasticidad, como su nombre lo dice, es la característica de algunos materiales de tener tanto propiedades viscosas, donde la deformación del material bajo una fuerza es dependiente del tiempo, como propiedades elásticas, que les permitan restituirse una vez que estas fuerzas desaparecen. Las propiedades particulares de cada material dependen de la temperatura a la que se encuentran, así como de la frecuencia en las fuerzas a las que el material es sometido. Dos de estas propiedades son:

- CREEP: Propiedad del material que le permite tener una deformación lenta y continua, cuando este se encuentra sometido a una fuerza invariante en el tiempo.
- RELAJACIÓN DE ESFUERZOS: Cuando el material es sometido a una deformación constante, que produce un esfuerzo inicial, dicho esfuerzo será reducido después de un periodo de tiempo.



*Figura 6.4 Comportamiento de Creep y Relajación de Esfuerzos en los materiales viscoelásticos [36]*

Estas propiedades pueden denominarse como "propiedades en el dominio del tiempo", ya que toman principal relevancia cuando el material es sometido a cargas estáticas o que varían muy poco y el objetivo importante es estudiar cómo cambia el material a través del tiempo. Sin embargo, existen otras propiedades que pudieran denominarse "propiedades en el dominio de la frecuencia" y que toman gran

importancia cuando las fuerzas a las que se somete el material ciclan con cierta amplitud y frecuencia [36].

En un cuerpo visco-elástico sometido a un esfuerzo, una parte de la deformación generada es elástica, por lo que responde linealmente con la amplitud de la fuerza, y otra parte es viscosa, por lo que tendrá un retraso en el tiempo mientras dicha deformación se desarrolla; es por ello que bajo una carga cíclica el material tendrá un comportamiento como el mostrado en la Figura 6.5.

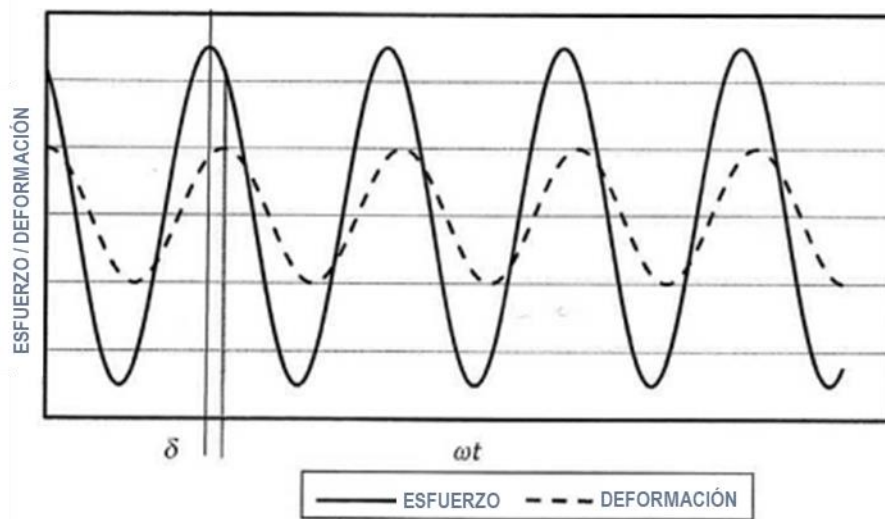


Figura 6.5 Respuesta de vibración en un material viscoelástico [36]

Al obtener un módulo elástico dividiendo el esfuerzo entre la deformación, se puede deducir que para un material viscoelástico esta cantidad es un número complejo de la siguiente forma:

$$E^* = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon(t)} = \frac{\sigma_0 e^{i\omega t}}{\varepsilon_0 e^{i(\omega t - \delta)}} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} e^{i\delta} = E^* \cos \delta + iE^* \sin \delta$$

$$E^* = E' + iE''$$

Donde:

$\sigma(t) = \sigma_0 e^{i\omega t} \rightarrow$  Esfuerzo cíclico al que está sometido el material

$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t} \rightarrow$  Deformación cíclica generada por el esfuerzo

