

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE
ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY
CAMPUS MONTERREY



**Predicción de balanceo dinámico en
cigüeñales V6 para la manufacturabilidad**

Tesis

Presentada como requisito parcial para obtener el grado
de Maestro en Ciencias con Especialidad en Sistemas de
Manufactura

Ricardo Humberto Flores Fernández

Monterrey, NL

Diciembre 2012

Dedicatoria

A mi hijo Richi

A mi esposa Karina

Agradecimientos

Primero que nada gracias a Dios por darme la fortuna de concluir una meta más en mi vida.

A mi esposa, por su incansable apoyo, paciencia y comprensión que ha tenido conmigo para permitirme alcanzar esta meta.

A mis padres, por haberme inculcado el gusto por el estudio y la superación constante.

A la empresa Macimex S.A. de C.V. y al CONACYT por haberme dado esta oportunidad.

Al Ing. Edsel Ferreira y al Ing. Gustavo Carreón por haberme permitido ausentarme de mis labores para dedicarle el tiempo necesario al estudio de esta maestría.

A mi asesor, el Dr. Humberto Aguayo, por su apoyo, paciencia, guía y tiempo dedicado para el desarrollo de este proyecto.

Resumen

Actualmente existe una alta inversión en tiempo y recursos en minimizar el rechazo de piezas en la línea de maquinado de cigüeñales. Debido principalmente a la variación dimensional de la materia prima de acero forjado, la cual ocasiona que la cantidad de material a lo largo de la pieza no sea distribuida de manera uniforme y como consecuencia, el centro de masa del cigüeñal y su centro geométrico no coinciden. Ello ocasiona que las piezas sean rechazadas en la operación de balanceo dinámico (operación 16 en la línea de producción de un total de 22 operaciones). Actualmente se corren pruebas por cada lote de materia prima que se recibe, esto con la finalidad de ver su comportamiento, y hacer los ajustes correspondientes en la primera operación de la línea. Para esta actividad existe gente capacitada que lo realiza, sin embargo, a través del tiempo ha habido errores que han provocado que el rechazo en balanceo dinámico se dispare de un día para otro.

En esta tesis, se procedió a calcular el balanceo teórico del cigüeñal V6 en cuestión, posteriormente se comparó el balanceo teórico con el balanceo en línea de los diferentes modelos que se corren, luego se determinaron que contrapesos afectan más el balanceo y después de modificó la geometría de forja en los contrapesos 1,2 8 y 9 con el propósito de conocer el efecto en el balanceo. También se modificaron los contrapesos en el maquinado y se jugó con la angularidad y carrera de los muñones. Para observar los resultados se muestran gráficas de dispersión con los resultados de cada ajustes y se muestran graficas donde se puede ver el efecto en peso y ángulo en cada uno de los planos analizados. Al final se puede observar que la variación de la geometría forjada en los contrapesos incide en mayor medida en la variación del balanceo que la variación de las superficies maquinadas.

Índice general

Dedicatoria	5
Agradecimientos	7
Resumen.....	8
Índice general.....	9
1. Introducción.....	17
1.1 Definición del problema.....	18
1.2 Objetivos.....	22
1.3 Hipótesis.....	22
1.4 Metodología.....	23
2. Generalidades del balanceo.....	24
2.1 Literatura Revisada.....	25
2.2 Vibración, causas y efectos	30
2.3 Balanceo de máquinas giratorias.....	31
2.3.1 Balanceo en un solo plano.....	31
2.3.2 Balanceo de dos planos	32
3. El balanceo en Cigüeñales.....	37
3.1 El balanceo de un motor de combustión interna	37
3.2 ¿Qué es un cigüeñal?	37
3.3 El balanceo en cigüeñales.	40
3.3.1. Conceptos teóricos relacionados con el balanceo de cigüeñales.	40
3.3.2. ¿En qué unidades se mide el desbalanceo?	42
3.3.3. Tipos de desbalanceo	43
3.4 ¿Que provoca el desbalanceo?	45

3.5	Momento de inercia	47
4.	Teoría del Cálculo del balanceo de un cigüeñal	48
4.1	Balanceo de un cigüeñal de un cilindro	48
4.1.1	Componentes giratorios de un cigüeñal y una biela	50
4.2	Momento centrífugo de un par.....	51
4.3	Balanceo estático del cigüeñal	53
4.4	Balanceo dinámico de un cigüeñal	54
4.5	Balanceo multicilíndrico de las masas giratorias de un cigüeñal.....	55
4.6	Balanceo de Cigüeñales de 6 cilindros en uve a 60°	55
5.	Calculo de desbalanceo en un cigüeñal	57
5.1	Algoritmo para el cálculo del desbalanceo de un cigüeñal	57
5.2	Calculo de Balanceo en los diferentes modelos de cigüeñales	68
5.3	Correlación de cálculo teórico de desbalanceo y comportamiento actual en línea de producción.....	69
5.4	Efectos del desbalanceo en diferentes planos.....	73
5.5	Efecto de la variación de la geometría de forja en un cigüeñal	74
5.6	Efecto de la variación de la geometría de maquinado en un cigüeñal.....	89
5.7	Pruebas realizadas en línea de producción.....	101
6.	Conclusiones.....	107
6.1	Variaciones de Proceso y Materia Prima.....	107
6.2	Modelo de cálculo desarrollado.....	107
7.	Trabajos Futuros.....	108
8.	Bibliografía consultada	109
9.	Anexos	112

9.1	Anexo A. Traslación de Planos.....	112
9.2	Anexo B. Máquinas Balanceadoras	113
9.2.1	Maquinas balanceadoras centrifugas.	114
9.2.2	Maquinas balanceadoras de rodamiento suave	114

Índice de Figuras

<i>Figura 1 Diagrama de Flujo corrida de lotes de prueba</i>	18
<i>Figura 2 Layout de línea de producción de cigüeñales,</i>	19
<i>Figura 3 Grafica de Dispersión de balanceo</i>	21
<i>Figura 4 Balanceo de un disco en un solo plano</i>	32
<i>Figura 5 Balanceo en dos planos de un rotor</i>	32
<i>Figura 6 Representación de una masa de desbalanceo como dos equivalentes masas de desbalanceo</i>	33
<i>Figura 7 Balanceo en dos planos</i>	35
<i>Figura 8 Cigüeñal de 4 cilindros y 5 apoyos</i>	38
<i>Figura 9 Partes principales de un cigüeñal</i>	38
<i>Figura 10 Eje de rotación</i>	41
<i>Figura 11 Centro de gravedad</i>	41
<i>Figura 12 Eje de masa</i>	42
<i>Figura 13 Desbalanceo</i>	42
<i>Figura 14 Desbalanceo estático</i>	43
<i>Figura 15 Desbalanceo estático visto de frente</i>	43
<i>Figura 16 Desbalanceo de pares</i>	44
<i>Figura 17 Tambaleo</i>	44
<i>Figura 18 Desbalanceo dinámico</i>	45
<i>Figura 19 Cigüeñal</i>	45
<i>Figura 20 Porosidades</i>	46
<i>Figura 21 Excentricidades</i>	46
<i>Figura 22 Cigüeñal de un cilindro desbalanceado</i>	49
<i>Figura 23 Cigüeñal de 1 cilindro balanceado</i>	50
<i>Figura 24 Cambio en el sentido de par y deflexión de un cigüeñal de dos cilindros</i>	52
<i>Figura 25 Balanceo Estático de un cigüeñal multicilíndrico</i>	54
<i>Figura 26 Balanceo de un cigüeñal de 6 cilindros en uve de 60°</i>	56

<i>Figura 27 Algoritmo para cálculo de balanceo.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 28 Ventana de asignación de propiedades físicas al cigüeñal en software CAD.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 29 Ejes y planos de cigüeñal.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 30 Sección de Contrapeso 9.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 31 Ventana de Propiedades físicas.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 32 Secciones aisladas del Cigüeñal HFV6.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 33 Grafica de dispersión.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 34 Gráfica de dispersión varios modelos.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 35 Correlación de balanceo LFX.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 36 Correlación de balanceo LLT.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 37 Correlación de balanceo LY7.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 38 Traslación de planos en un cigüeñal. Efecto de desbalanceo en cada plano.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 39 Contrapeso 1.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 40 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 41 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 42 Efecto en ángulo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 43 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 70 +1.5/-3 mm.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 44 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 70 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 45 Contrapeso 2.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 46 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 84 +1.5/-3 mm.....</i>	<i>79</i>

<i>Figura 47 Efecto en Peso. Variación de Distancia en Forja de Contrapeso 2. 84 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 48 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 64 +1.5/-3 mm.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 49 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 64 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 50 Contrapeso 8.....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 51 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 87.5 +1.5/-3 mm.</i>	<i>82</i>
<i>Figura 52 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 87.5 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 53 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 77 +1.5/-3 mm.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 54 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 77 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 55 contrapeso 9.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 56 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 9. 83 +1.5/-3 mm. Lado izquierdo.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 57 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 9. 83 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 58 Grafica de dispersión de Balanceo. Variación de Distancia en Forja de Contrapeso 9. 83 +1.5/-3 mm. Lado derecho.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 59 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 9.</i>	<i>88</i>
<i>Figura 60 Vista Frontal Radio de Contrapesos. Dimensiones en mm.</i>	<i>89</i>
<i>Figura 61 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 1. R86.7 +.25/-1.25 mm.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 62 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 2. R86.7 +.25/-1.25 mm.....</i>	<i>91</i>

<i>Figura 63 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 8. R86.7 +.25/-1.25 mm.....</i>	92
<i>Figura 64 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 9. R86.7 +.25/-1.25 mm.....</i>	93
<i>Figura 65 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación acumulada de radios de contrapesos.....</i>	94
<i>Figura 66 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos.....</i>	94
<i>Figura 67 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos.....</i>	95
<i>Figura 68 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación acumulada de radios de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.....</i>	95
<i>Figura 69 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.</i>	96
<i>Figura 70 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.</i>	97
<i>Figura 71 Diagrama se posición de muñones y su tolerancias. Dimensiones en mm.</i>	98
<i>Figura 72 Grafica de dispersión de la variación de la angularidad y carrera de los muñones.....</i>	99
<i>Figura 73 Efecto en peso acumulado por la variación de la angularidad y carrera de muñones.....</i>	100
<i>Figura 74 Efecto en ángulo acumulado por la variación de la angularidad y carrera de muñones.</i>	100
<i>Figura 75 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1.....</i>	102
<i>Figura 76 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1 Eje X.....</i>	103
<i>Figura 77 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1 Eje Y.....</i>	103
<i>Figura 78 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2.....</i>	104
<i>Figura 79 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2 Eje X.....</i>	105
<i>Figura 80 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2 Eje Y.....</i>	105
<i>Figura 81 Traslación de planos.....</i>	112

Figura 82 Máquinas de balanceo gravitacional.....114
Figura 83 Movimiento del desbalanceo de un rotor y baleros en una "Maquina balanceadora de rodamiento suave" con rodamientos flexiblemente soportados115

1. Introducción

La tecnología del motor de combustión interna fue desarrollada en 1876 por el Dr. Otto, el cual desarrollo un motor de 6 etapas, 4 ciclos de combustión, el cual fue usado por el volador de los hermanos Wright y es la base para los motores de gasolina usados hoy en día. Sin embargo, en 1885, el estudiante del Dr. Otto, Daimler, desarrollo un motor que corrió a 900 rpm y lo puso en uno de los primeros automóviles.

Actualmente en los motores de combustión interna, el balanceo del cigüeñal es un proceso crítico ya que este compensa las fuerzas oscilatorias de los pistones y los movimientos rotacionales de las bielas. Un cigüeñal mal balanceado repercute directamente e inmediatamente en un motor ruidoso, y un motor con baja vida debido a las vibraciones excesivas que se producen en éste.

Este proceso es crítico en una línea de producción de cigüeñales ya que esta operación es la penúltima del proceso, y por tradición en una línea de maquinado de cigüeñales es una de las más complejas ya que debido a su sensibilidad cualquier variación en el proceso de maquinado repercute de manera nociva en el desempeño de esta. El estado en que se recibe la materia prima también es determinante en el balanceo, ya que una pieza puede estar 100% dentro de especificación en cuanto a sus dimensiones, pero la variación de su masa y la repartición de esta a lo largo del cigüeñal en cuestión, es determinante en su aceptación o rechazo en la operación de balanceo

La resolución de este problema de balanceo es de suma importancia ya que cualquier mejora que se logra hacer impacta directamente en la productividad de las líneas de producción y en la reducción de costos asociados a la no calidad del producto. El enfoque que se está dando para este problema está dirigido principalmente a la inspección de la materia prima, para poder conocer las

variaciones dimensionales y poder hacer un ajuste preciso e inmediato al momento de meter los lotes de materia prima a la línea de producción y evitar perder tiempo y dinero en el maquinado.

1.1 Definición del problema

Actualmente se invierte un promedio de 8 a 16 horas como mínimo en la corrida de prueba para liberación de cada lote de materia prima que se recibe de cigüeñales. El proceso que se pretende se puede ver en la figura 1:

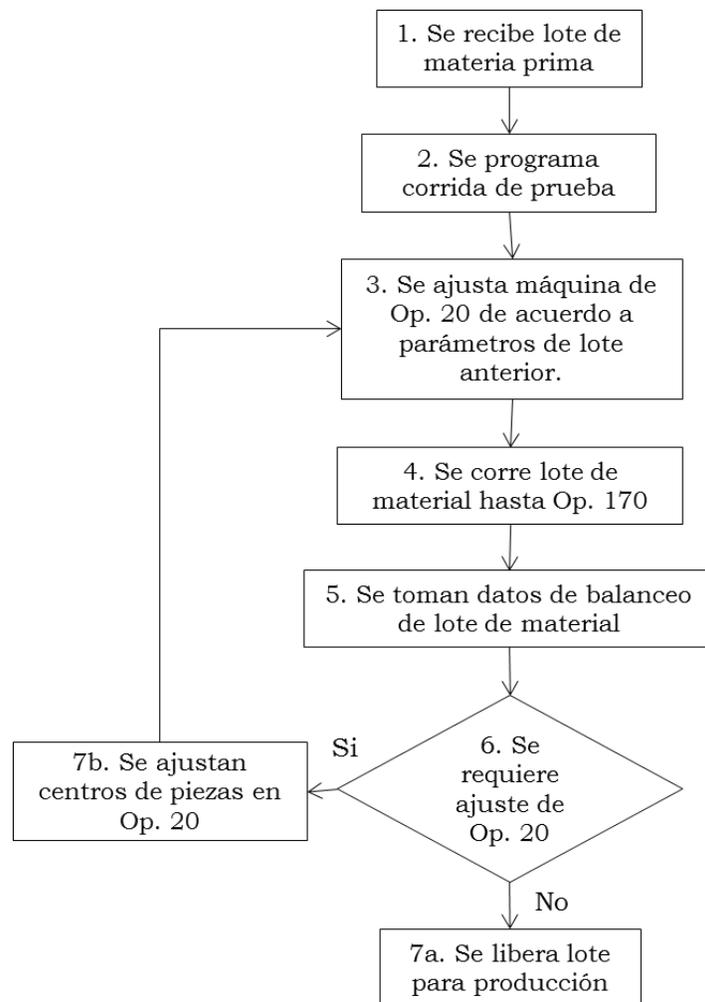


Figura 1 Diagrama de Flujo corrida de lotes de prueba

En el diagrama de flujo anterior se muestra el proceso que se sigue para las pruebas de balanceo, en la primer operación es (1) la recepción de la materia prima, aquí se recibe el material y se inspecciona dimensionalmente, una vez aceptado el material, (2) se programa la corrida de prueba en la línea de producción, (3) se toman 20 piezas aleatoriamente, se registran coordenadas XY de máquina de recentrado (Operación 20), se marcan y se enumeran las piezas para su identificación durante el proceso, una vez hecho esto, se pasan piezas por operación 20 y son inspeccionadas dimensionalmente en calibrador de relación, tomándose las lecturas de coordenadas XY de centros. (4) Se corre el lote de piezas por toda la línea hasta la operación de balanceo dinámico (170), una vez allí se tomas las lecturas de balanceo de cada pieza hasta que se completan las 20 piezas de lote. Una vez que ya se tienen los datos de las piezas, (6) son analizados tomando en cuenta el centrado de los datos y el peso del material, (7b) si es requerido algún ajuste, se programa nuevamente una corrida de prueba realizando el ajuste requerido en la Op. 20 y se corre el material hasta la Op. 170 para asegurarse que el ajuste haya sido efectivo. Una vez que ya se tiene el comportamiento requerido para producción (7a) el lote de material es liberado para producción.

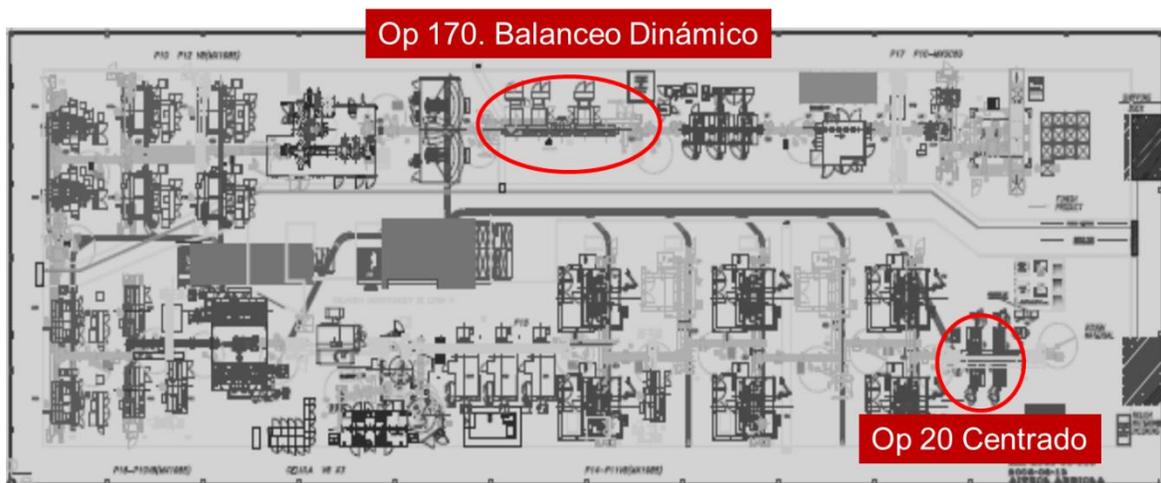


Figura 2 Layout de línea de producción de cigüeñales,

El recorrido total de la operación 20 a operación 170 es de 220 metros y un material en proceso de 300 piezas.

La operación que más tiempo consume es la de correr el lote de material desde la operación 20 hasta la operación 170. Siendo necesario repetir esta operación en ocasiones hasta 3 veces con la finalidad de encontrar los parámetros óptimos para ajuste de la operación 20, que es el centrado de cigüeñal.

En la gráfica de la figura 3 se pueden apreciar dos polígonos, uno rojo y uno azul. Cada uno de ellos representa un plano de corrección de balanceo. En los cigüeñales existen dos planos de corrección, uno en cada extremo del cigüeñal. Cada pieza tiene dos lecturas de balanceo, una en cada plano, es decir, un punto verde y un punto morado corresponden a una pieza, y todos los puntos ya sea azules o rojos que están fuera de los polígonos o áreas de corrección de balanceo son piezas rechazadas. Lo ideal es que toda la población de piezas en ambos planos este en el centro del polígono de corrección, con esto aseguramos que el material sea aceptado al 100%.