$E^* \rightarrow$  Módulo complejo

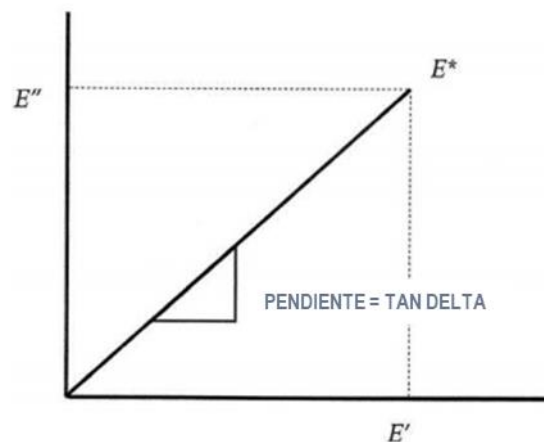
$E' = E^* \cos \delta \rightarrow$  Módulo de almacenamiento (Storage Modulus)

$E'' = E^* \sin \delta \rightarrow$  Módulo de pérdida (Loss Modulus)

$\delta \rightarrow$  Ángulo de fase entre el esfuerzo y la deformación

El módulo de almacenamiento  $E'$  representa la parte elástica del material, es decir, su capacidad de absorber y almacenar energía; mientras que  $E''$  representa la parte viscosa que sería la capacidad del material para disipar la energía que ha almacenado. La razón de  $E''$  a  $E'$  es una cantidad denominada factor de pérdida, mejor conocida de forma coloquial como tan-delta y representa directamente qué tan bueno es el material para amortiguar vibraciones [36].

$$\eta = \frac{E''}{E'} = \frac{E^* \sin \delta}{E^* \cos \delta} = \tan \delta$$



*Figura 6.6 Representación geométrica del módulo complejo en un VEM*

Existen algunos modelos que intentan representar de forma matemática y sencilla estas características al combinar los efectos de un resorte (parte elástica) y amortiguador (parte viscosa), siendo el modelo de Poynting-Thompson el que mejor representa el comportamiento de estos materiales. Estos modelos son útiles para estudiar el comportamiento de las propiedades estáticas en los VEM y, sin embargo, se quedan cortos para representar correctamente las propiedades dinámicas [32]. Es por ello que se han desarrollado modelos más complejos tanto experimentales como teóricos que simulen mejor sus características. Entre los mejores modelos teóricos están los modelos por derivadas fraccionales, donde se sustituye cada resorte y cada amortiguador por una combinación de ellos, algo así como un “resortiguador” con la siguiente forma matemática:

$$\sigma(t) = E\tau^\alpha \frac{d^\alpha \varepsilon(t)}{dt^\alpha}$$

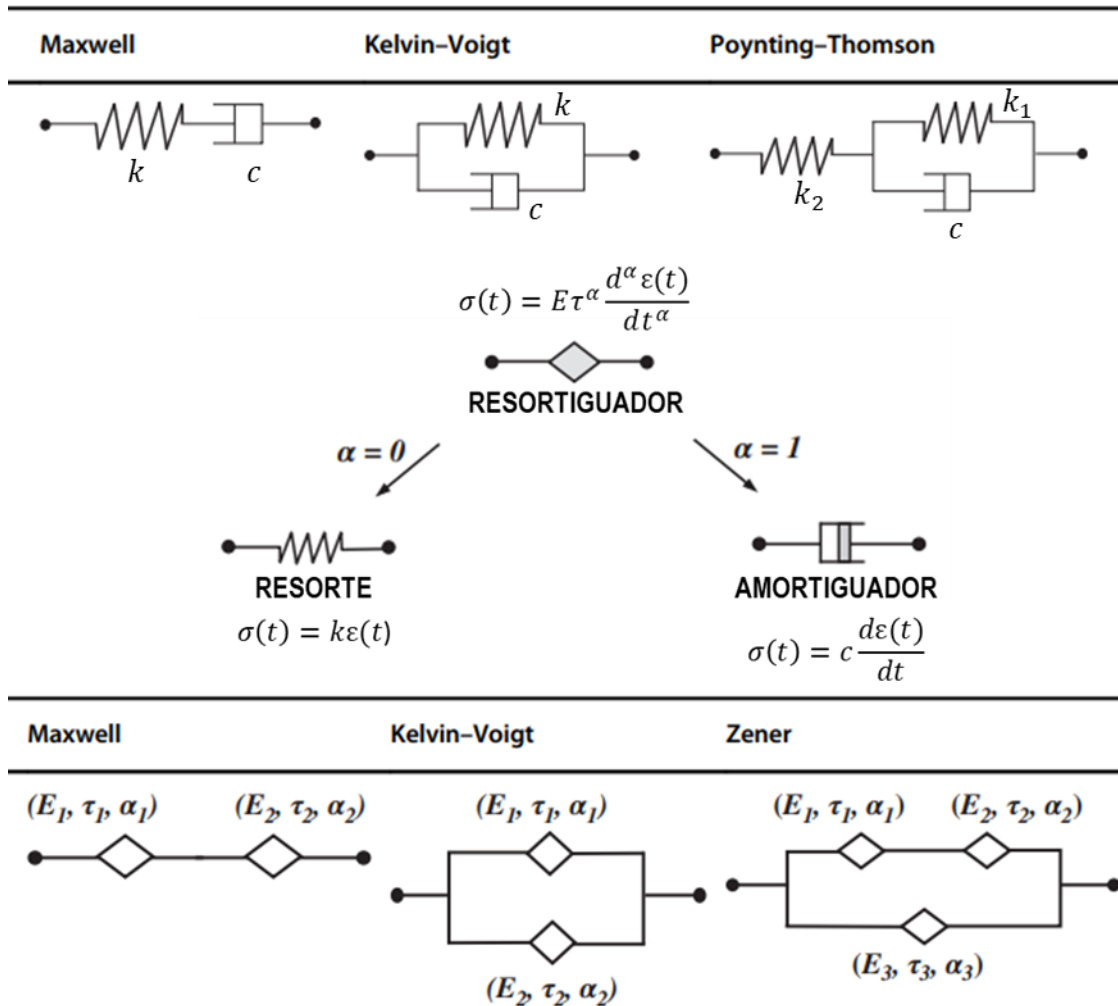


Figura 6.7 Modelos teóricos del comportamiento dinámico de los VEM [32]

En este trabajo el desarrollo de algún modelo se plantea únicamente como trabajo a futuro, dado que para tener una correlación se requieren los datos experimentales de una caracterización del material. Esta caracterización se realiza mediante una prueba muy particular llamada DMA (Dynamic Mechanical Analysis) que consiste en hacer vibrar el material en tensión, compresión, flexión o cortante (dependiendo la aplicación) a diferentes frecuencias y manteniendo la temperatura constante, o haciendo un barrido de temperaturas y manteniendo la frecuencia de excitación constante. Los resultados de esta prueba arrojan información acerca de cómo cambian tanto el módulo de almacenamiento, módulo de pérdida y factor de pérdida a través de un espectro de temperaturas y frecuencias [37]. La Figura 6.8 muestra un ejemplo de los resultados típicos en un DMA; el dato más importante a notar es que para obtener un desempeño óptimo en términos de amortiguamiento, el material se debe encontrar cerca de su temperatura de transición vítrea.