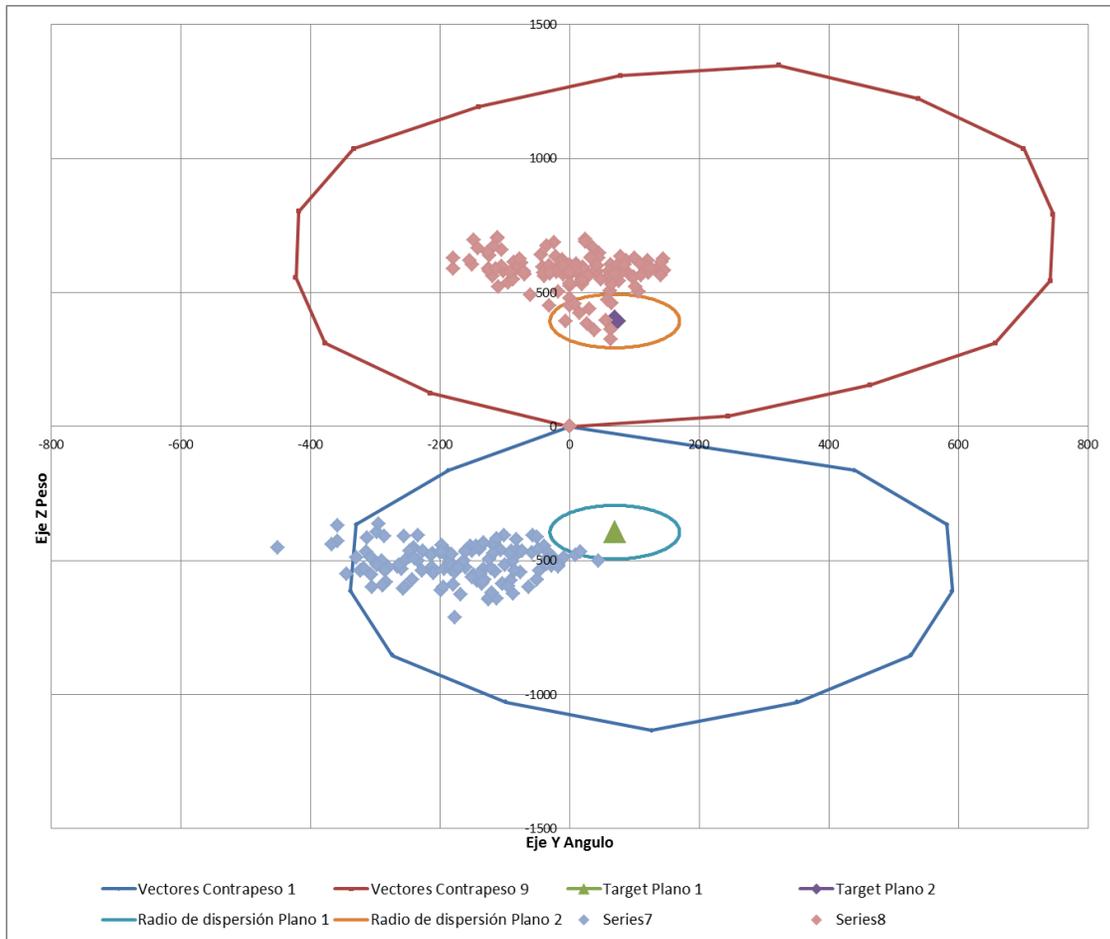


Figura 3 Grafica de Dispersión de balanceo

Este proceso, además del tiempo que consume puede tener los siguientes detalles:

- **Falta de material en partes maquinadas.** Este problema se presenta al desplazar los centros de una manera excesiva trayendo como resultado que los diámetros de los cigüeñales estén faltados de material para maquinar y por consecuencia las piezas se tengan que tirar.
- **Alto consumo de herramienta de corte.** Al desplazar los centros en exceso la cantidad de material a remover no es uniforme por lo que la carga de las herramientas de corte varía ocasionando golpeteo, el cual es perjudicial y deteriora la vida de estas.
- **Rechazo de material en operación de balanceo.** Las corridas de prueba generalmente, al correrse con parámetros de lotes anteriores, son

rechazadas por la operación de balanceo. Es decir, de las 20 piezas que corresponden a un lote de prueba, 10 o 15 piezas son rechazadas, esto influye directamente en la productividad de la línea de producción y ocasiona costos de calidad.

En resumen, el proceso de liberación de materia prima y las corridas de prueba que son parte de esta liberación, es un proceso largo y delicado, que aunado a los propios problemas de este proceso antes descritos hay que sumarle los errores humanos al momento de determinar los parámetros de ajuste óptimos para cada corrida de prueba, ocasionando una alta inversión de tiempo y dinero en este proceso el cual no es recuperable.

1.2 Objetivos

Entender la dinámica del balanceo en cigüeñales para plantear una solución que permita reducir drásticamente en una línea automatizada de cigüeñales el porcentaje de rechazo de balanceo por medio del control de las variaciones geométricas de forjado y maquinado.

1.3 Hipótesis

Es posible eliminar la prueba y error en la puesta punto del balanceo en un cigüeñal mediante el control de la geometría de los contrapesos tanto en la zona forjada como de las secciones maquinadas.

Preguntas de Investigación:

- ¿Cómo se determina el balanceo de un cigüeñal?
- ¿Cómo se compensan los esfuerzos de los diversos componentes del motor para obtener una predicción de balanceo a partir de un dibujo de parte?
- ¿Qué tanto afectan las variaciones de forja en los contrapesos al balanceo final del cigüeñal?
- ¿Qué tanto afecta las variaciones del proceso de maquinado la predicción de balanceo?

- ¿Qué método se puede utilizar para ajustar el balanceo de un cigüeñal en una línea de producción?

1.4 Metodología

Los pasos a seguir para comprobar la hipótesis del proyecto expuesta con anterioridad en la propuesta de tesis, implican cumplir con una serie de necesidades y requerimientos que permitirán fungir, a manera de objetivos, en el desarrollo del documento. Entre los pasos que se deberán realizar se encuentran:

- 1) *Revisión de información referente a balanceo.* Seguir revisando información referente al balanceo dinámico de cigüeñales, ya que es muy poco lo que se ha encontrado en bibliografía por el hecho de ser un tema especializado y la información que hay al respecto es guardada con recelo por las empresas que tienen alguna injerencia en este tema.
- 2) *Investigación del efecto de los diferentes componentes de un motor en el balanceo de un cigüeñal.* Revisar documentación existente y determinar el impacto de los componentes que se relacionan directamente con un cigüeñal en un motor de combustión interna.
- 3) *Investigación de los factores significativos que afectan el balanceo de un cigüeñal.* Revisar documentación existente y calcular teóricamente los efectos en el balanceo de los cigüeñales de las diferentes causas que se determinó que afectan su balanceo.
- 4) *Pruebas en campo de los efectos calculados teóricamente.* Realizar pruebas en la línea de cigüeñales para corroborar el efecto de las diferentes causas que se determinó tienen alguna afectación.
- 5) *Determinación de controles de proceso.* De acuerdo a la información recolectada en los pasos anteriores determinar y establecer métodos de trabajo que permitan mejorar el desempeño de la línea de producción con el objetivo de minimizar inversiones.

2. Generalidades del balanceo

La tecnología del balanceo tiene un movimiento paralelo con los primeros mecanismos. Cuando la máquina más rápida era la rueda de noria no se necesitaba equipo alguno. La gravedad estaba disponible y la técnica era de agregar masa e cualquier parte del rotor que se fuera hacia arriba. Si el rotor se giraba 90° y no se movía entonces se agregaba más masa.

El balanceo es una forma de reducir las vibraciones y las cargas de los rodamientos para mejorar el desempeño y la confiabilidad. Hay tres tipos de beneficios básicos para balancear con las tolerancias adecuadas. El Balanceo reduce las cargas en los rodamientos. La vida del rodamiento es proporcional a la carga y la velocidad. Al limitar la fuerza centrífuga a menos del 10% de la carga estática la vida del rodamiento se maximiza.

El balanceo reduce la vibración. La vibración causa que las partes se aflojen, genera ruido, produce percepción de mala calidad y en el caso de los productos tales como las herramientas manuales estas pueden ser peligrosas para la salud. El balanceo permite que se mejore el desempeño al incrementar las velocidades de operación. Velocidades más altas son posibles debido a la reducción de las cargas en los rodamientos y la eliminación del estrés interno por la flexión en rotores largos.

Por definición el balanceo es la corrección de los problemas de manufactura. Ningún proceso de manufactura es perfecto y los errores en la manufactura y el ensamble se combinan y construyen con el resultado de que el producto final tiene mucho ruido, vibración, flexión de flecha, carga en rodamiento o pérdida de desempeño para alcanzar los requerimientos finales de prueba.

El balanceo permite estándares de desempeño ser mantenidos con procesos de manufactura más robustos. En muchos casos es simplemente no posible alcanzar

los resultados deseados sin balancear. Las soluciones tales como cambiar el material, reducir las tolerancias de maquinado o cambiar los procesos de manufactura donde es más costoso que agregar la operación de balanceo. El balanceo se agrega a las operaciones de manufactura porque es el método más económico para alcanzar el desempeño deseado. Generalmente, los problemas de balanceo son actualmente problemas de diseño disfrazados.

2.1 Literatura Revisada

Se revisaron artículos publicados y patentes con la finalidad de entender mejor el origen y causas de este problema que se presenta en los rotores que giran a alta velocidad. Se encontró que tanto las patentes en cigüeñales como los artículos revisados se enfocan en el método de ir mejorando la fase de diseño de un componente para que se pueda balancear o bien, en mejoras que se pueden hacer en el equipo utilizado para balancear dinámicamente una pieza giratoria. Se notó que ninguno de estos se enfoca en la variación de la pieza durante las tolerancias de manufactura para optimizar el balanceo de alguna pieza determinada, lo cual es el enfoque de esta tesis. A continuación se hace una descripción breve de los artículos y patentes revisadas:

Los artículos revisados se enfocan básicamente en dos temas principales, el desarrollo de métodos para calcular el balanceo de un rotor de alta velocidad desde la fase de su diseño (el cigüeñal es uno de ellos) y la optimización de los métodos y herramientas actuales para mejorar la precisión de las lecturas.

A continuación se presenta un breve resumen de cada uno de ellos:

Heifetz, M. and Marsh, M., "Engine Dynamics and Balancing," (Heifetz & Marsh, 1984)

En este artículo se investigan las cargas de inercia debido al desbalanceo dinámico y proporciona métodos para reducir el desbalanceo o minimizar sus consecuencias.

Se desarrollan ecuaciones para las vibraciones primarias y secundarias en motores de cilindro y sencillo y multicilindro.

Primeramente explican cómo se generan y se obtienen los momentos de inercia y las fuerzas resultantes debido al movimiento de biela y pistón y posteriormente se analizan alternativas para su eliminación o minimización como el aislamiento del motor, sistemas de balanceo activo o contrapesos en el cigüeñal.

ANDERSON, D., "PRACTICAL BALANCING OF A V-TYPE ENGINE CRANKSHAFT1," (Anderson, 1924)

Se presenta un método práctico que se visualizaba para balancear los cigüeñales, ya que el cigüeñal no corre o está en balanceo dinámico sin el ensamble de pistón y biela, es necesario aplicar pesos equivalentes en cada uno de los muñones cuando es balanceado en una máquina de balanceo dinámico, y se dan detalles de cómo son determinados esos pesos.

Wyczalek, F., "Generalized Balance of Inline, Vee and Opposed Piston Engines", (Wyczalek, 1988)

Este artículo es una valoración de alternativas de configuración para un cigüeñal y un motor de pistones alternativos. Las características de balanceo de los cigüeñales automotrices son generalizadas en términos de cuatro expresiones matemáticas las cuales describen las fuerzas y momentos de un motor de pistón como función del número de cilindros, ángulo de uve, configuración del cigüeñal y offset del banco de cilindros. Estas relaciones únicas permiten cualquier en línea, ve y motores opuestos ser evaluados para balanceo. Esto fue hecho posible al identificar todas las configuraciones inherentes con carreras espaciadas uniforme y radialmente, para cualquier ángulo de uve y para cualquier configuración de cigüeñal hasta 24 cilindros.

Yuan Kang, Ming Hsuan Tseng, Shih-Ming Wang, Chih-Pin Chiang, Chuan-Chieh Wang, "An accuracy improvement for balancing crankshafts" , (Ming, Tseng, Wang, Chiang, & Wang, 2003)

Modifica un método convencional utilizando coeficientes de influencia, en el cual se utilizan dos masas de prueba en cada plano de balanceo a uno con tres masas de prueba las cuales muestran una mejora resultante de la minimización de errores de medición.

Y. Kang, Y.-P. Chang, M.-H. Tseng, P.-H. Tang and Y.-F. Chang, "A modified approach based on influence coefficient method for balancing crank-shafts" , (Kang, Chang, Tseng, Tang, & Chang, 2000)

Propone un método modificado para el balanceo de cigüeñales. El método original la determinación de los desbalancees utiliza dos planos en ambos extremos del cigüeñal. Entonces la descomposición de masas irremovibles en otros planos es de acuerdo a la fuerza y el momento de equilibrio. En el método modificado las combinaciones de dos planos de balanceo arbitrarios tiene la responsabilidad de planos de balanceo. Los planos de corrección son seleccionados debido a la mínima cantidad de desbalanceo equivalente y el componente con mayor remoción.

Y. Kang, G.-J Sheen and P.-H. Tang, "The principle and applications of multi-plane separation for balancing machines" , (Kang, Sheen, & Tang, The principle and applications of multi plane separation for balacing machines, 1997)

Verifica el principio de la separación de planos utilizando una aproximación al utilizar el punto exacto de influencia el cual es utilizado en máquinas balanceadoras de cigüeñales. Desarrolla un algoritmo generalizado para la separación de planos, además de que provee de una técnica de separación de planos para mejorar el balanceo de rotores complejos con varios planos que necesitan corrección.

Yang Chen, Hao Zhiyong, Zheng Guangtai, "Balance Mechanism design of single cylinder engine based on continuous mass distribution of connecting rod" (Cheng, Zhiyong, & Guangtai, 2009)

Se explica el proceso de diseño de un cigüeñal para compensar los momentos generados por el movimiento de pistón y biela, la determinación de la geometría de los contrapesos y el cálculo y diseño de ejes de balanceo para el motor.

L. Sperling, B. Ryzhik, Ch. Linz, H. Duckstein, "Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor" , (Sperling, Ryzhik, Linz, & Duckstein, 2002)

Se presenta una investigación analítica y numérica de un dispositivo automático de balanceo en dos planos para el equilibrado del desbalanceo de rotores rígidos. Incluye la derivación del sistema completo de las ecuaciones de movimiento, análisis de estabilidad en base a aproximaciones analíticas y resultados de simulaciones.

A.J. Rodrigues, A.R. Champneys, M.I. Friswell, R.E. Wilson, "Automatic two-plane balancing for rigid rotors" , (Rodrigues, Champneys, Friswell, & Wilson, 2008)

Se presenta un análisis de un dispositivo de balanceo automático de dos planos para rotores rígidos. En este se elimina el desbalanceo debido a desalineamientos o excentricidades de un eje mediante esferas, las cuales tienen libertad de moverse alrededor de una pista.

Francesco Ferrazzi, "Crankshaft for a V-Type internal combustion engine" (Ferrazzi, 2007)

Es un diseño de cigüeñal en el cual los contrapesos extremos 1 y 9 son reducidos en su espesor con el propósito de reducir la longitud del cigüeñal, al reducirlos en longitud es necesario agregar otro par de contrapesos nuevos en el poste y brida del cigüeñal para lograr su balanceo.

Tetsushi Nagira, "Crankshaft for a V-Type six-cylinder engine" , Kabishiki Kaisha Toyota Jidoshokki, (Nagira, 2007)

Es un diseño de cigüeñal en el cual sitúan el centro de gravedad de los contrapesos en dirección opuesta al muñón, a diferencia de los modelos tradicionales en los cuales el contrapeso está en dirección opuesta al muñón sin tomar en cuenta el centro de gravedad.

Naoki Takahashi, Katsuya Moteki, Hideaki Mizuno, Yoshimi Nunome, "Crankshaft of piston crank mechanism" , (Takahashi, Moteki, Yokohama, & Yokosuka, 2008)

Es un diseño mejorado de los contrapesos para poder compensar los momentos de inercia generados por el pistón y la biela, permitiendo reducir el tamaño del paquete del motor o lograr mayores desplazamientos en carrera de pistón sin incrementar el tamaño del motor.

Artículo	Metodo para balancear un cigüeñal	Diseño de cigüeñal para su balanceo	Balanceo para la manufactura
[1] Engine dynamics and balancing		X	
[2] Practical balancing of a V-Type engine crankshaft	X		
[3] Generalized Balance of Inline, Vee and Opposed Piston Engines		X	
[4] An accuracy improvement for balancing crankshafts	X		
[5] A modified approach based on influence coefficient method for balancing crank-shafts	X		
[6] The principle and applications of multi-plane separation for balancing machines	X		
[7] Balance Mechanism design of single cylinder engine based on continuous mass distribution of connecting rod		X	
[8] Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor	X		
[9] Automatic two-plane balancing for rigid rotors	X		
* Esta tesis			x

Tabla 1 Clasificación de artículos

Los artículos revisados (resumen en tabla 1) se enfocan básicamente en dos temas principales, el desarrollo de métodos para calcular el balanceo de un rotor de alta velocidad desde la fase de su diseño (el cigüeñal es uno de ellos) y la optimización de los métodos y herramientas actuales para mejorar la precisión de las lecturas.

En ninguno de ellos se habla de la optimización de los procesos de manufactura para reducir la variabilidad que es el tema central de esta tesis. En la cual se podrá observar la aplicación de un método para calcular el balanceo de los cigüeñales y conocer el comportamiento que se tendrá en la operación de balanceo dinámico en una línea de producción automatizada.

2.2 Vibración, causas y efectos

Un rotor desbalanceado tendera a vibrar cuando está girando. Medimos el desbalanceo al medir su vibración. Sin embargo, no todas las vibraciones causan desbalanceo. A partir de esto, debemos darnos cuenta y entender que para entender el balanceo primero necesitamos tener algún conocimiento en vibraciones.

¿Qué es una vibración?

- Un movimiento regularmente reversible.
- Una amplitud medible
- Un medible rango de frecuencias.
- Una intensidad medible.
- Una aceleración medible

La vibración es un movimiento repetitivo de ir y venir. Es una fuerza (impulsada por una entrada externa) o natural (resonancia). Los instrumentos musicales producen sonidos fuertes al amplificar la resonancia de una pequeña entrada. Un motor diesel vibra debido a fuerzas de combustión, y el movimiento de los pistones. Naturalmente algunas vibraciones son deseables y otras son indeseables.

Un sistema de vibración en general, incluye los medios para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), un medio para almacenar energía cinética (masa o inercia), y un medio mediante el cual la energía es gradualmente perdida (dámper).

Los cuatro grupos básicos de vibración son rodamientos, desalineaciones, holguras y desbalanceo. Debemos saber la característica de la vibración para saber seleccionas la herramienta a usar para el problema específico. Es fácil saber cuándo una maquina tiene vibración excesiva, solo se coloca la mano sobre ella.