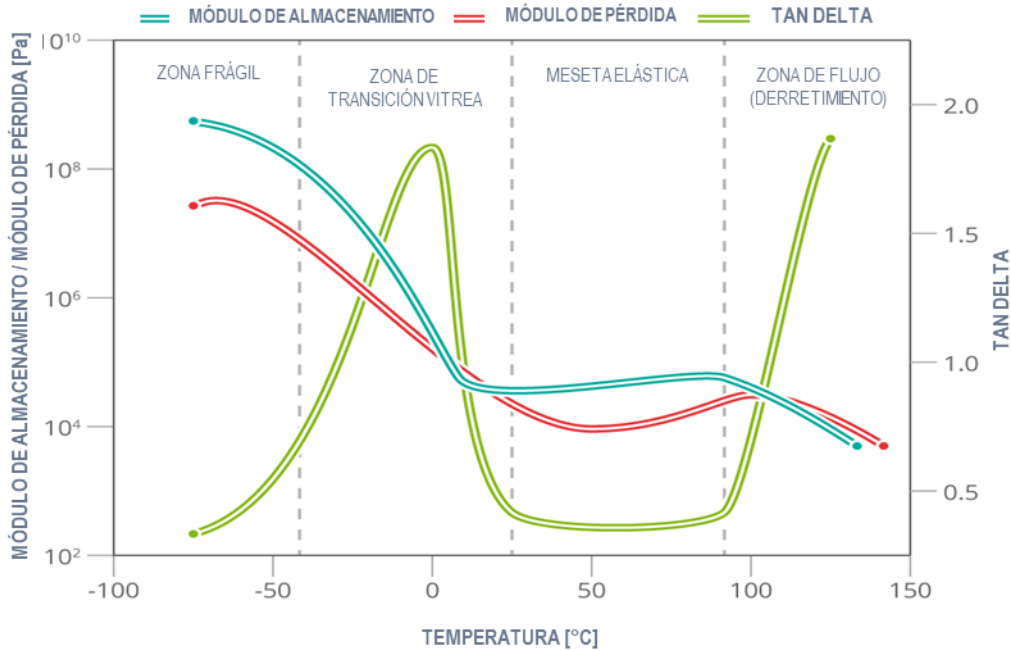


Figura 6.8 Ejemplo de resultados de un DMA

### 6.2.2 Fabricación de prototipos, pruebas y resultados

Se contactaron proveedores de materiales viscoelásticos que proporcionaron muestras de dos TPE (ThermoPlastic-Elastomer) que ellos consideraban como buenos candidatos para la aplicación; uno con una dureza de 40 Shore-A, y otro con una dureza 60 Shore-A. La idea es fabricar arandelas que se coloquen en las interfaces de la suspensión, de modo que trabajen a compresión y mediante las pruebas de caracterización medir si existe alguna modificación a las propiedades dinámicas de la suspensión, dado que al momento no se tienen ningún DMA de alguno de estos materiales.



Figura 6.9 Ensamble suspensión incluyendo la arandela de material VEM

De los dos materiales, aquel con dureza 60 Shore-A no mostró tener algún impacto significativo en la suspensión, lo cual puede indicar que su temperatura o espectro de frecuencias óptimo no se encuentra

dentro de las frecuencias de trabajo en la suspensión. El material con dureza 40 Shore-A sí mostró un pequeño impacto en las pruebas de caracterización, mostradas en la Figura 6.10. En la gráfica a 2[Hz], se nota una reducción de área en los laterales y un aumento de área en la zona inferior, indicando un aumento tanto de la energía almacenada (propiedades de resorte) como de la energía disipada (propiedad de amortiguador). En la gráfica a 4[Hz] el incremento en la fuerza de amortiguamiento se ha perdido y únicamente prevalece el incremento en las propiedades elásticas. Finalmente, a 13[Hz] el resultado es muy similar que a 4[Hz], se mantiene el incremento elástico, que ahora es más aún mayor.