2.3 Balanceo de máquinas giratorias

2.3.1 Balanceo en un solo plano

Si se considera un elemento de maquina en la forma de un disco circular delgado como un abanico, un volante, un engrane o una rueda rectificadora, montado sobre una flecha. Cuando el centro de masa es desplazado de su eje de rotación debido a los errores de manufactura, se dice que el elemento esta estáticamente desbalanceado. Un procedimiento para determinar si el disco esta desbalanceado o no, se monta el eje o la flecha en dos baleros de baja fricción, como se muestra en la figura 1a. Se rota el disco y se permite que llegue a su posición de reposo. Se marca el punto más bajo en la circunferencia del disco con un gis. Se repite el procedimiento varias veces, cada vez marcando el punto más bajo del disco con el gis. Si el disco esta balanceado, las marcas de gis se repartirán aleatoriamente sobre toda la circunferencia. De otra manera, si el disco esta desbalanceado, todas las marcas del gis coincidirán.

El balanceo detectado mediante este procedimiento es conocido como desbalanceo estático. El desbalanceo estático se puede corregir al remover (taladrar) metal en la posición del gis o agregando peso a 180° de la marca de gis. Debido a que la magnitud del desbalanceo no se conoce, la cantidad de material a remover o agregar deberá ser determinada a prueba y error. Este procedimiento es

llamado, "balanceo en un solo plano" ya que toda la masa está prácticamente en un solo plano. La cantidad de desbalanceo puede ser encontrado rotando el disco a una velocidad conocida ω y midiendo las reacciones en los dos baleros (Ver fig. 4). Si una masa desbalanceada m se localiza en un radio r del disco, la fuerza centrífuga será $m\omega^2 r$. Por lo tanto las reacciones en los baleros medidas F_1 y F_2 dado m y r :

$$F_1 = \frac{a_2}{l} m\omega^2 r, F_2 = \frac{a_1}{l} m\omega^2 r \quad (2.1)$$

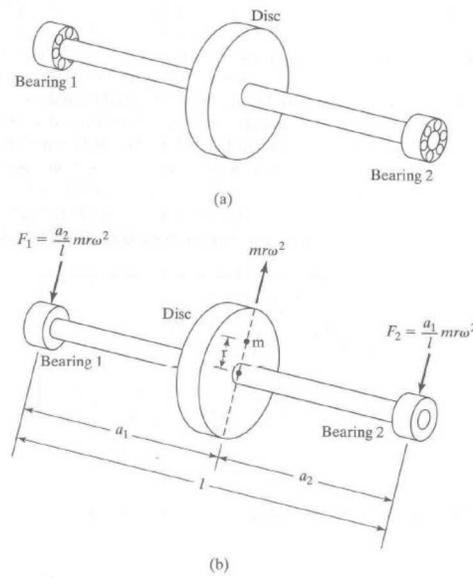


Figura 4 Balanceo de un disco en un solo plano

2.3.2 Balanceo de dos planos

Si el rotor tiene un cuerpo largo y rígido como se muestra en la figura 5, el balanceo puede estar en cualquier lugar a lo largo del rotor.

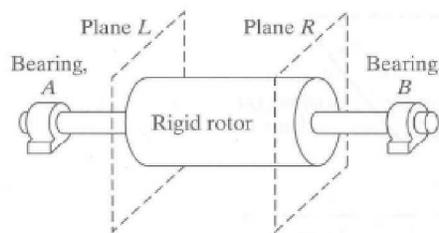


Figura 5 Balanceo en dos planos de un rotor

En este caso el rotor puede ser balanceado agregando pesos balanceados en cualquiera de los dos planos. Por conveniencia, los dos planos son usualmente escogidos como los planos de los extremos del rotor (mostrados con líneas punteadas en la figura 5).

Para ver cualquier masa de desbalanceo en el rotor esta puede ser remplazada por dos masas equivalentes de desbalanceo (en cualquiera de los dos planos), considere un rotor con una masa de desbalanceo m a una distancia $l/3$ del extremo derecho, como se muestra en la figura 3a. Cuando el rotor gira a una velocidad ω , la fuerza debido al desbalanceo será $F = m\omega^2 R$, donde R es el radio del rotor.

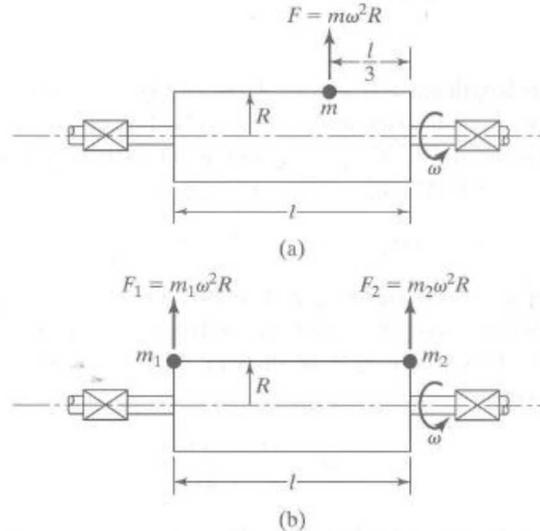


Figura 6 Representación de una masa de desbalanceo como dos equivalentes masas de desbalanceo

La masa desbalanceada m puede ser remplazada por dos masas m_1 y m_2 localizadas en los extremos del rotor, como se muestra en la figura 6. Las fuerzas ejercidas en el rotor por esas masas son $F_1 = m_1\omega^2 R$ y $F_2 = m_2\omega^2 R$. Para la equivalencia de fuerzas en las figura 3a y 3b, tenemos

$$m\omega^2 R = m_1\omega^2 R + m_2\omega^2 R \text{ ó } m = m_1 + m_2 \quad (2.2)$$

Para la equivalencia de los momentos en los dos casos, se consideran momentos en el extremo derecho de tal forma que

$$m\omega^2 R \frac{1}{3} = m_2 \omega^2 R l \text{ ó } m = 3m_1 \quad (2.3)$$

Las ecuaciones (2.2) y (2.3) darán $m_1 = m/3$ y $m_2 = 3m_1$. En consecuencia cualquier masa desbalanceada puede ser remplazada por dos masas equivalentes desbalanceadas en los planos extremos del rotor.

Ahora consideraremos el procedimiento de balanceo de dos planos usando un analizador de vibraciones. En la figura 7 el desbalanceo total en el rotor es remplazado por dos pesos desbalanceados U_L y U_R en los planos izquierdos y derechos, respectivamente. En la velocidad de operación del rotor ω , la amplitud y fase de la vibración debido al desbalanceo original es medido en los dos baleros A y B , y el resultado es registrado como vectores \vec{V}_A y \vec{V}_B . La magnitud del vector de vibración es tomada como la amplitud de la vibración, mientras la dirección del vector es tomada como la negativa del ángulo de fase observada bajo luz estroboscópica con referencia a la línea de referencia. Los vectores medidos \vec{V}_A y \vec{V}_B pueden expresarse como

$$\vec{V}_A = \overrightarrow{A_{AL}} \vec{U}_L + \overrightarrow{A_{AR}} \vec{U}_R \quad (2.4)$$

$$\vec{V}_B = \overrightarrow{A_{BL}} \vec{U}_L + \overrightarrow{A_{BR}} \vec{U}_R \quad (2.5)$$

Donde $\overrightarrow{A_{ij}}$ puede ser considerada como un vector, reflejando el efecto del desbalanceo en el plano j ($j = L, R$) en el balero de vibración i ($i = A, B$). Nótese que \vec{U}_L , \vec{U}_R , y todos los vectores $\overrightarrow{A_{ij}}$ son desconocidos (2.4) y (2.5).

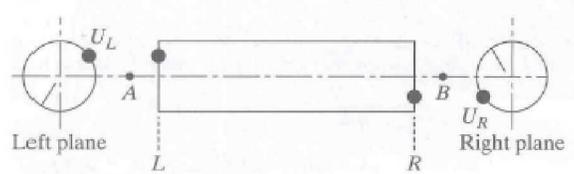


Figura 7 Balanceo en dos planos

Como en el caso de balanceo de plano sencillo, agregamos pesos de prueba conocidos \vec{W}_L en el plano izquierdo en una posición angular conocida y se mide el desplazamiento y la fase de la vibración en los dos baleros mientras el rotor está girando a una velocidad ω . Denotamos esas vibraciones medidas como vectores

$$\vec{V}_{A'} = \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (2.6)$$

$$\vec{V}_{B'} = \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (2.7)$$

Al restar las ecuaciones (2.4) y (2.5) de las ecuaciones (2.6) y (2.7), respectivamente, y resolviendo, obtenemos

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}_{A'} - \vec{V}_A}{\vec{W}_L} \quad (2.8)$$

$$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}_{B'} - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} \quad (2.9)$$

Cuando removemos \vec{W}_L y agregamos el peso conocido \vec{W}_R en el plano derecho en una posición angular conocida y medimos la vibración resultante cuando el rotor está corriendo a una velocidad ω . Las vibraciones medidas pueden ser denotadas como vectores:

$$\vec{V}_{A''} = \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (2.10)$$

$$\vec{V}_{B''} = \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (2.11)$$

Como antes, substraemos la ecuación (2.4) y (2.5) de las ecuaciones (2.10) y (2.11), respectivamente para encontrar

$$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}_{A''} - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} \quad (2.12)$$

$$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}_{B''} - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} \quad (2.13)$$

Una vez que los operadores de los vectores \vec{A}_{ij} son conocidos, las ecuaciones (2.4) y (2.5) pueden ser resueltas para encontrar los vectores de desbalanceo \vec{U}_L y \vec{U}_R :

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR} \vec{V}_A - \vec{A}_{AR} \vec{V}_B}{\vec{A}_{BR} \vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AR} \vec{A}_{BL}} \quad (2.14)$$

$$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL} \vec{V}_A - \vec{A}_{AL} \vec{V}_B}{\vec{A}_{BL} \vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL} \vec{A}_{BR}} \quad (2.15)$$

El rotor ahora puede ser balanceado al agregar iguales y opuestos pesos de balanceo en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho pueden ser denotados vectorialmente como $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$ y $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$.

3. El balanceo en Cigüeñales

3.1 El balanceo de un motor de combustión interna

Un motor perfectamente balanceado es uno en el cual el movimiento relativo de sus componentes no establece una acumulación de fuerzas que tiendan a hacer al motor vibrar y golpetear. Por lo tanto, si el motor balanceado perfectamente estuviera suspendido libremente en el espacio ninguna vibración u otro movimiento sería observado, y por lo tanto, en teoría, tal motor podría estar unido directamente a su bastidor. A la inversa, un motor parcialmente balanceado requiere algún tipo de montaje en la suspensión para aislar el motor de su bastidor para prevenir que cualquier reacción de desbalanceo sea transmitida a través del chasis del vehículo y su cuerpo.

Las vibraciones del motor pueden ser grosamente divididas en dos modos no deseados:

1. Vibración de un motor y sus componentes rígidos como un todo, en el cual no hay cedencia elástica de los componentes, esas vibraciones son causadas por el desbalanceo de los componentes giratorios y alternativos.
2. Vibraciones de los componentes del motor debido a la deformación elástica del material de los componentes bajo la influencia de los impulsos periódicos de combustión causando oscilación torsional y lateral del cigüeñal y del árbol de levas.

3.2. ¿Qué es un cigüeñal?

Un cigüeñal es un eje acodado, con codos y contrapesos presente en ciertas máquinas que, aplicando el principio del mecanismo de biela - manivela, transforma el movimiento rectilíneo alternativo en rotatorio y viceversa. El extremo de la biela opuesta al bulón del pistón (cabeza de biela) conecta con la muñequilla, la cual junto con la fuerza ejercida por el pistón sobre el otro extremo (pie de biela)

genera el par motor instantáneo. El cigüeñal va sujeto en los apoyos, siendo el eje que une los apoyos el eje del motor.



Figura 8 Cigüeñal de 4 cilindros y 5 apoyos

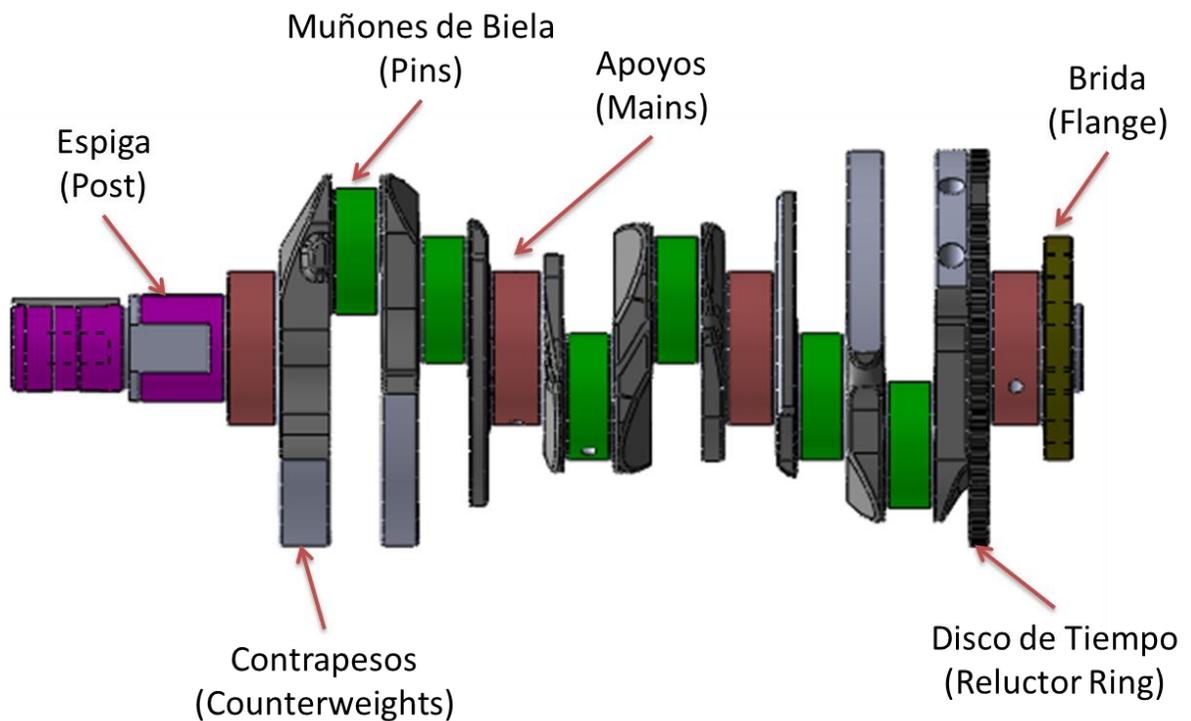


Figura 9 Partes principales de un cigüeñal

El cigüeñal consta de una gran cantidad de partes, pero las principales se describen a continuación.

1. **Espiga (Post).** Es la parte frontal en la cual van sujetas la polea y bandas de ventilador de un automóvil. Las partes de un cigüeñal dependiendo de su orientación se les da el apellido de espiga, por ejemplo, cara de contrapeso lado espiga.
2. **Muñones de biela (Crankpin, Pin Journal).** Son los diámetros excéntricos de un cigüeñal, en estos diámetros van sujetas las bielas. Estos están directamente relacionados con la cantidad de cilindros de un motor, por ejemplo, en la figura 5, hay un cigüeñal con 6 muñones, por lo que se puede determinar que es un cigüeñal de 6 cilindros. Estos se nombran de izquierda a derecha, o a partir de la espiga, por ejemplo, muñón 1 es el que está más a la izquierda y muñón 6 es el que está más a la derecha.
3. **Apoyos (Main Journal).** Son los diámetros concéntricos sobre los cuales va sentado el cigüeñal en el monoblock y que sirven de eje de giro de este. Estos se nombran de izquierda a derecha, o a partir de la espiga, por ejemplo, apoyo 1 es el que está más a la izquierda y apoyo 4 es el que está más a la derecha.
4. **Brida (Flange, Oil Seal).** Es la parte trasera del cigüeñal a la cual va sujeta el volante de inercia del motor y la flecha de la transmisión además de que sirve como sello en el motor para evitar la fuga de aceite. . Las partes de un cigüeñal dependiendo de su orientación se les da el apellido de brida, por ejemplo, cara de contrapeso lado brida.
5. **Disco de Tiempo (Reluctor Ring, Timing Wheel).** Parte de cigüeñal que se encarga de sincronizar el giro del cigüeñal con las explosiones del motor. Es el sustituto del carburador de los coches de los 90' s hacia atrás.
6. **Contrapesos (Counterweights).** Geometrías que ayudan al cigüeñal en su rigidez, aparte de que sirven como enlaces entre apoyos y muñones tienen la función de preservar la inercia del movimiento del cigüeñal, también son utilizados para balancear dinámicamente el cigüeñal removiendo material

sobre ellos. La geometría de estos contrapesos es el principal componente del desbalanceo de un cigüeñal y centro del tema de esta tesis,

3.3. El balanceo en cigüeñales.

El desbalanceo es una condición en la cual el eje de masa de una parte no coincide con su eje de rotación. Este es una expresión de una distribución no uniforme de masa alrededor de un eje de rotación y su unidad de medida es la masa x el radio (ejemplo: gr*cm, oz*in, kg*mm).

El desbalanceo en un motor de combustión interna causa:

- Pesadas cargas en los rodamientos
- Ruido y vibración
- Incremento en la fatiga y desgaste en las partes relacionadas.

3.3.1. Conceptos teóricos relacionados con el balanceo de cigüeñales.

Eje de rotación (Eje geométrico). Es una línea sobre la cual un cuerpo revoluciona, usualmente determinada entre uno o dos rodamientos. También es conocido como eje de rotación o eje de flecha. En la figura 10, se puede ver el eje de rotación (línea verde) la cual pasa sobre el centro de la flecha.

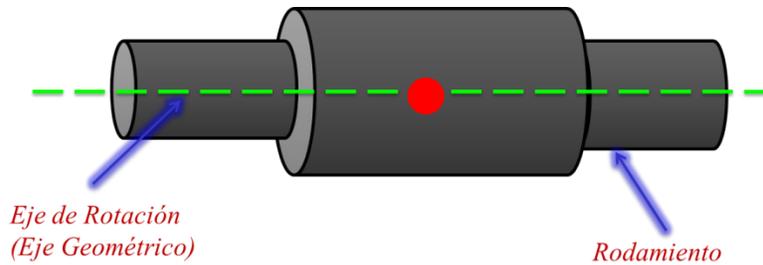


Figura 10 Eje de rotación

Centro de gravedad. Es un punto en el cual toda la masa de un cuerpo puede considerarse concentrada. Si se cuelga un cuerpo de este punto, el cuerpo estará en equilibrio en todas direcciones. En la figura 11, se puede ver el centro de gravedad en color rojo.