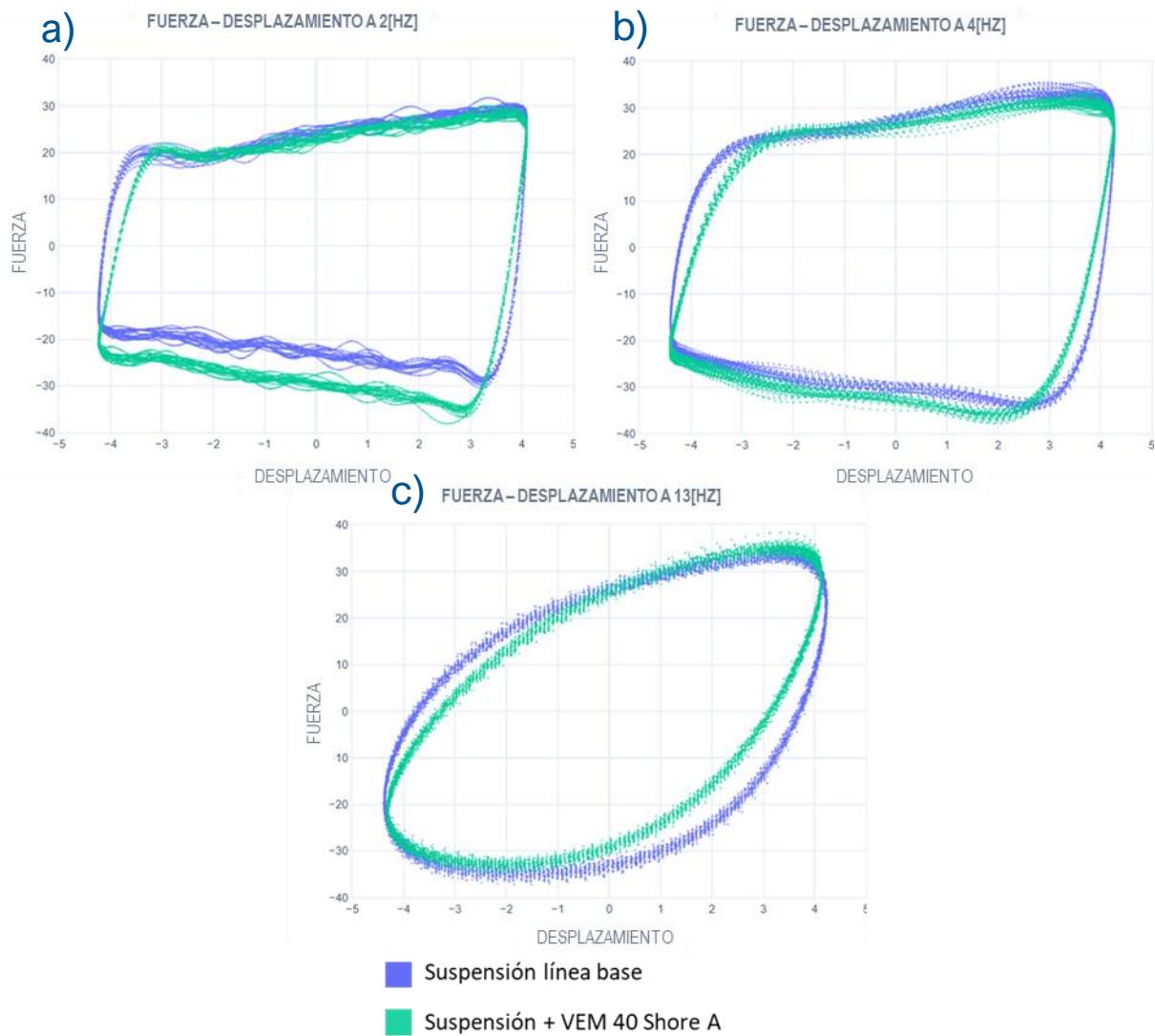


Figura 6.10 Resultados de caracterización comparando el uso de VEM contra la línea base

Fuerza en [N] vs desplazamiento en [mm]

a) Frecuencia: 2[Hz]. b) Frecuencia: 4[Hz]. c) Frecuencia: 13[Hz]



### 6.2.3 Aprendizajes

De los resultados anteriores y de la información investigada acerca del comportamiento de materiales viscoelásticos se resumen las siguientes conclusiones:

- Los VEM pueden ayudar en problemas de ruido/vibración, debido a que poseen propiedades tanto de resorte como de amortiguador. Sin embargo, estas propiedades son dependientes de la temperatura y las frecuencias de operación; en otras palabras, un material con propiedades inadecuadas no tendrá ningún efecto en la aplicación deseada.
- Para seleccionar correctamente un VEM para problemas de vibración, se requiere la siguiente información: el módulo de almacenamiento y el factor de pérdida a las temperaturas y frecuencias de trabajo. El no tenerlos hace que el diseñador esté a ciegas en el desarrollo del proyecto.
- Hablando particularmente de la suspensión, el uso de un buen VEM podría incrementar tanto la rigidez del resorte (dependiente del módulo de almacenamiento  $E'$ ) como la fuerza de amortiguamiento (dependiente del factor de pérdida).
- De los aprendizajes logrados en los capítulos anteriores, sabemos que una mayor fuerza de amortiguamiento a frecuencias bajas (4[Hz] – 6[Hz]) es benéfica, mientras que a frecuencias altas (>10[Hz]) es perjudicial. El VEM ocupado en este trabajo sólo modificó la fuerza de amortiguamiento hasta los 3[Hz], por lo que uno mejor podría lograr la mejora sólo en las frecuencias necesarias. Finalmente, el VEM no tendrá un impacto importante en el ruido/vibración del centrifugado por sí sólo; pero si se lograra reducir el amortiguamiento por aire de la suspensión y se incluyera uno de estos materiales, se podría mantener el buen desempeño en la frecuencia natural y mejorar la vibración de gabinete a velocidad final.
- Como trabajo a futuro en el estudio de integrar un VEM en una suspensión de lavadora, se propone encontrar algún material que se acople mejor a las frecuencias de trabajo en la lavadora, así como obtener el DMA de los materiales de análisis.

# CONCLUSIONES

Al inicio de este documento se propusieron tres métodos para lograr mejorar el ruido/vibración durante el centrifugado de una lavadora de carga vertical, desde el punto de vista de la suspensión:

- En el capítulo 4 se desarrolló mediante la metodología 6Sigma la solución a un problema de calidad en la suspensión que ocasionaba frecuentes fallas en campo. Se determinó que la variación dimensional de pistón y cilindro es un factor muy importante a cuidar para mantener la calidad del ensamble, puesto que la fuerza de amortiguamiento en las cuatro suspensiones debe ser muy similar para garantizar el correcto desempeño durante el centrifugado; específicamente se recomienda cuidar que los diámetros de ambas piezas indicados en los planos cumplan con el nivel de Z mayor a 4.5. Esto garantiza que para una producción en masa, se tengan ensambles que funcionan con la intención de diseño, tomando en cuenta las variaciones normales del proceso de manufactura.
- En el capítulo 5 se analizaron los beneficios e implicaciones que ofrece una suspensión del concepto grasa-espuma contra una suspensión pistón-cilindro. Se encontraron dos beneficios principalmente; el primero es una reducción en la vibración de gabinete debido a una reducción en la fuerza de amortiguamiento sólo en esas frecuencias; el segundo es una reducción de 3[dB] en el nivel de ruido que se atribuyen a ruidos generados por la propia suspensión pistón-cilindro, puesto que la vibración de sublavadora no fue modificada. Un hallazgo adicional es que existe cierto ruido en el centrifugado ocasionado por la carga de desbalance y es debido tanto al movimiento severo de la sublavadora, como a la misma suspensión pistón-cilindro. Como implicaciones principales de la suspensión grasa-espuma están un incremento importante del costo del componente y posibles resonancias con cargas grandes cuando la canasta frena libremente al terminar el ciclo debidas a la misma reducción de la fuerza de amortiguamiento.

- Finalmente, en el capítulo 6 se analizaron dos ideas de cómo poder mejorar el ensamble de la suspensión pistón-cilindro. La primera idea fue identificar si la grasa que lleva el ensamble produce algún efecto positivo o negativo; se encontró que la grasa reduce la fuerza de amortiguamiento en la suspensión en todas las frecuencias de operación, lo cual es benéfico a velocidades finales, pero puede ser riesgoso en la frecuencia natural por las mismas resonancias vistas en la suspensión grasa-espuma. La recomendación sería retirar la grasa del ensamble y disminuir el amortiguamiento a velocidades finales con una menor compresión de aire entre cilindro-pistón, lo cual se podría lograr incrementando el volumen de la cavidad.
- En la segunda parte del capítulo 6 se propone el estudio de los VEM (material viscoelásticos) para mejorar el desempeño de la suspensión, como se menciona en algunas patentes. Se encontró que estos materiales aportan a un sistema propiedades tanto de resorte como de amortiguador, pero este aporte dependerá de las frecuencias y temperaturas a la que trabaje cada material particular. Esto puede ser especialmente benéfico si se encuentra un material que mejore el amortiguamiento específicamente en frecuencias de 4[Hz] a 6[Hz] y que no produzcan ningún efecto en la velocidad final del centrifugado.