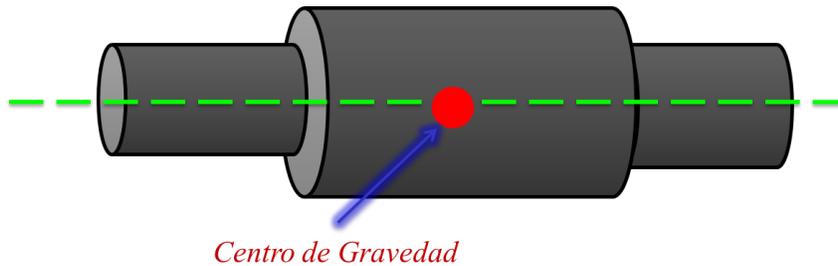


Figura 11 Centro de gravedad

Eje de masa. Es un eje sobre el cual un cuerpo rotara si es suspendido libremente sin restricciones. Este eje pasa sobre el centro de gravedad. En la figura 12, podemos ver como el eje de masa (línea roja) está fuera del eje de rotación (línea verde) debido a una irregularidad (cuadro anaranjado) que ocasiona que la masa está distribuida de manera no uniforme.

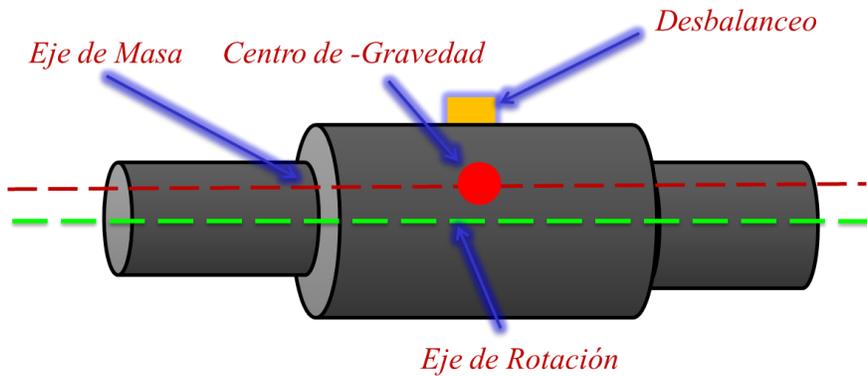


Figura 12 Eje de masa

3.3.2. ¿En qué unidades se mide el desbalanceo?

El desbalanceo es el producto de una masa y su distancia al eje de rotación. Su efecto se incrementa conforme la masa se aleja del eje de rotación. En la figura superior, se puede ver una masa con un **Peso**, a una **Radio** del eje de rotación. El desbalanceo que tendrá esta figura será de $\text{Peso} \times \text{Radio}$, por ejemplo, supongamos que el **Peso** sea de 1 gr, y el **Radio** sea de 8cm, su desbalanceo será de 8 gr*cm.

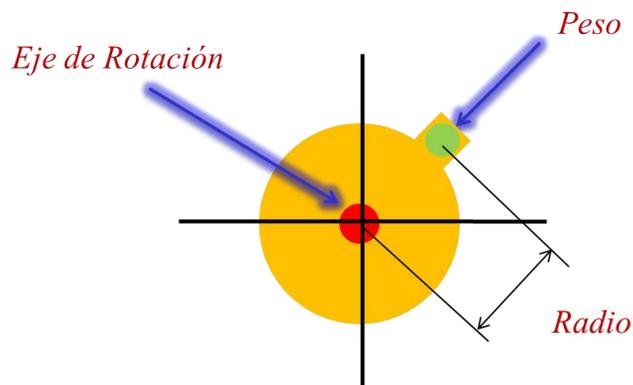


Figura 13 Desbalanceo

$$\text{Desbalanceo} = \text{Peso} \times \text{Distancia}$$

3.3.3. Tipos de desbalanceo

Desbalanceo estático. Este ocurre cuando el eje de masa está desplazado con respecto al eje de rotación. En la figura 14 se puede ver que el eje de masa (línea roja) está desplazado contra el eje de rotación (línea verde) en dirección a una masa (cuadro anaranjado) la cual desplaza el centro de gravedad de la pieza (círculo rojo).

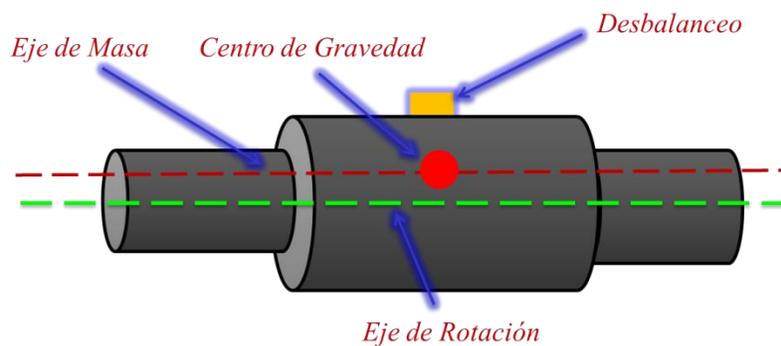


Figura 14 Desbalanceo estático

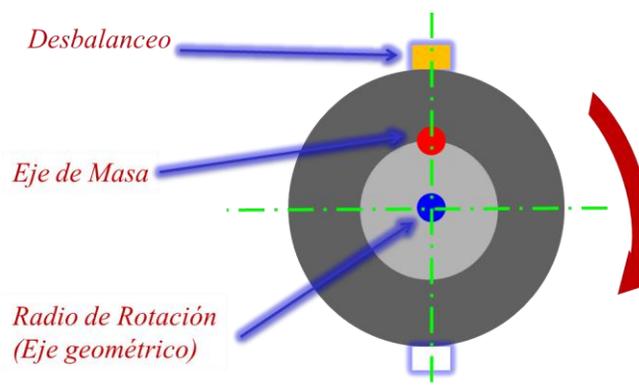


Figura 15 Desbalanceo estático visto de frente

Si a la pieza se le permite rotar libremente, esta rotará hasta que el peso de desbalanceo quede en el fondo

Desbalanceo de pares. En la figura 16 vemos como dos masas igualmente opuestas (cuadros anaranjados) y en sentido contrarios actúan sobre una pieza. La cual estará balanceada estáticamente pero al girar estará desbalanceada generando un efecto de tambaleo (figura 17).

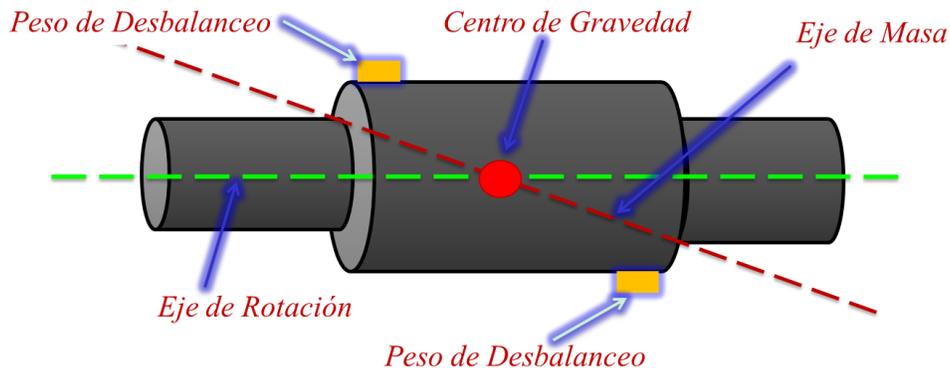


Figura 16 Desbalanceo de pares

Este solo sucede cuando una pieza está girando

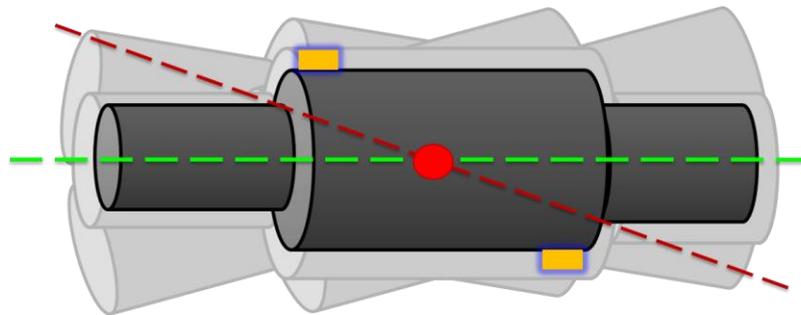


Figura 17 Tambaleo

Si la pieza gira esta tendrá un efecto de "tambaleo"

Balanceo Dinámico. Es una combinación del balanceo estático y de pares, ocurre en piezas al menos dos veces más largas que su diámetro. En la figura 18, se puede ver como hay tres masas (cuadros anaranjados) que están actuando sobre la pieza, desplazando su centro de gravedad (círculo rojo) de su línea de rotación.

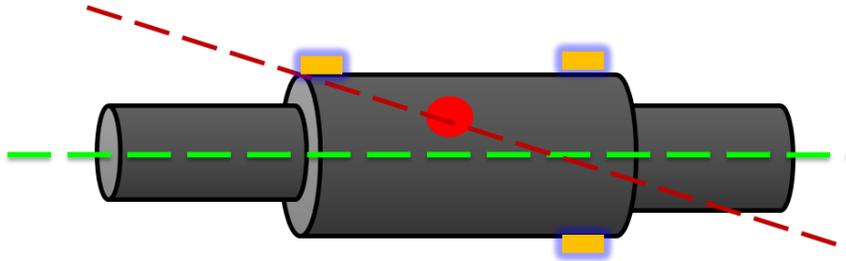


Figura 18 Desbalanceo dinámico

3.4 ¿Que provoca el desbalanceo?

- Falta de simetría en las partes. Por ejemplo, un cigüeñal en el cual sus partes no son simétricas, es decir tiene una parte delgada del lado derecho y otra con un diámetro más grande del lado izquierdo, figura 19.

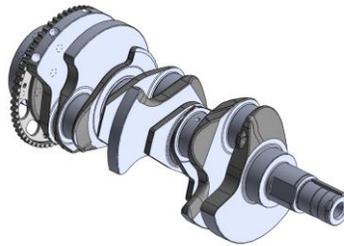


Figura 19 Cigüeñal

- **Porosidades.** En la figura 20, se puede ver como las porosidades del material, invisibles ya que están por la parte de adentro de las paredes de la pieza, causan una diferencia de masas contra su lado opuesto generando un desbalanceo.

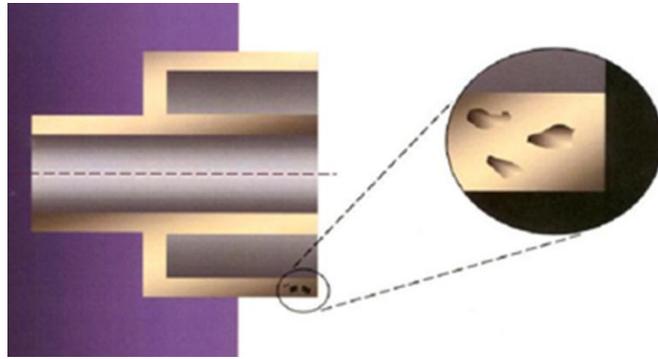


Figura 20 Porosidades

- **Excentricidades.** En la figura 21, podemos ver una pieza, en la cual las paredes superiores son más delgadas que las inferiores, esto se genera debido a que el agujero que pasa de lado a lado no está sobre el centro geométrico de la pieza.

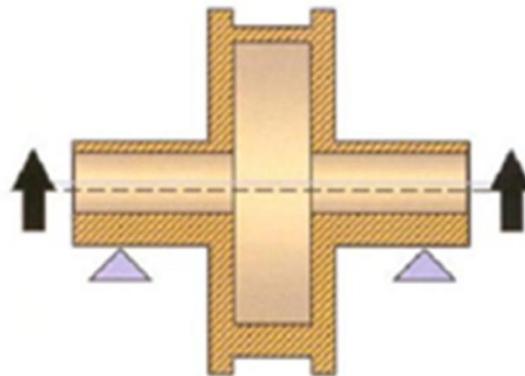


Figura 21 Excentricidades

- **Alguna combinación de factores.** Esto se refiere a que una pieza puede tener excentricidades, porosidades o faltados de material, falta de simetría.

3.5 Momento de inercia

El **momento de inercia** (símbolo **I**) es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo. Cuando un cuerpo gira en torno a uno de los ejes principales de inercia, la inercia rotacional puede ser representada como una magnitud escalar llamada momento de inercia. Sin embargo, en el caso más general posible la inercia rotacional debe representarse por medio de un conjunto de momentos de inercia y componentes que forman el llamado tensor de inercia. La descripción tensorial es necesaria para el análisis de sistemas complejos, como por ejemplo en movimientos giroscópicos.

El momento de inercia refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro. El momento de inercia sólo depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro; pero no depende de las fuerzas que intervienen en el movimiento.

El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido.

Dado un sistema de partículas y un eje arbitrario, el momento de inercia del mismo se define como la suma de los productos de las masas de las partículas por el cuadrado de la distancia r de cada partícula a dicho eje. Matemáticamente se expresa como:

$$I = \sum m_i r_i^2$$

4. Teoría del Cálculo del balanceo de un cigüeñal

4.1 Balanceo de un cigüeñal de un cilindro

Las masas giratorias en un motor de un cilindro pueden ser completamente balanceadas pero los componentes alternativos son normalmente balanceados parcialmente.

Considerando las masas giratorias solamente, si el muñón y el pie de la biela de un cigüeñal de un cilindro de masa (m) gira a una velocidad constante (ω) alrededor de un centro fijo (apoyos) a un radio (carrera)(R) la masa experimentara una fuerza centrífuga que la jala al exterior de magnitud (F)

$$F = m\omega^2 R$$

Dónde:

- F=fuerza centrífuga (N)
- m= masa del muñón y cabeza de biela
- ω =velocidad angula (rad/s)
- R=carrera del cigüeñal (m)
- F_r =fuerza de reacción (N)

La fuerza de reacción (F_r) de la fuerza centrífuga generada (F) en el eje del apoyo es una fuerza igual y opuesta en dirección.

Para que el centro de rotación este en equilibrio, una igual y opuesta fuerza debe de ser aplicada. Esto puede ser obtenido al extender los contrapesos del muñón en el otro lado del cigüeñal por una distancia (R_b), de tal forma que la mitad de la equivalente masa fuera de balanceo ($1/2 m_b$) este situada opuesta en cada lado del muñón, de este modo causando que la reacción centrifuga pivotante se vuelva cero.

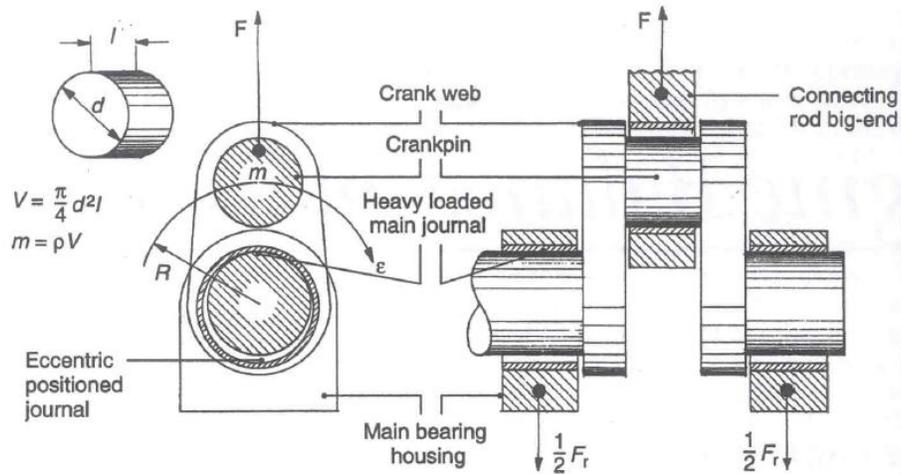


Figura 22 Cigüeñal de un cilindro desbalanceado

En consecuencia, las dos fuerzas centrífugas deben de ser equivalentes y pueden ser igualadas:

Fuerza centrífuga de la masa giratoria = fuerza centrífuga de la masa de balanceo

$$m\omega^2 R = m_b\omega^2 R_b$$

Debido a que la velocidad angular es común en ambos lados de la ecuación la relación se vuelve:

$$mR = m_b R_b$$

Donde mR es conocido como el esfuerzo desbalanceado del momento de masa debido a la masa giratoria fuera de centro (m).

Así los momentos de masa de las dos medias masas de balanceo pueden ser representadas en la ecuación siguiente.

Momento de masa de muñón y cabeza de una biela = momentos de balanceo

$$mR = \left(\frac{m_b}{2} + \frac{m_b}{2} \right) R_b$$

4.1.1 Componentes giratorios de un cigüeñal y una biela

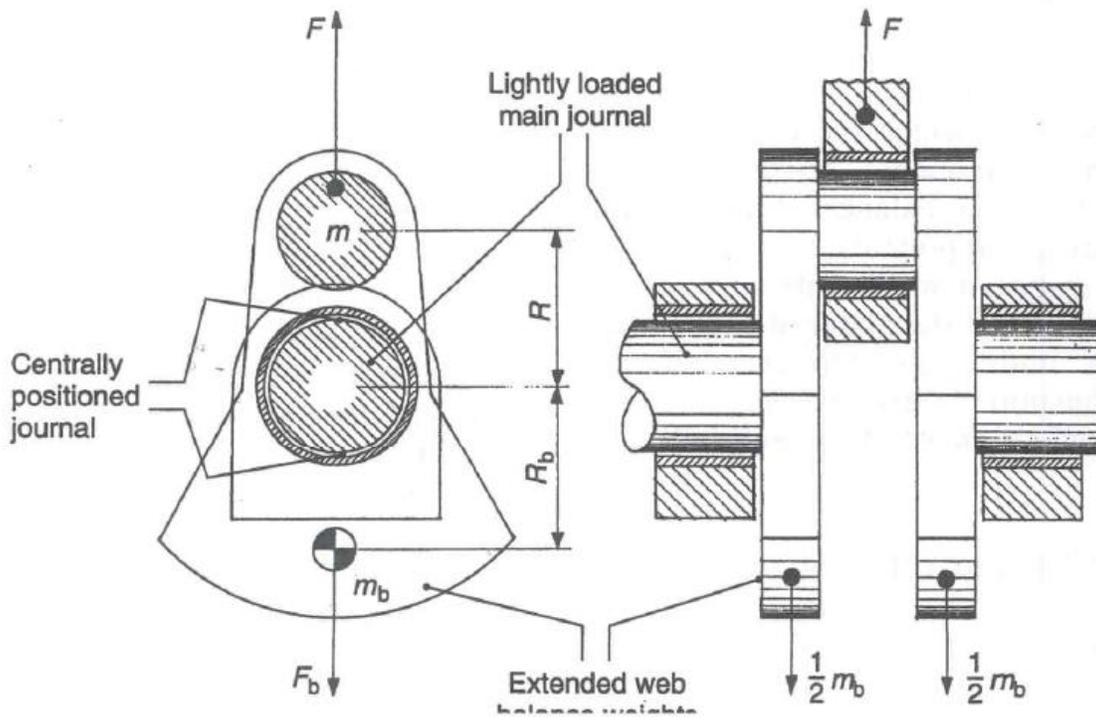


Figura 23 Cigüeñal de 1 cilindro balanceado

Los componentes giratorios de un cigüeñal son básicamente el muñón y el pie de la biela. La masa giratoria del cigüeñal por sí mismo esta derivada de la masa del muñón y sus enlaces que lo soportan, debido a que estos enlaces están generalmente hechos para extenderse al lado opuesto del apoyo, el desbalanceo giratorio es cancelado de tal forma que sus masas pueden ser ignoradas. Como resultado, solo la masa del muñón se considera cuando se examina el balanceo de un cigüeñal.