## REFERENCIAS

- [1] M. Ortega Breña, "Washer suspension". US Patent 20110233375, 24 March 2011.
- [2] M. Ortega, Caracterización, evaluación, simulación, optimización y diseño de una suspensión de lavadora, CDMX: UNAM, 2008.
- [3] K. Do Weon, «Washing machine». US Patente 5887455, 22 May 1997.
- [4] P. LV, «Washing machine vibration detection apparatus». Europe Patente EP3330427A1, 26 June 2018.
- [5] Y. In Sik, «Washing machine having a friction suspension». US Patente 9127396B2, 25 August 2011.
- [6] J. Un-Su, «Suspension system of a washing machine». US Patente 5937676, 2 December 1997.
- [7] C. J. Miller y J. L. Patera, «Laundry treating appliance suspension system». US Patente 9340916B2, 17 May 2016.
- [8] K. Man Ki, «Suspension for full automatic washing machine». US Patente 20150184329A1, 2 July 2015.
- [9] T. L. Hanse, «Flexible Mounting assemble for a laundry appliance and method of use». US Patente 20060059960, 20 September 2004.

- [10] P. O. Davis, «Washing machine appliance and suspension assembly for the same». US Patente 10077524B2, 17 March 2016.
- [11] P. Won Seok y K. Dae Hun, «Double damper of washing machine». US Patente 9469929, 22 February 2013.
- [12] C. B. Wong y M. W. Davis, «Washing machine suspension ball support». US Patente 20140367536A1, 24 January 2013.
- [13] K. Young-Jong, «Suspension apparatus for washing machine and washing machine having the same». US Patente 20090031761, 28 July 2008.
- [14] K. Young-Jong, J. Kyung-Wa and T. Hyon-Weo, "Suspension apparatus for washing machine". US Patent 20090031762A1, 28 July 2008.
- [15] P. M. Kunal, T. Jadhav y K. Prabhath, «Design and development of vertical axis washing machine suspension system for stability,» *Evolutions in mechanical engineering*, vol. 2, nº 1, 2018.
- [16] A. Thompson, S. Mendoza y M. Ortega, «Mejora de diseño de suspensión de lavadora automática de carga vertical,» *Congreso internacional anual de SOMIM*, pp. 346 - 356, 2009.
- [17] D.-m. P. Guang-qing Lu, «New damper design for noise control of washing machine,» *Journal of measurements in engineering*, vol. 4, nº 2, pp. 43-51, 2016.
- [18] M. Ortega, «Hydraulic Balance Ring Study and Design Using Optical Techniques,» *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2011.
- [19] M. Ortega, «Flexible multibody and non-linear components on washing machine simulation,» de *Hyperworks Technology Conference*, 2010.
- [20] E. Álvarez, E. Matus y L. Ballesteros, «Diseño de suspensión para mejorar el desempeño de lavadoras automáticas,» *Memorias del XVIII Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, pp. 173-182, 2012.