Masa del muñón = densidad del material x volumen del muñón

$$m_j = \rho V = \rho \frac{\pi}{4} d^2 L \text{ (kg)}$$

Dónde: m_j = masa del muñón (kg)

ρ = densidad del material (kg/m³)

d = diámetro del muñón (m)

L =longitud del muñón (m)

Es usual dividir la masa de la biela en dos componentes, un componente de masa giratorio y un componente de masa reciproco. El componente giratorio de la biela es obtenido de la porción de la cabeza mientras que la masa alternativa se deriva del pie de la biela.

Experimentos han mostrado que aproximadamente dos tercios de la masa de la biela contribuyen a la masa giratoria, mientras un tercio contribuye a la masa alternativa.

Masa giratoria de biela = dos tercios de la masa de la biela

$$m_c = \frac{2}{3} C$$

Dónde:

m_c =masa giratoria de biela (kg)

C =masa de la biela (kg)

Consecuentemente, la inercia total giratoria de los componentes que actúan sobre el cigüeñal es igual a la suma de las masas de los muñones y la masa giratoria del pie de la biela. Así que:

Masa total giratoria = masa del muñón + masa de la cabeza de la biela

$$\begin{aligned} m &= m_j + m_c \\ &= \rho \frac{\pi}{4} d^2 L + \frac{2}{3} C \end{aligned}$$

4.2 Momento centrífugo de un par

Si dos muñones cada uno de masa m están espaciados una distancia a figura 7 en los lados opuestos de los apoyos en un radio r del centro del eje de rotación del cigüeñal, entonces la fuerza centrífuga $F = m\omega^2 r$ ejercida en cada cabeza de biela y muñón, producirá un momento de un par, su magnitud será proporcional al

cuadrado de la velocidad de rotación. El momento de una par se expresa como sigue:

$$C = F \frac{a}{2} + F \frac{a}{2} = 2 \left(F \frac{a}{2} \right) = Fa(Nm)$$

El golpeo direccional causado por el par cambiara continuamente conforme el cigüeñal gira en el plano vertical cuando el muñón 1 está en el TDC y el muñón No.2 está en el BDC (Fig 24). El cigüeñal tenderá a producir una torcedura en sentido del reloj o movimiento tambaleante, pero una media revolución mueve los muñones 1 y 2 a las posiciones BDC y TDC, respectivamente, de este modo altera el sentido del par al sentido contrario del reloj Fig 24.

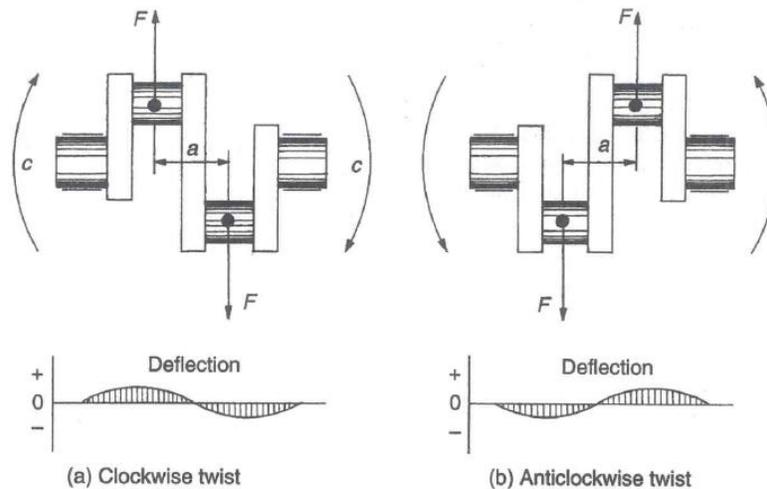


Figura 24 Cambio en el sentido de par y deflexión de un cigüeñal de dos cilindros

La magnitud de la deflexión del cigüeñal se intensificará grandemente en el plano vertical cuando el efecto de inercia de los componentes alternativos está compuesto con las fuerzas de inercia giratorias conforme el cigüeñal se aproxima ya sea a los centros muertos interiores o exteriores. Por lo tanto, los efectos de la inercia giratorios son constantes pero cambian continuamente su sentido a través de una revolución del cigüeñal mientras los efectos del componente alternativo de inercia son solo prominentes conforme se aproxima al TDC o al BDC.

4.3 Balanceo estático del cigüeñal

El balanceo estático de un cigüeñal de un cilindro sencillo puede ser alcanzado posicionando la mitad de la equivalente masa de balanceo opuesta al muñón en cualquier lado de tal forma que el producto de las masas $2(m_b/2)$ y su distancia del centro de rotación (R_b) es igual a la masa del muñón m multiplicada por la distancia del centro de la flecha R , (fig 23), esto es

$$mR = m_b R_b$$

El balanceo estático de un cigüeñal puede ser checado entonces al montarlo en un par de cuchillas filosas las cuales no tienen fricción y lentamente rodar el eje en pasos de 45° hasta que una revolución es completada. Al final de cada intervalo de 45° el eje deberá de ser detenido completamente y después deberá ser liberado. Si el eje está perfectamente balanceado entonces este permanecerá estacionario en cualquier posición hasta que se detenga; inversamente, si el eje esta desbalanceado tenderá a rodar en uno u otro sentido hasta que la parte más pesada del cigüeñal este en la posición más baja.

Los motores multicilíndricos están estáticamente balanceados al posicionar las muñequillas opuestas de tal forma que estas cancelen las fuerzas centrífugas individuales creadas por la estructura del muñón y del contrapeso. Así, si un cigüeñal multicilíndrico balanceado estáticamente es rolado en cuchillas (Fig. 25A) o, alternativamente girado en unos soportes de baleros (Fig. 25B) entonces el cigüeñal deberá permanecer estacionario en cualquier posición.

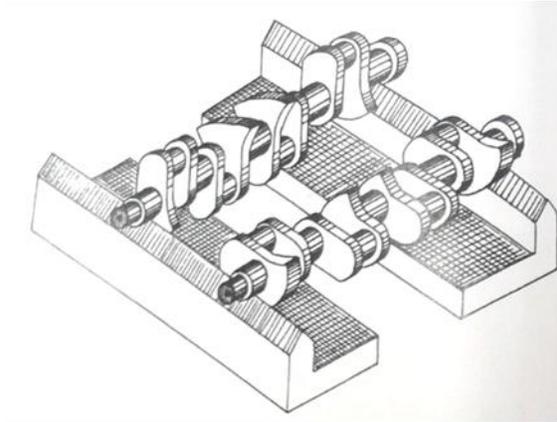


Fig A

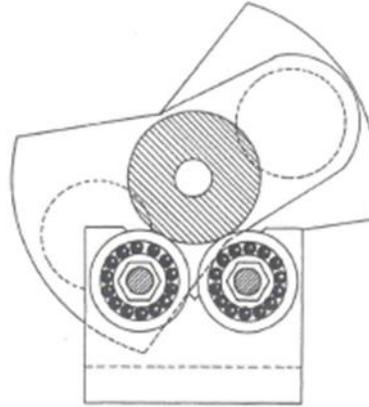


Fig B

Figura 25 Balanceo Estático de un cigüeñal multicilíndrico

4.4 Balanceo dinámico de un cigüeñal

Desafortunadamente, con los motores multicilíndricos, los muñones individuales están separados uno del otro de tal forma que, cuando el cigüeñal empieza a rotar, las fuerzas centrífugas de inercia actúan en planos diferentes y por lo tanto, tenderá a producir momentos tambaleantes los cuales hacen que el cigüeñal se sacuda en cada dirección conforme completa una revolución. Esta condición es conocida como desbalanceo dinámico, el cual es causado por las inercias centrífugas opuestas que están espaciadas, un ejemplo de esto se muestra en un cigüeñal de doble cilindro (fig 25 a y b). Así, un cigüeñal el cual este balanceado estáticamente producirá desbalanceo dinámico conforme rota a menos que la provisión para desbalanceo dinámico sea construida en el eje, mientras que un cigüeñal balanceado dinámicamente siempre estará balanceado estáticamente.

4.5 Balanceo multicilíndrico de las masas giratorias de un cigüeñal

La mayoría de las configuraciones de los cigüeñales multicilíndricos son arregladas de tal forma que sus muñones se oponen y por lo tanto neutralizan cualquier desbalanceo estático de los muñones individuales y sus contrapesos. Sin embargo, tan pronto como el cigüeñal empieza a rotar, pares internos serán creados por la fuerza de inercia centrífuga del muñón, la cual tiende a pandear al cigüeñal lateralmente. Una exagerada ilustración de un cigüeñal distorsionado concentra presión extrema en las orillas y la región media de las distancias del balero. La magnitud de la flexión del cigüeñal se incrementa con el aumento de la velocidad y, si la rigidez del cigüeñal es inadecuada, la excesiva presión del balero producirá una falla por fatiga prematura.

Para reducir la deflexión lateral de un cigüeñal cuando rota, masas de balanceo en la forma de enlaces extendidos pueden ser posicionadas opuestas y en cada lado del muñón. En la práctica, normalmente solo un lado del muñón es extendido al lado opuesto del apoyo, pero para motores de alto desempeño ambos lados de los enlaces pueden ser extendidos para suavizar el pandeo del cigüeñal, por lo tanto relevan la carga en las orillas de tal forma que una distribución de la presión existe sobre la superficie de trabajo del balero.

4.6 Balanceo de Cigüeñales de 6 cilindros en uve a 60°

El cigüeñal tiene 6 muñones separados, estos están igualmente espaciados a intervalos de 60° y arreglados en pares entre los 4 apoyos principales (Fig. 19).

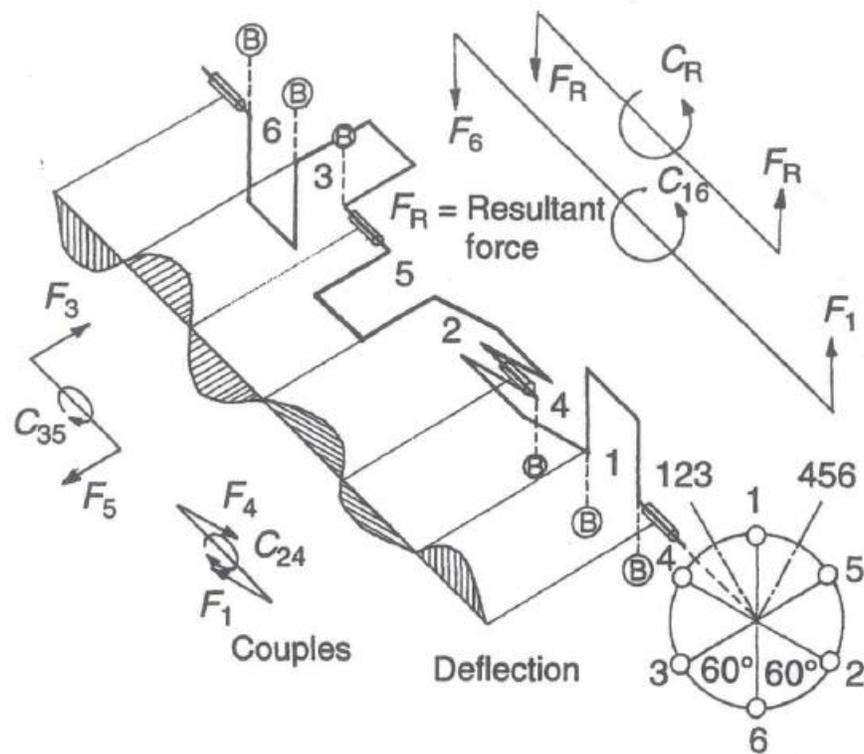


Figura 26 Balanceo de un cigüeñal de 6 cilindros en uve de 60°

Las fuerzas centrífugas de inercia de los muñones y cabezas de las bielas se cancelan debido a que hay 3 pares diametralmente opuestos de muñones, 1 y 6, 4 y 2, 3 y 5, pero estos generan tres pares activos longitudinalmente los cuales crean un desbalanceo dinámico del cigüeñal. Estos tres pares producen un par resultante longitudinal en los muñones 1 y 6 y este es normalmente cancelado mediante pesos de balanceo opuestos y en cada lado de los muñones número 1 y 6. En algunos motores de larga carrera un tercer par adicional de pequeños pesos de balanceo son posicionados en el mismo plano y dirección que los otros contrapesos, pero ellos están pegados a los enlaces interiores de los muñones 3 y 4 ya que este arreglo tiende a relevar carga en los dos apoyos interiores.

5. Calculo de desbalanceo en un cigüeñal

5.1 Algoritmo para el cálculo del desbalanceo de un cigüeñal

A continuación se muestra el algoritmo para calcular el desbalanceo teórico de un cigüeñal:

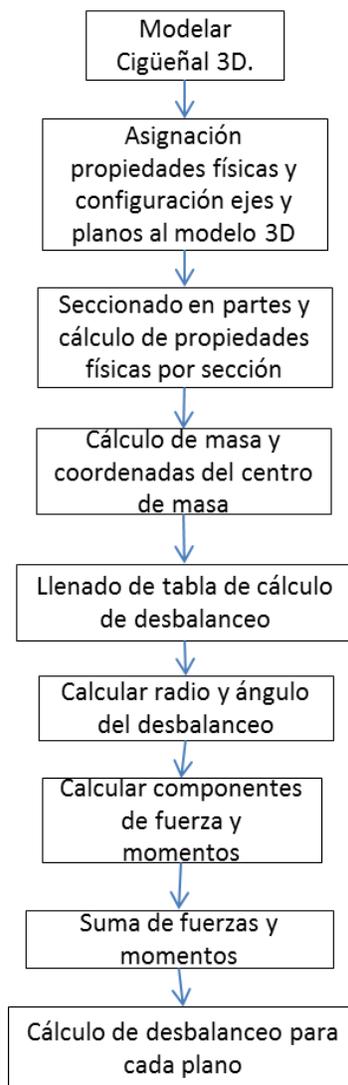


Figura 27 Algoritmo para cálculo de balanceo

Primeramente empezamos modelando un cigüeñal en un software paramétrico CAD, es importante el modelado a detalle de esta pieza. Posteriormente se asignan propiedades físicas y se procede a configurar los ejes del modelo. El cigüeñal es seccionado en partes y las propiedades físicas son calculadas individualmente. Con los datos de masa y ejes de centro de masa se llena una tabla de cálculo en la cual se procede a calcular el ángulo y radio del desbalanceo de cada sección, posteriormente se calcula la fuerza y momentos de cada sección para finalmente sumar los datos de cada sección y se calcula la predicción del cigüeñal.

A continuación se desarrolla a detalle cada una de estas etapas.

Para el cálculo del desbalanceo de un cigüeñal trabajaremos a partir de un modelo matemático 3D y estaremos utilizando un sistema CAD paramétrico de modelado de sólidos y superficies.

Antes que nada debemos de tener este modelo matemático con todos los detalles del cigüeñal por más pequeños que sean. Incluyendo las piezas o componentes que se le ensamblaran antes de balancear.

Para poder empezar realizar el cálculo del desbalanceo, debemos de asignar en el software al modelo matemático las propiedades físicas del material mediante el cual se estará fabricando el cigüeñal y cada uno de sus componentes. En este caso es un acero al carbono micro aleado aisi/sae 1538Mv con densidad de 7800 Kg/m^3 para el cigüeñal y un acero aisi/sae 1020 con densidad de 7900 Kg/m^3 para el disco de tiempo que se ensambla en el contrapeso 9 (figura 28).

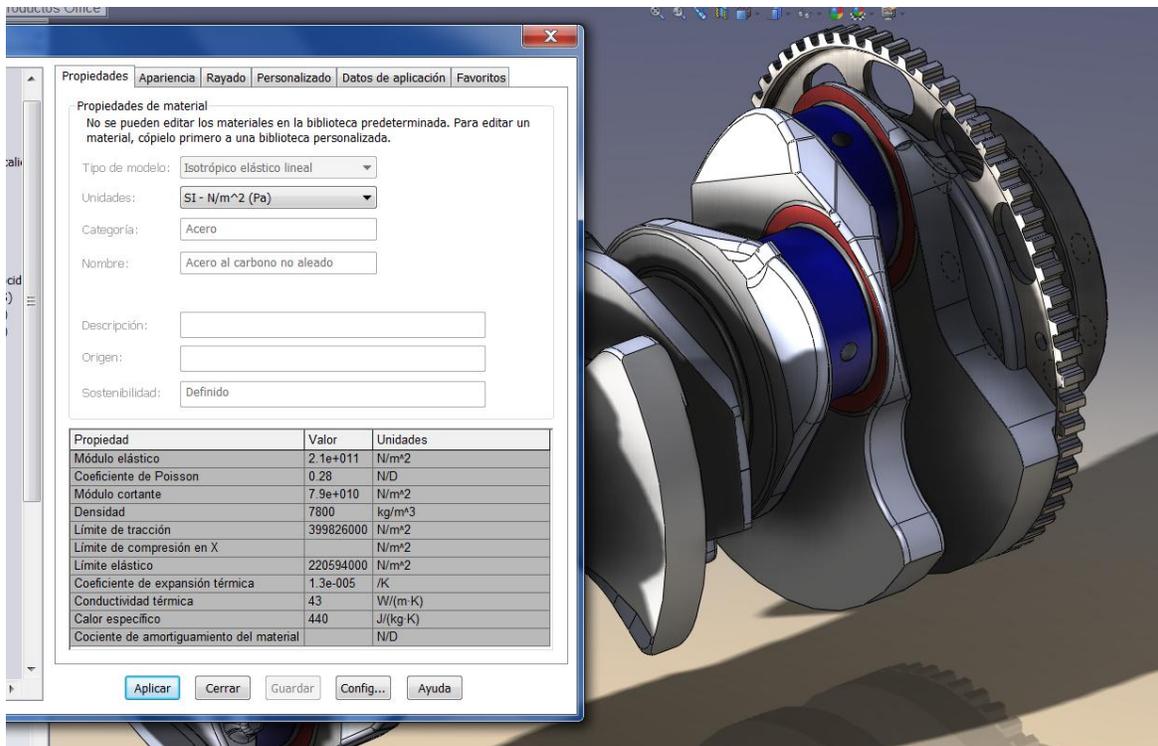


Figura 28 Ventana de asignación de propiedades físicas al cigüeñal en software CAD.

Otro punto muy importante es en donde se sitúa el eje de coordenadas en la pieza. Ya que de este depende el resultado que obtendremos al final. La recomendación es de que se coloque en el punto medio de los planos de balanceo y las direcciones de los ejes X, Y y Z, y en orientación a como se muestra en la figura 29 siguiente:

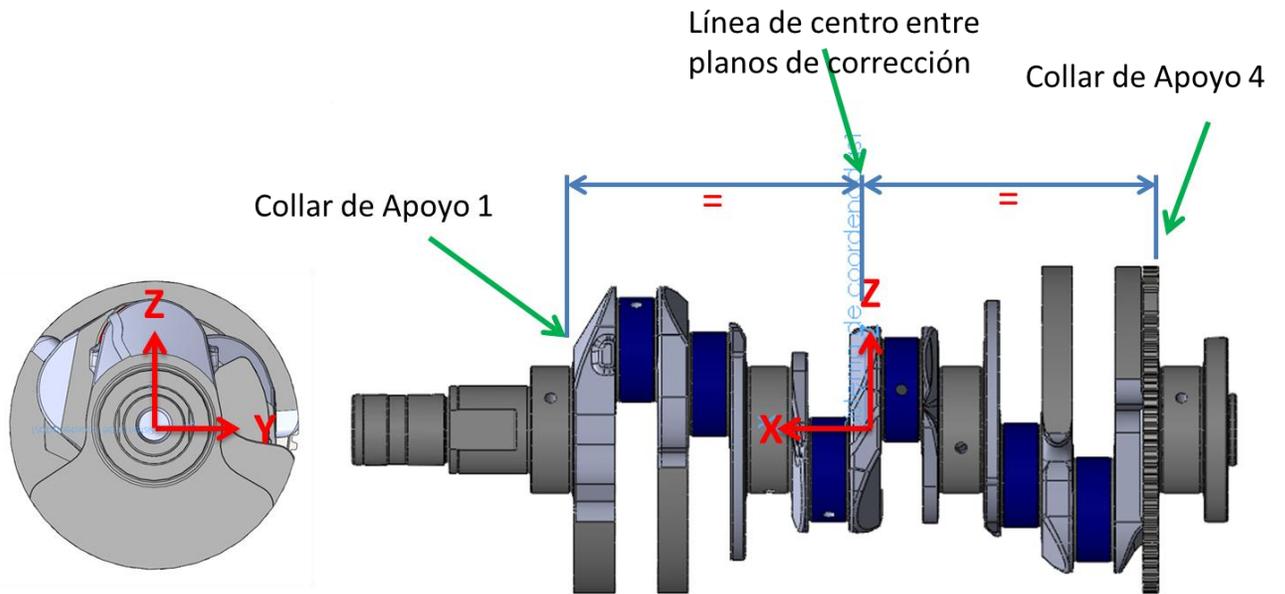


Figura 29 Ejes y planos de cigüeñal

Una vez hecho lo anterior se procede a hacer el cálculo de las propiedades físicas de cada una de las diferentes secciones del cigüeñal, para esto primero hay que dividir la pieza en diferentes secciones con el propósito de hacer el cálculo de sus propiedades individualmente, que para este ejemplo se hará de la siguiente forma:

Mediante la función de Extruir Corte se remueven las secciones del cigüeñal dejando solamente la cual queremos conocer sus propiedades. Por ejemplo, en la imagen de abajo se aisló el contrapeso 9.

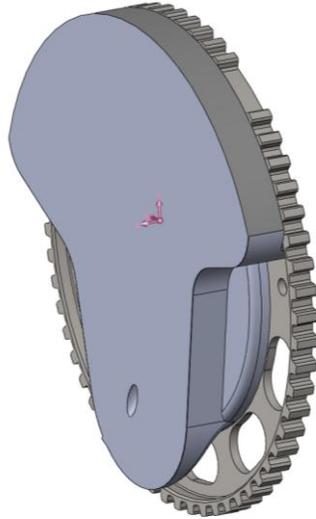


Figura 30 Sección de Contrapeso 9

A continuación se utiliza la función de “propiedades físicas” que se encuentra en el software de modelado CAD y como número 1 se selecciona el sistema de coordenadas que creamos anteriormente.

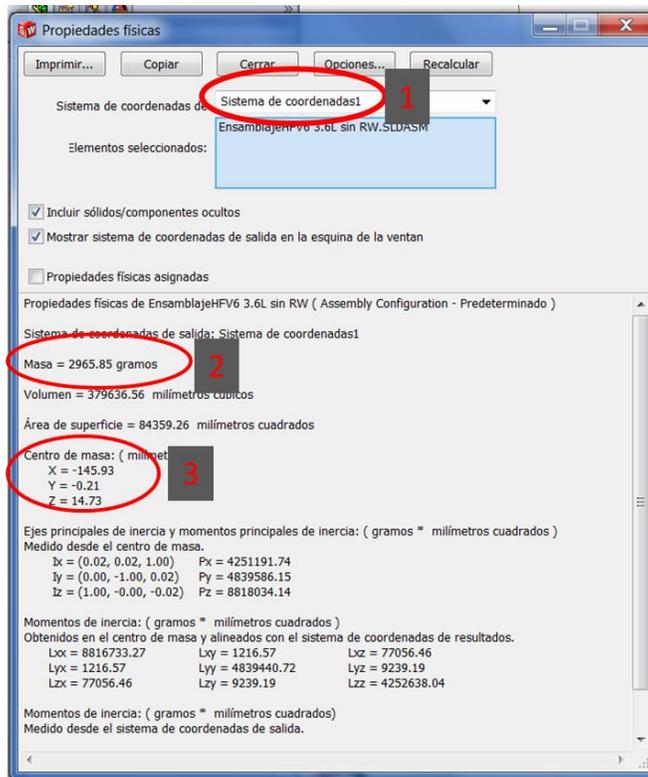


Figura 31 Ventana de Propiedades físicas

Una vez ya seleccionado el sistema de coordenadas se toman los datos de Masa (se recomienda que este en gramos) y las coordenadas del centro de masa (X, Y y Z), para este caso se recomienda que este en milímetros (figura 31).

Es necesario calcular las propiedades físicas de todas y cada una de las secciones del cigüeñal, en la imagen de abajo se puede ver todas las secciones ya aisladas que comprenden el cigüeñal que está siendo analizado (figura 32).

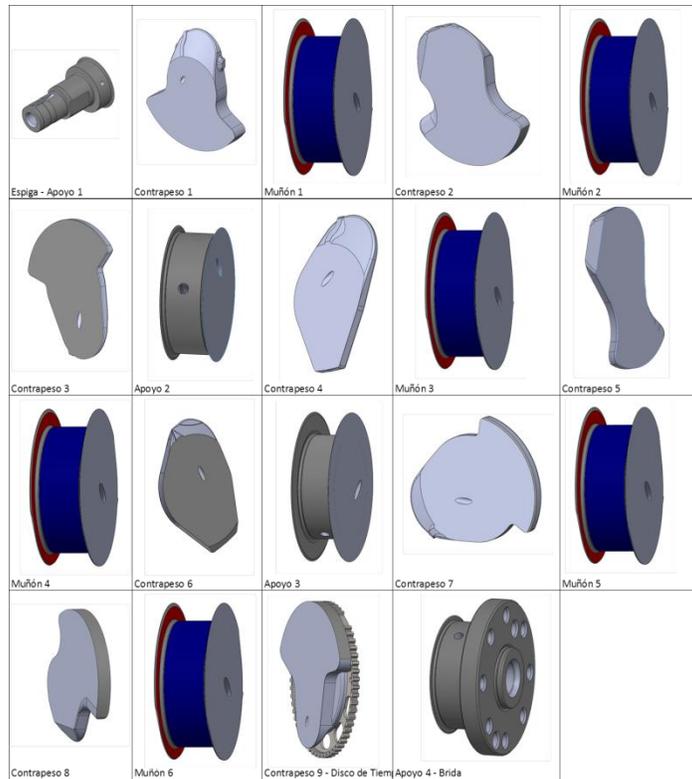


Figura 32 Secciones aisladas del Cigüeñal HFV6

Estos datos los iremos capturando 1 a 1 en una tabla de Excel en la cual efectuaremos las operaciones necesarias como se muestra a continuación:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Descripcion	Masa (gr)	X (cm)	Y (cm)	Z (cm)	R (cm)	M*R (gr*cm)	Ang (Deg)	Vmr (gr*cm)	Hmr (gr*cm)	Vmrx (gr*cm^2)	Hmrx (gr*cm^2)
Apoyo 1 - Espiga	1617.89	-19.9484	-0.006	-0.006	0.0085	13.7283	135.0000	-9.7073	9.7073	193.6459	-193.6459
Contrapeso 1	2310.51	-14.4614	0.106	-2.09	2.0927	4835.1727	-177.0966	-4828.9659	-244.9141	69833.6075	3541.8002
Pin 1	444.57	-12.2384	0.014	4.258	4.2580	1892.9893	-0.1884	1892.9791	-6.2240	-23167.0349	76.1716
Balancing Ring Mass 1	869.6	-12.2384			4.2800	3721.8880	0.0000	3721.8880	0.0000	-45549.9541	0.0000
Contrapeso 2	1974.45	-10.2934	-0.132	-1.21	1.2172	2403.2585	173.7742	-2389.0845	260.6274	24591.8024	-2682.7421
Pin 2	441.24	-8.3574	3.694	2.416	4.4139	1947.5982	-56.8140	1066.0358	-1629.9406	-8909.2879	13622.0652
Balancing Ring Mass 2	864.4	-8.3574			4.2800	3699.6320	-60.0000	1849.8160	-3203.9753	-15459.6522	26776.9031
Contrapeso 3	700.2	-6.8034	-0.559	-0.315	0.6416	449.2786	119.4015	-220.5630	391.4118	1500.5783	-2662.9310
Apoyo 2	681.53	-5.1454	0	0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Contrapeso 4	526.39	-3.4804	-0.169	-0.524	0.5506	289.8192	162.1245	-275.8284	88.9599	959.9930	-309.6161
Pin 3	442.22	-1.9354	-3.697	-2.116	4.2597	1883.7360	119.7849	-935.7375	1634.8873	1811.0264	-3164.1610
Balancing Ring Mass 3	864.4	-1.9354			4.2800	3699.6320	120.0000	-1849.8160	3203.9753	3580.1339	-6200.9738
Contrapeso 5 LE	825.15	-0.3934	0.644	-0.134	0.6578	542.7781	-101.7541	-110.5701	-531.3966	43.4983	209.0514
Contrapeso 5 LB	828.76	0.3936	0.642	0.14	0.6571	544.5678	-77.6982	116.0264	-532.0639	45.6680	-209.4204
Pin 4	440.66	1.9346	-3.683	2.14	4.2596	1877.0300	59.8414	943.0124	1622.9508	1824.3518	3139.7606
Balancing Ring Mass 4	874.9	1.9346			4.2800	3744.5720	60.0000	1872.2860	3242.8945	3622.1245	6273.7037
Contrapeso 6	664.07	3.4826	0.183	0.362	0.4056	269.3645	-26.8177	240.3933	-121.5248	837.1938	-423.2223
Apoyo 3	713.83	5.1546	0	0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Contrapeso 7	703.09	6.8216	-0.333	0.192	0.3844	270.2583	60.0333	134.9933	234.1290	920.8702	1597.1342
Pin 5	441.85	8.3656	3.681	-2.443	4.4179	1952.0576	-123.5714	-1079.4396	-1626.4499	-9030.1595	-13606.2289
Balancing Ring Mass 5	874.9	8.3656			4.2800	3744.5720	240.0000	-1872.2860	-3242.8945	-15662.7958	-27128.7580
Contrapeso 8	2157.84	10.3056	-0.184	1.272	1.2852	2773.3407	8.2310	2744.7725	397.0426	28286.5273	4091.7618
Pin 6	444.68	12.2476	-0.009	-4.258	4.2580	1893.4517	179.8789	-1893.4474	4.0021	-23190.1869	49.0164
Balancing Ring Mass 6	869.6	12.2476			4.2800	3721.8880	180.0000	-3721.8880	0.0000	-45584.1955	0.0000
Contrapeso 9 & Disco	2965.85	14.5976	0.021	1.473	1.4731	4369.1410	-0.8168	4368.6971	-62.2829	63772.4921	-909.1801
Apoyo 4 - Brida	1359.04	17.8996	0.008	0.002	0.0082	11.2069	-75.9638	2.7181	-10.8723	48.6525	-194.6102

Tabla 2 Tabla inicial para el cálculo de balanceo

Adicional a los datos del programa, en la tabla 2 se pueden ver una filas en color anaranjado, en estas filas colocamos las masas de balanceo que se especifican en el dibujo de parte para este modelo en particular.

En la Tabla 2, columna 1, colocamos la masa que obtenemos en un sistema CAD para cada una de las secciones que se aislaron del cigüeñal. En las columnas 2, 3 y 4, se colocan las coordenadas del centro de gravedad, las cuales también se obtuvieron del modelo 3D. Lo que sigue a continuación (columna 5) es calcular el radio del desbalanceo el cual está dado por la siguiente formula:

$$R = \sqrt{Y^2 + Z^2}$$

Posteriormente calculamos la columna 6, multiplicando el resultado de la columna anterior por la columna 1 de la masa de la sección, obteniendo un dato llamado Fuerza.

En la columna 7 se obtiene el ángulo del desbalanceo

$$Ang = \tan^{-1}(Z/Y) * (-1)$$

En la columna 8 y 9 se obtiene la componente horizontal y vertical respectivamente, de la Fuerza.

En las columnas 10 y 11, se multiplican las componentes verticales y horizontales de la Fuerza por la distancia en X obteniendo el momento en X (gr*cm²).

Con esta información base se procede a realizar los cálculos siguientes:

	12	13	14	15
Suma Total	-233.7158	-121.9507	15318.8990	1691.8784
Operaciones	-116.85789	-60.975365	490.9903532	54.22687221

La columna 12, fila Suma Total, es la suma de todos los valores de la columna 8, que son todas las componentes verticales de la Fuerza. La columna 13 es lo mismo pero de la columna 14, y se refiere a la suma de los componentes horizontales de la fuerza.

La columna 14 y 15 tenemos la suma de los momentos en eje X y Y.

En la fila de operaciones, columna 12 y 13, dividimos entre 2 (planos de balanceo) la fuerzas en X y Y. En la columna 14 y 15, dividimos la suma de momentos entre la distancia existente entre ambos planos.

El paso siguiente es obtener el balanceo en cada plano del contrapeso, esto se hace de la siguiente forma,

Para el plano del contrapeso 1, utilizamos la siguiente fórmula para calcular el vector del desbalanceo:

Para el componente en X

$$Cp1 X = \frac{\sum F_Y}{2} - \frac{\sum M_y}{L}$$

Dónde:

F_Y =Fuerzas en Y

M_Y =Momentos en Y

L= Longitud entre ambos planos

Para el componente en Y

$$Cp1 Y = \frac{\sum F_X}{2} + \frac{\sum M_X}{L}$$

Dónde:

F_Y =Fuerzas en Y

M_Y =Momentos en Y

Para el plano del contrapeso 9, utilizamos la siguiente fórmula para calcular el vector del desbalanceo:

Para el componente en X

$$Cp9 X = \frac{\sum F_Y}{2} + \frac{\sum M_Y}{L}$$

Dónde:

F_Y =Fuerzas en Y

M_Y =Momentos en Y

L= Longitud entre ambos planos

Para el componente en X

$$Cp9 Y = \frac{\sum F_X}{2} - \frac{\sum M_X}{L}$$

Dónde:

F_X =Fuerzas en X

M_X =Momentos en X

L= Longitud entre ambos planos

Graficando estos puntos en una gráfica de dispersión de puntos, obtendremos la siguiente predicción para este modelo en particular

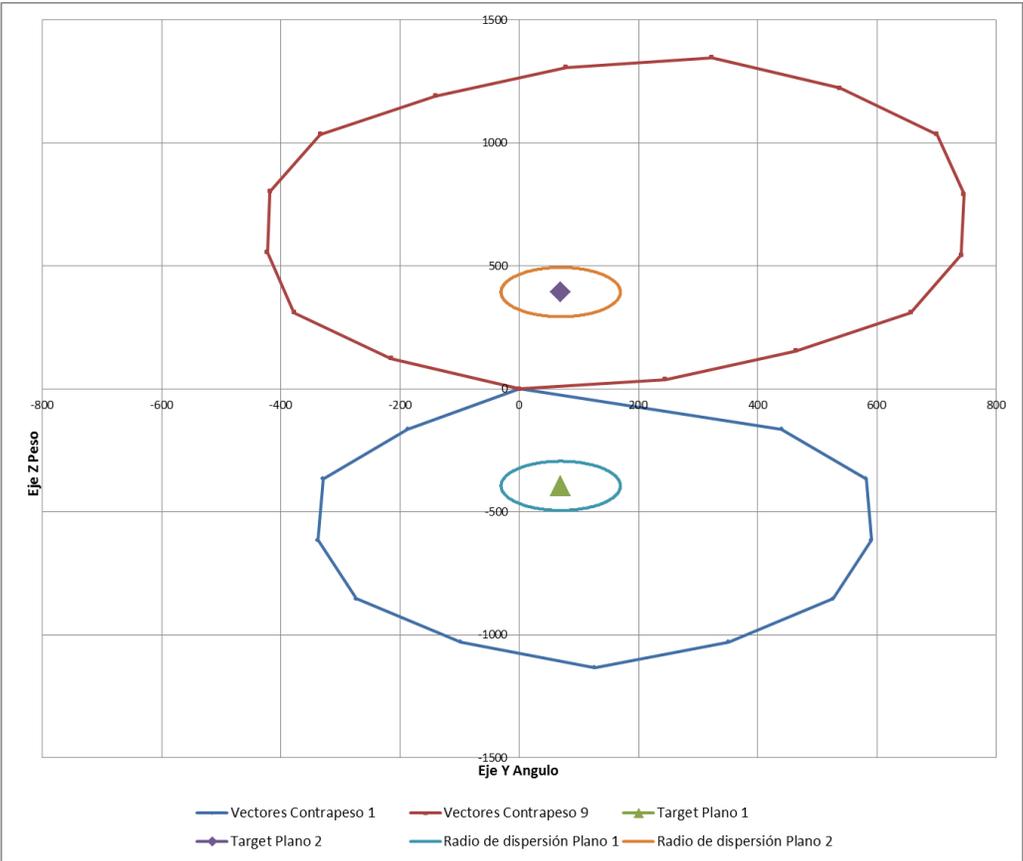


Figura 33 Grafica de dispersión

Este desbalanceo se conoce como "Objetivo de corrección" , el cual significa que las piezas de producción deben de llegar con esta lectura a la operación de balanceo siempre y cuando el centrado de las pieza en operación 20, este dentro de una posición verdadera de 0.5mm y el diseño de la forja cumpla con estos requisitos (figura 33).

5.2 Cálculo de Balanceo en los diferentes modelos de cigüeñales

En la actualidad, en esta línea de producción se fabrican 3 modelos de cigüeñales diferentes, cada uno de estos son idénticos físicamente excepto que sus masas de balanceo son diferentes por diseño particular en cada uno de ellos, en la tabla 3 inferior se puede ver que existen 3 modelos, llamados LLT, LFX y LY7.

Masas de Balanceo	Modelo de Cigüeñal		
	LLT	LFX	LY7
1	869.6	838	878
2	864.4	832.9	873.3
3	864.4	832.9	873.3
4	874.9	843	882.7
5	874.9	843	882.7
6	869.6	838	878

Tabla 3 Valores de masas de balanceo para cigüeñales

Para conocer las diferencias en balanceo de cada uno de estos modelos se reemplazan estos valores en la tabla 2, en la parte de masas de balanceo.