- [21] A. Campos, Caracterización de parámetros dinámicos y modelación de suspensión de lavadora automática, Celaya: Tecnológico Nacional de México, 2016.
- [22] A. Campos, «Caracterización Dinámica de Suspensión de Lavadora Automática de Eje Vertical,» *Memorias del XXII Congreso de la SOMIM*, pp. 541-548, 2016.
- [23] V. Guerrero, «Lean Solutions,» 7 February 2019. [En línea]. Available: <http://leansolutions.co/que-es-six-sigma/>.
- [24] R. Shankar, Process Improvement Using Six Sigma - A DMAIC Guide, Milwaukee: ASQ, 2009.
- [25] T. Pyzdek, Six Sigma Project Planner, McGraw Hill, 2003.
- [26] B. Andersen, Root Cause Analysis - Simplified Tools and Techniques, Milwaukee: ASQ, 2006.
- [27] E. Lewinson, «Introduction to Survival Analysis: the Nelson-Aalen estimator,» Towards Data Science, 23 August 2020. [En línea]. Available: <https://towardsdatascience.com/introduction-to-survival-analysis-the-nelson-aalen-estimator-9780c63d549d>.
- [28] J. Kalbfleisch, The Statistical Analysis of Failure Time Data, New Jersey: Wiley, 2002.
- [29] M. Norton, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge: Cambridge University Press, 2003.
- [30] E. Balachandran, Vibrations, Toronto: Cengage, 2008.
- [31] L. Baranek, Noise and Vibration Control Engineering, New Jersey: Wiley, 2006.
- [32] A. M. Baz, Active and Passive Vibration Damping, New Jersey: Wiley, 2019.
- [33] A. Brandt, Noise and Vibration Analysis - Signal Analysis and Experimental Procedures, Chichester, UK: Wiley, 2010.
- [34] C. Hansen, Foundations of Vibroacoustics, New York: CRC Press, 2018.

- [35] I. S. ISO3741:2010, Determination of Sound Power Levels and Sound Energy Levels of Noise Sources Using Sound Pressure, Switzerland: ISO, 2010.
- [36] B. Chakraborty y D. Ratna, Polymers for Vibration Damping Applications, Oxford: Elsevier, 2020.
- [37] M. Geiger, «Introduction to Dynamic Mechanical Testing for Rubbers and Elastomers,» TA Instruments, 2017.
- [38] Y. S. Park, «Damper for washing machine». Europe Patente EP1092800B1, 29 September 2000.
- [39] B. M. Sharp y J. L. Burk, «Automatic washer suspension system». US Patente 5117659, 28 December 1990.
- [40] S. D. Savkar, «Coil spring and snubber suspension system for a washer». US Patente 5520029, 6 October 1995.
- [41] B. M. Sharp, «Suspension system for an automatic washing machine». US Patente 5946946, 4 November 1997.
- [42] L. Jae-Min, «Damper assembly in washing machine». US Patente 6009730, 17 November 1997.
- [43] C. Jae Wong y H. Jin Sang, «Suspension apparatus of washing machine». US Patente 6397643B1, 14 January 2000.
- [44] Y. Insik y K. Youngjong, «Washing machine with a suspension having a friction damper». US Patente 9279207B2, 17 Jun 2011.
- [45] T. . Y. Hyoung, «Suspension for a washing machine and washing machine with the same». US Patente 9388522B2, 5 December 2013.
- [46] B. E. Alexander y B. M. Sharp, «Laundry treating appliance with a suspension assembly and a suspension assembly». US Patente 9534334B2, 22 September 2014.

- [47] C. J. Miller y J. L. Patera, «Laundry treating appliance suspension system». US Patente 9797081B2, 8 April 2016.
- [48] B. E. Alexander y B. M. Burgess, «Laundry treating appliance with a static tub». US Patente 20150176166A1, 9 March 2015.
- [49] S. Kyung Sub y K. Sun Yong, «Damper and washing machine including the same». US Patente 20150191860A1, 9 July 2015.
- [50] T. S. Hernden y J. L. Vander Zanden, «Non-cylindrical damping element suspension». US Patente 20160024705A1, 20 February 2014.
- [51] J. Dong Ha y J. Kab Jin, «Damping device and washing machine including the same». US Patente 20160326679A1, 10 November 2016.
- [52] C. G. Hoppe y P. C. Hombroek, «Laundry washing machine with dynamic damping force optimization». US Patente 20180080162, 22 September 2016.
- [53] F. Costi y A. Volpato, «Suspension device and system for a washing machine». Us Patente 20180223466, 31 August 2015.
- [54] D. Dunson, «Characterization of Polymers using Dynamic Mechanical Analysis,» EAG laboratories, 2017.