El resultado que se obtiene es el que se presenta a continuación:

Modelo	Lado Poste / Plano 1		Lado Brida / Plano 2	
	Peso	Angulo	Peso	Angulo
LLT	451.63	60.9	554.32	-87.2
LFX	572.37	67.49	688.24	-87.72
LY7	420.46	58.67	518.85	-86.92

Tabla 4 Desbalanceo de cigüeñales

Se puede ver que una pequeña diferencia en gramos hace una diferencia grande en las lecturas iniciales de desbalanceo de cada uno de los diferentes modelos analizados. Gráficamente estos podrán verse de la siguiente manera:

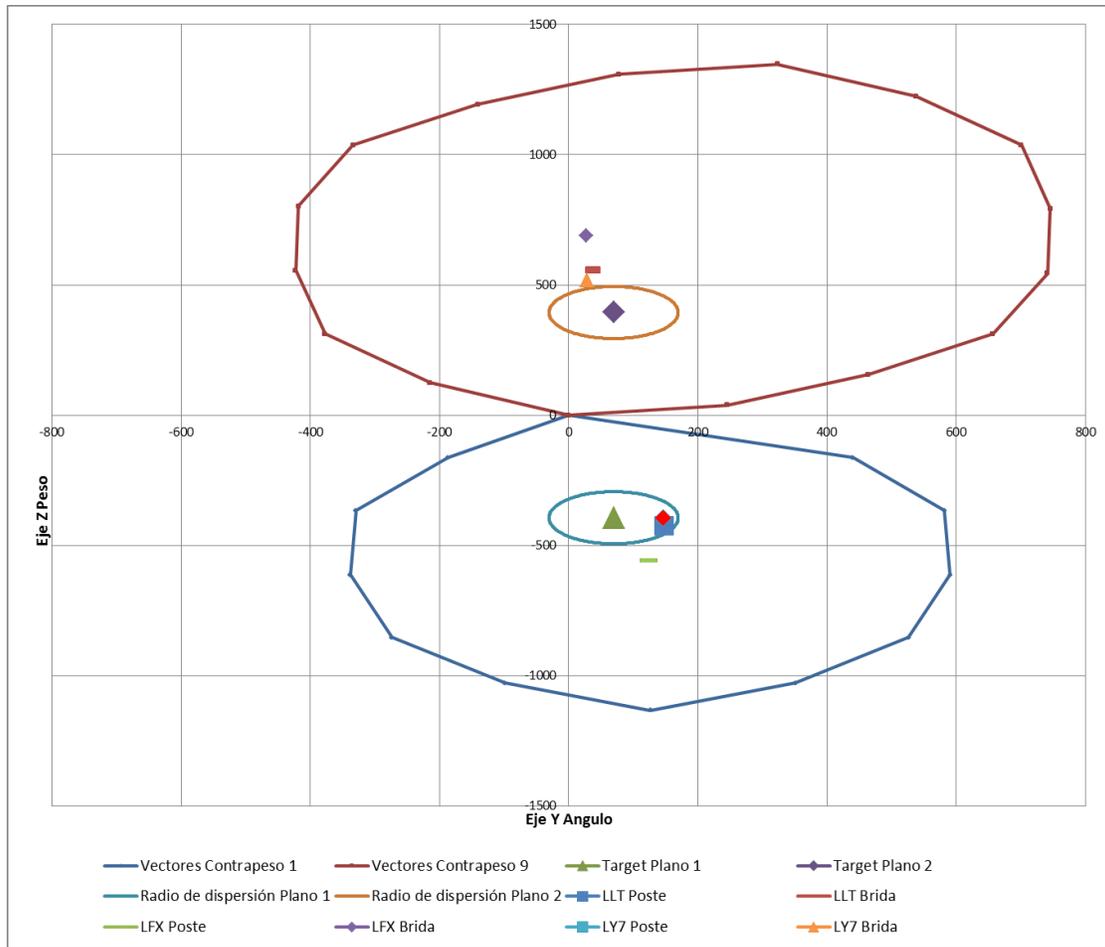


Figura 34 Gráfica de dispersión varios modelos

En la tabla 4 y en la figura 34 se puede ver que los valores en cada uno de los planos están en un ángulo similar y que su diferencia mayor se puede apreciar en el desbalanceo que estos presentan. Por ejemplo se puede ver que el modelo LFX tiene un mayor desbalanceo y el LY7 tiene el menor peso de todos, datos que son inversamente proporcionales a las masas de balanceo que se pueden ver en la Tabla 3.

5.3 Correlación de cálculo teórico de desbalanceo y comportamiento actual en línea de producción

El cálculo teórico de desbalanceo en estos tres modelos se correlaciono con el desbalanceo actual que se tiene en la línea de producción, esta actividad se hizo con la finalidad de comprobar de manera práctica la fidelidad de los cálculos realizados.

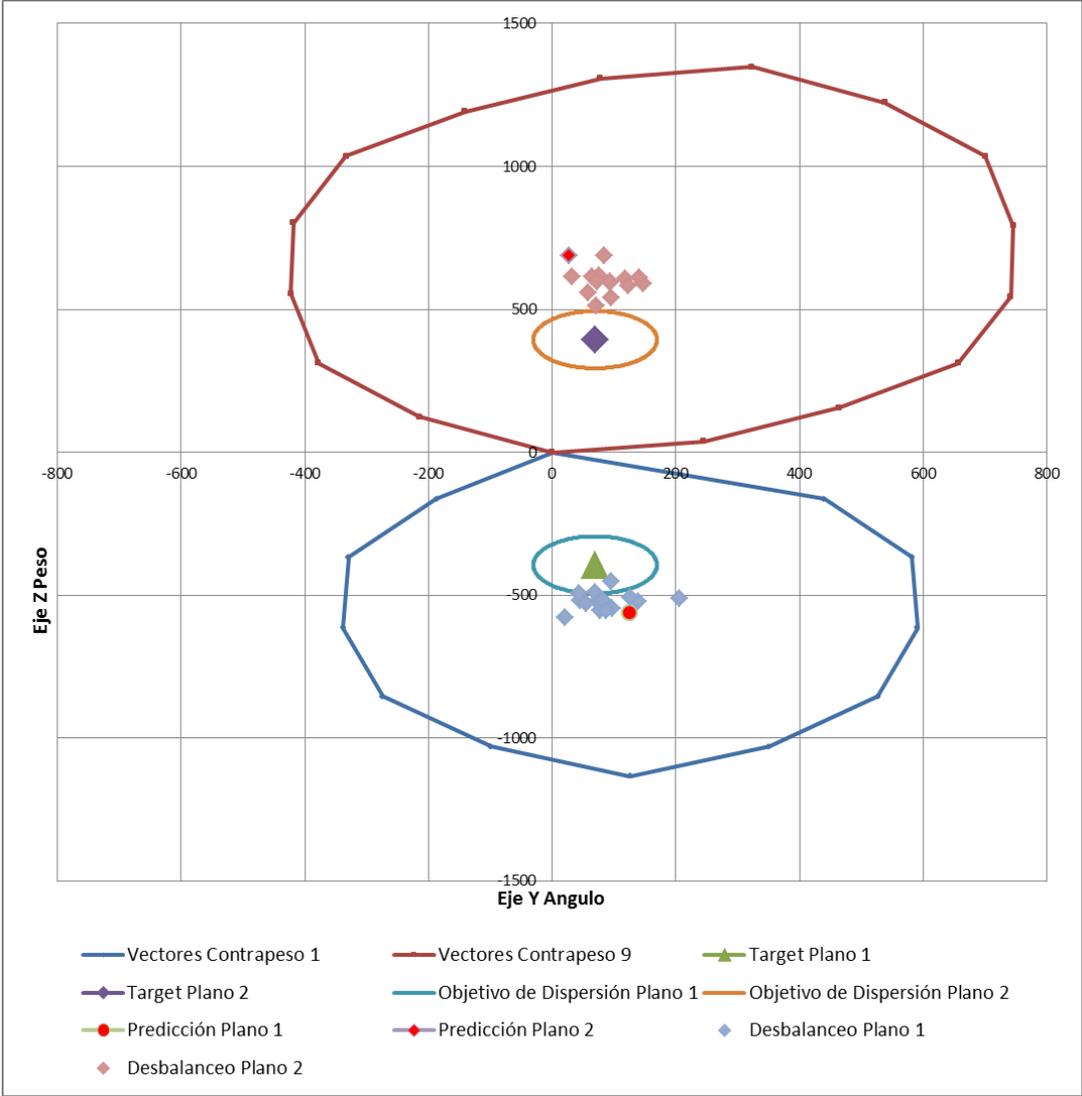


Figura 35 Correlación de balanceo LFX

Como se puede observar en la figura 35 el desbalanceo en ambos planos está muy cercano al cálculo teórico (rombo y círculo rojo) hecho con la ayuda de solidworks y la tabla 2.

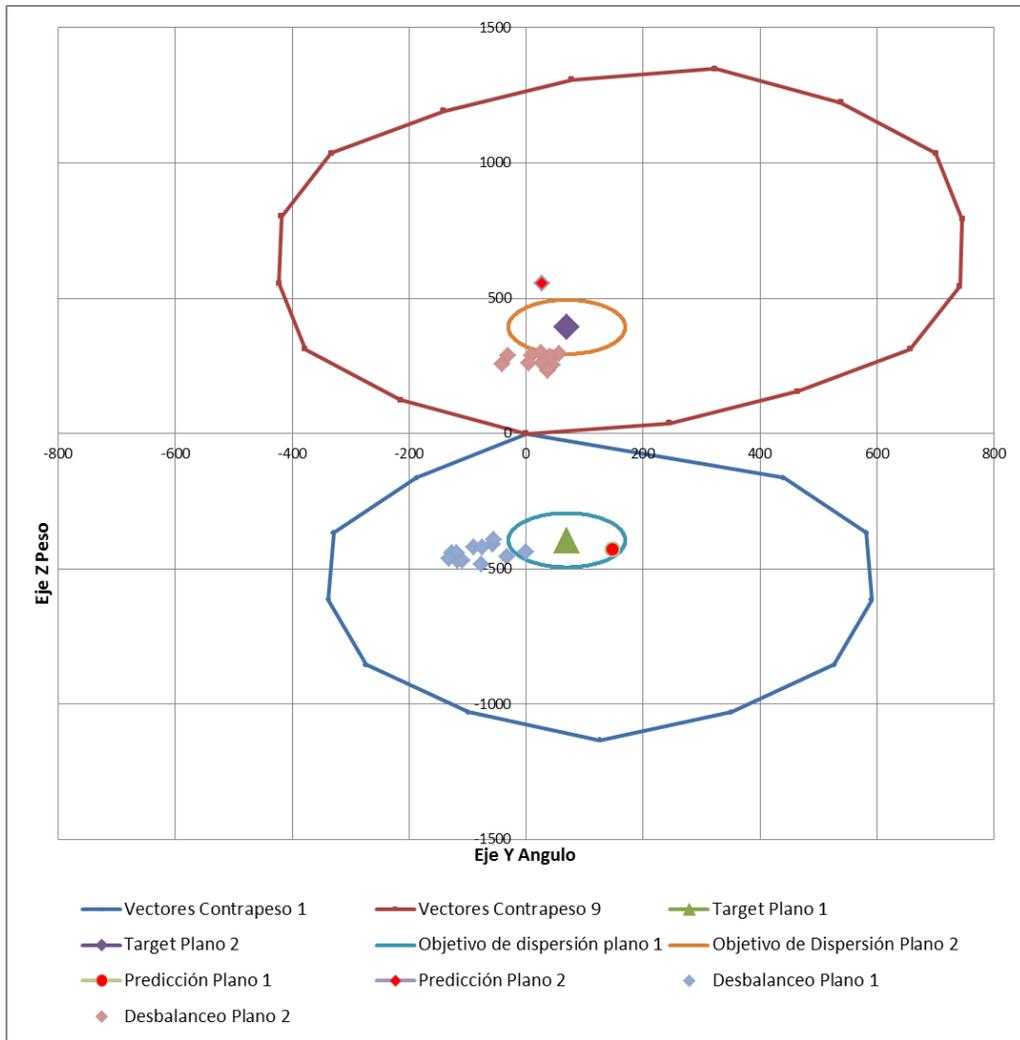


Figura 36 Correlación de balanceo LLT

En figura 36 se puede ver que los cálculos hechos para el modelo LLT tienen una diferencia mayor que la observada con el modelo LFX. Se puede apreciar en el contrapeso 0 que su diferencia es básicamente en el peso y en el contrapeso 9 esta se encuentra en el ángulo observado.

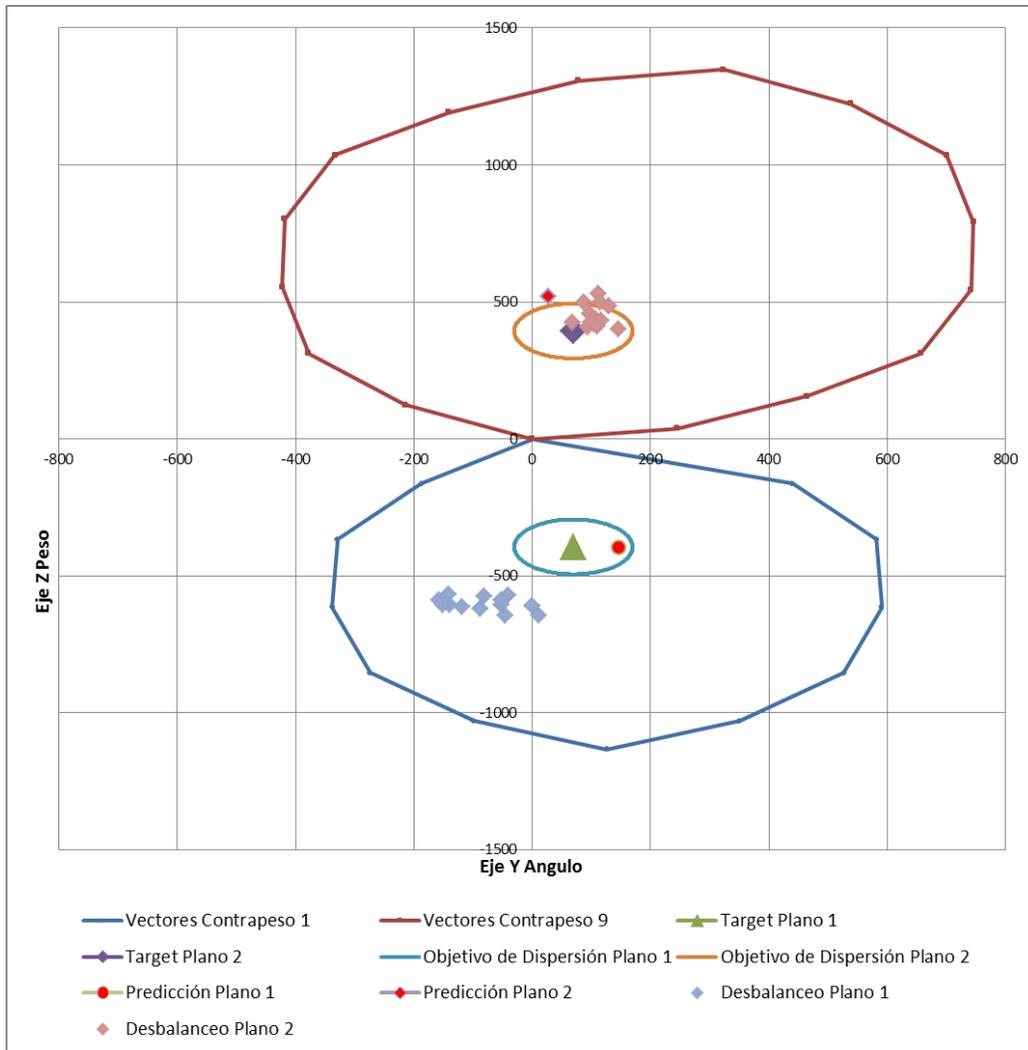


Figura 37 Correlación de balanceo LY7

En la figura 37 se puede observar que el desbalanceo que se presenta en el contrapeso 9 está muy cercano al cálculo teórico, pero las observaciones hechas en el contrapeso 1 están alejadas en sentido de peso y ángulo.

Se puede observar en las 3 figuras anteriores que en algunos casos el cálculo teórico es certero y en otros tiene diferencias, esto podría ser debido a las variaciones en proceso de maquinado y forja de los cigüeñales, condiciones que afectan al desbalanceo y no se tiene certeza de que tanto pudiera ser el efecto.

5.4 Efectos del desbalanceo en diferentes planos.

El material que produce el desbalanceo, de manera parecida al efecto que tiene una masa al estarse alejando del centro de un eje, la masa conforme se aleja de cada uno de los planos definidos produce un efecto cada vez más reducido conforme se va alejando de un plano pero su efecto aumenta conforme se acerca al plano opuesto.

Este efecto se puede calcular mediante el método de traslación de planos explicado en el "Anexo A" . Para este caso se calculó lo siguiente:

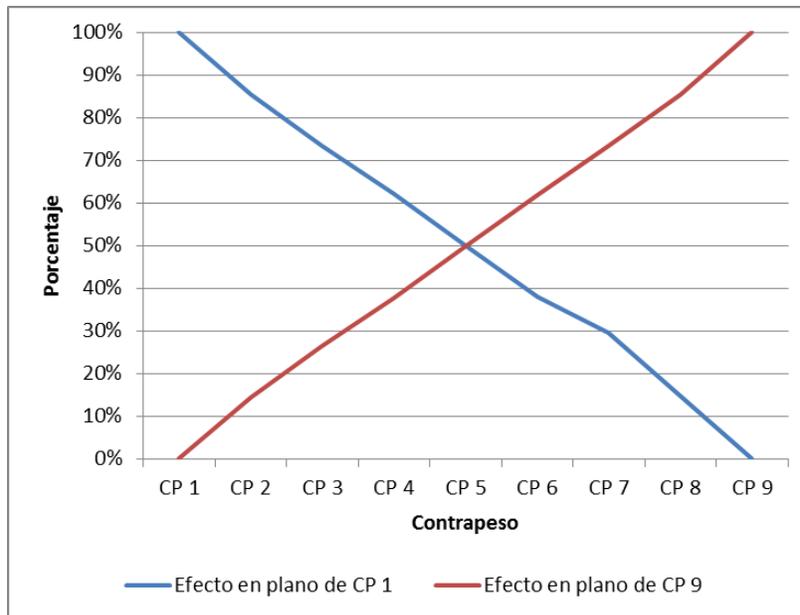


Figura 38 Traslación de planos en un cigüeñal. Efecto de desbalanceo en cada plano.

En la figura 38 se puede observar el efecto que tiene una masa (en porcentaje) conforme se va alejando del plano del contrapeso 1, pero según se acerca al plano del contrapeso 9 este efecto se va incrementando colaborando directamente en el efecto de desbalanceo producido.

5.5 Efecto de la variación de la geometría de forja en un cigüeñal

Para el análisis del efecto de la variación de geometría forjada en un cigüeñal se modificaron dimensiones en los contrapesos (Fig. 37), y se hizo un análisis detallado del efecto que se tiene en el desbalanceo del cigüeñal ya maquinado en ambos planos. En base al análisis anterior del efecto en la traslación de planos se consideraron los 2 contrapesos más cercanos a cada uno de los planos, es decir contrapeso 1 y 2 para el plano 1 y contrapeso 8 y 9 para el plano 2.

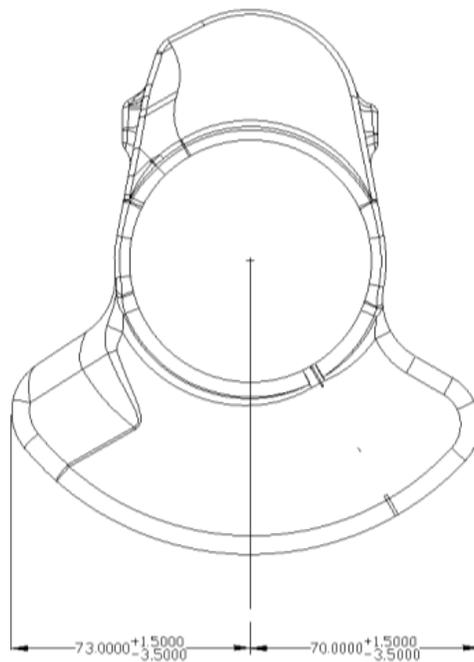


Figura 39 Contrapeso 1

Para el análisis del contrapeso 1, se trabajó con las dimensiones que se muestran en la figura 39, que son las distancias desde la línea de centro generada entre el muñón 1 y los apoyos a los extremos del contrapeso. Esta distancia tiene una tolerancia de +1.5mm/-3.5mm.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 73 quedo como se muestra en la figura 40. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es más que nada en el ángulo del desbalanceo. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el peso del contrapeso 9.

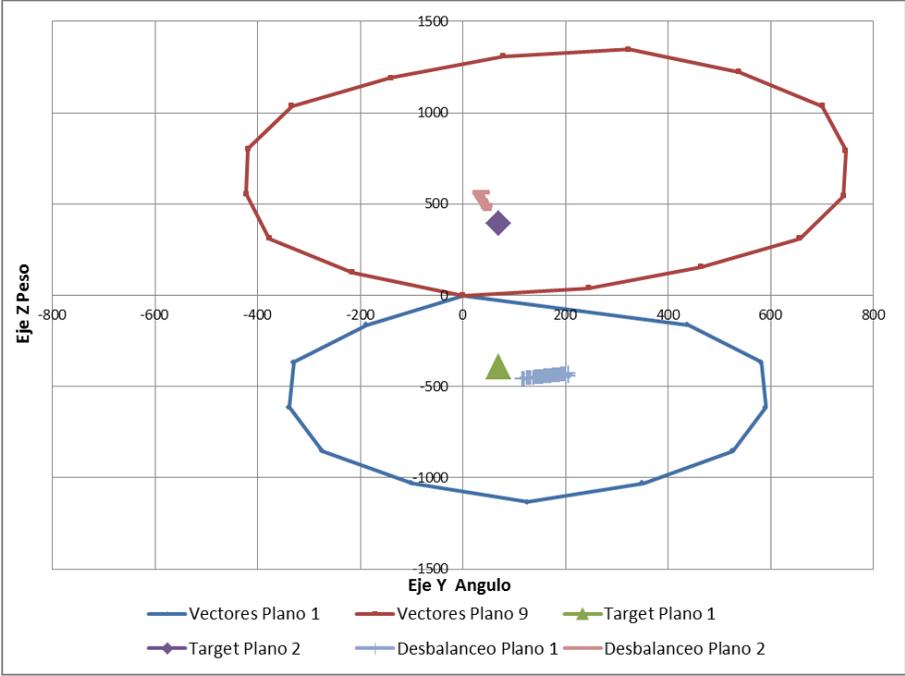


Figura 40 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm.

En la gráfica inferior (figura 41) se puede observar que el ángulo varía desde 76 grados hasta 64 grados, es decir 12 grados en total solo con esta modificación.

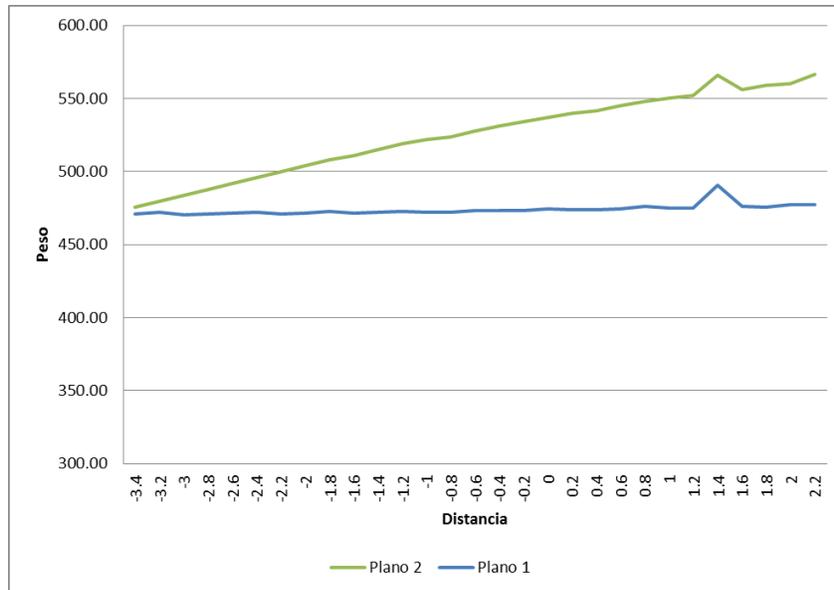


Figura 41 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.

El efecto que se puede ver en la figura 40 del efecto que se tiene en el peso de los planos 1 y 2 se puede ver a continuación en la figura 41.

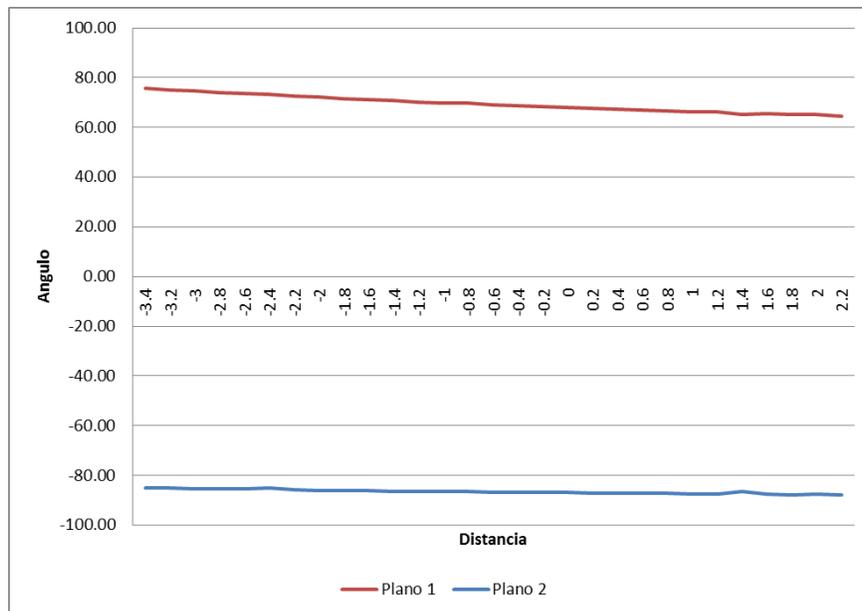


Figura 42 Efecto en ángulo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 73 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.

En la figura 42, se ve que el efecto en el desbalanceo del plano 2 va desde 470 grcm hasta 560 grcm y en el plano 1 se mantiene relativamente sin efecto. Se puede observar que el efecto en el plano 2 es mayor al efecto en el peso del plano 1. Este efecto es contrario a lo que se vio en la translación de planos donde de acuerdo a la fórmula empleada no había efecto alguno para el plano 2.

Se analizó de la misma manera la distancia de 70mm (figura 42) y se puede observar que el efecto de esta distancia en el ángulo del desbalanceo en el plano 1 es mucho menor que el efecto visto con la distancia de 73mm, pero también se puede ver que se tiene un efecto en el ángulo del desbalanceo en el plano 2.

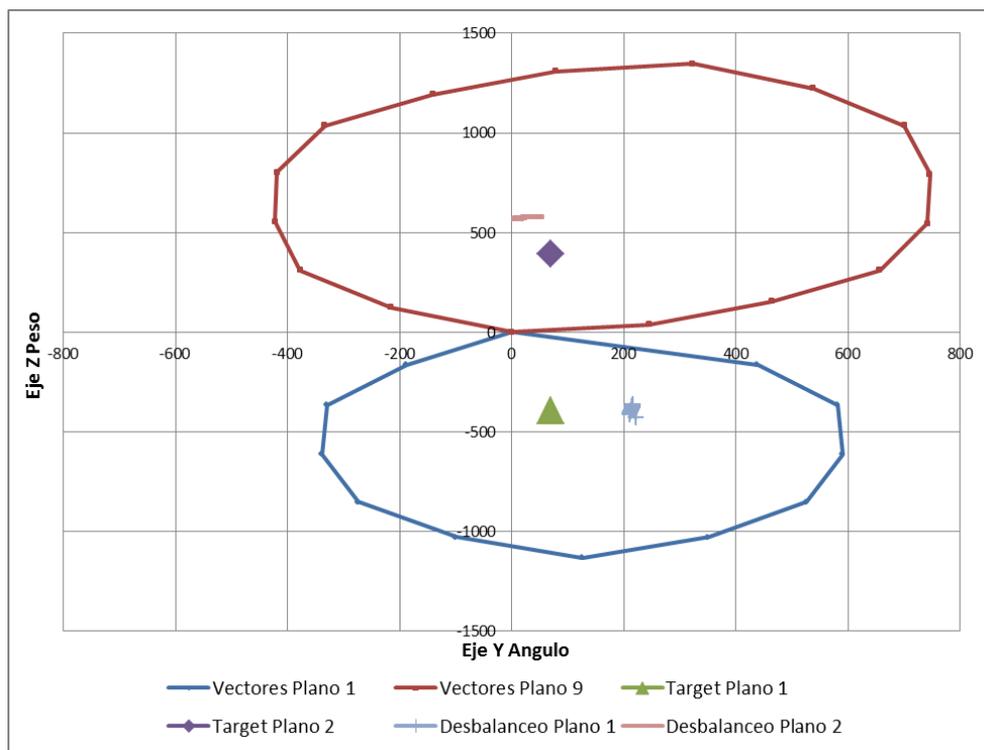


Figura 43 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 70 +1.5/-3 mm.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2, se puede observar que hay un efecto mayor en el contrapeso 9

que va desde 410grcm hasta 480grcm. Mientras que en el plano 1 no se puede apreciar un efecto significativo.

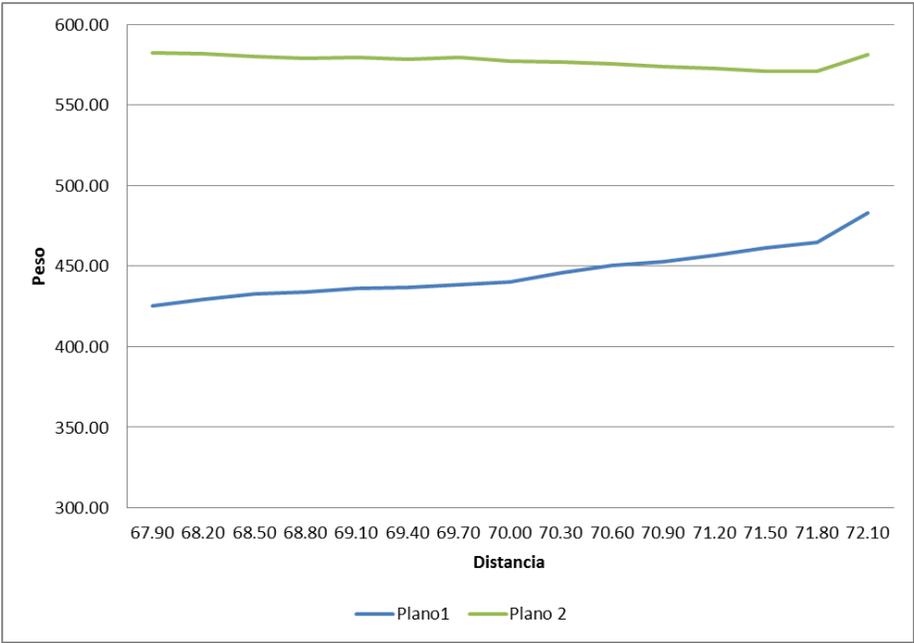


Figura 44 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 1. 70 +1.5/- 3 mm. Planos 1 y 2.

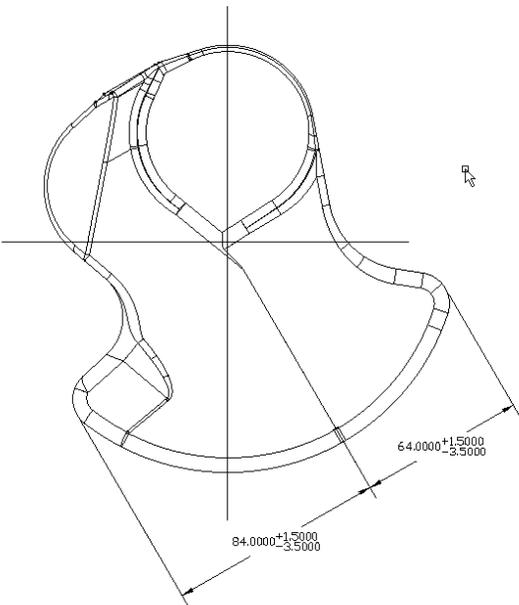


Figura 45 Contrapeso 2.

Para el análisis del contrapeso 2, se trabajó con las dimensiones que se muestran en la figura 45, que son las distancias desde la línea de centro generada entre la línea de centros del contrapeso 2. Esta distancia tiene una tolerancia de +1.5mm/-3.5mm.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 84 quedo como se muestra en la figura 46. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo y peso del desbalanceo. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el ángulo del contrapeso 9.

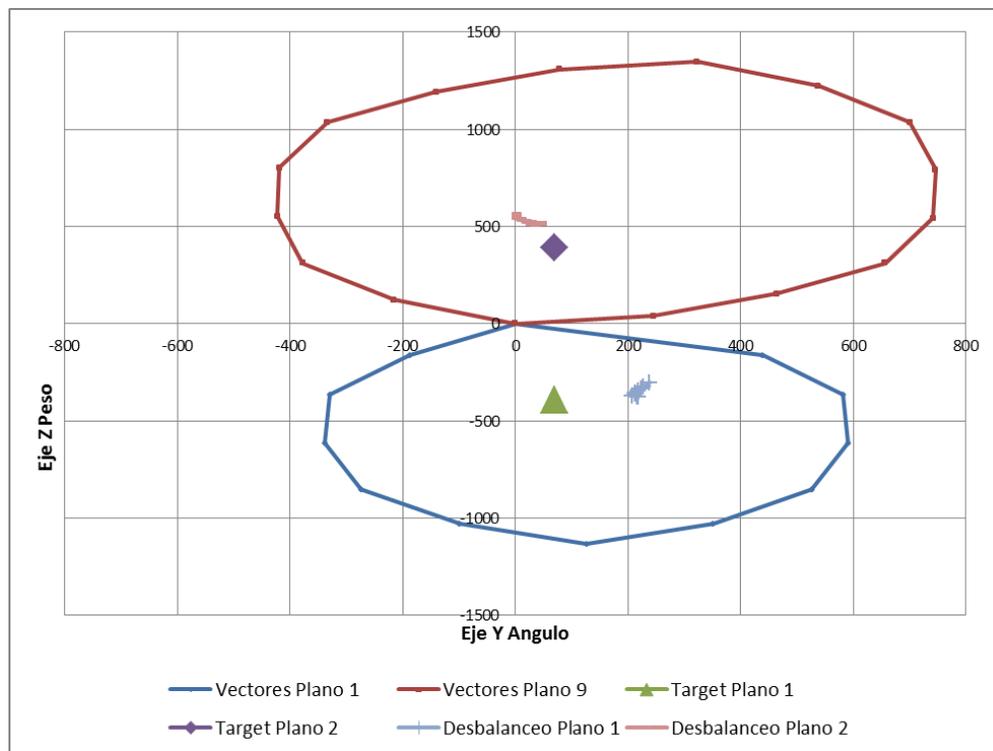


Figura 46 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 84 +1.5/-3 mm.

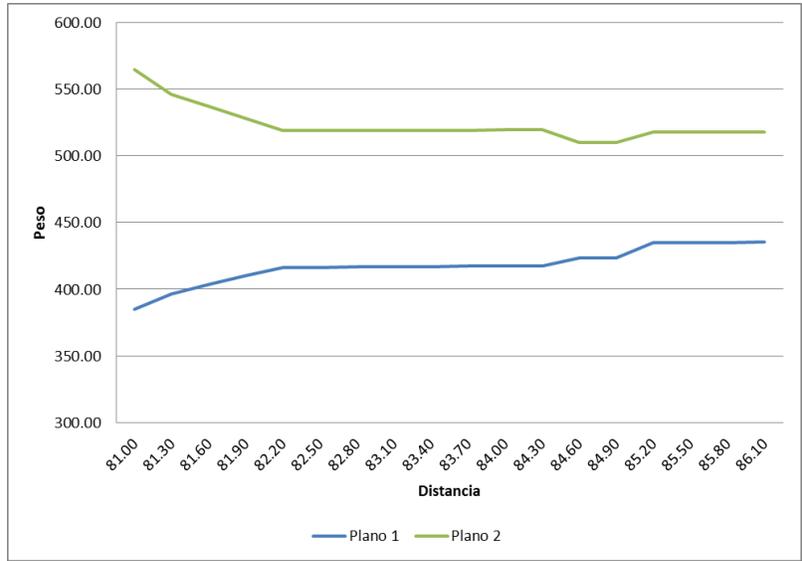


Figura 47 Efecto en Peso. Variación de Distancia en Forja de Contrapeso 2. 84 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 47), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en el plano 1 este aumenta en peso y en el plano 2 lo reduce.

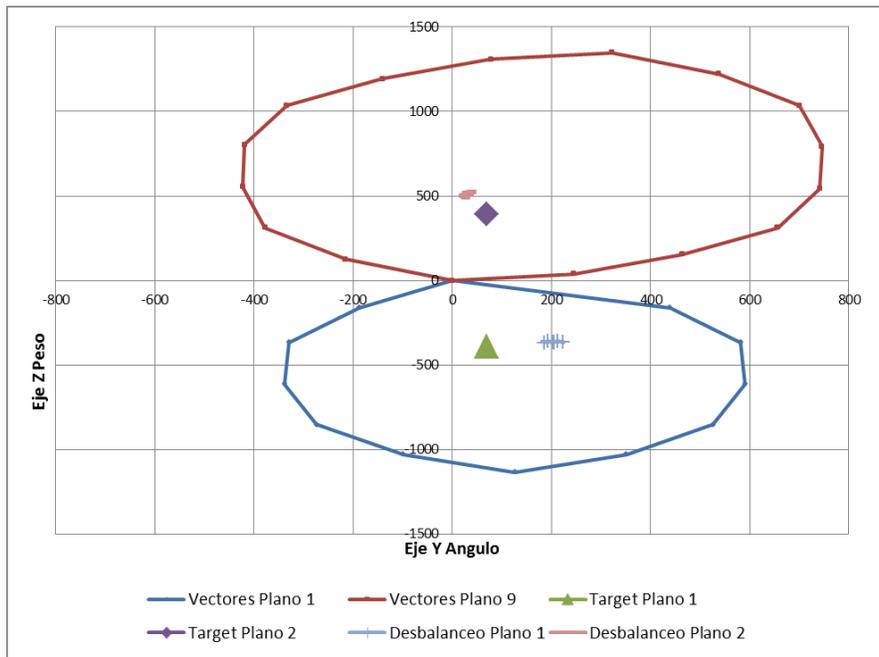


Figura 48 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 64 +1.5/-3 mm.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 64 quedo como se muestra en la figura 48. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el ángulo del contrapeso 9.

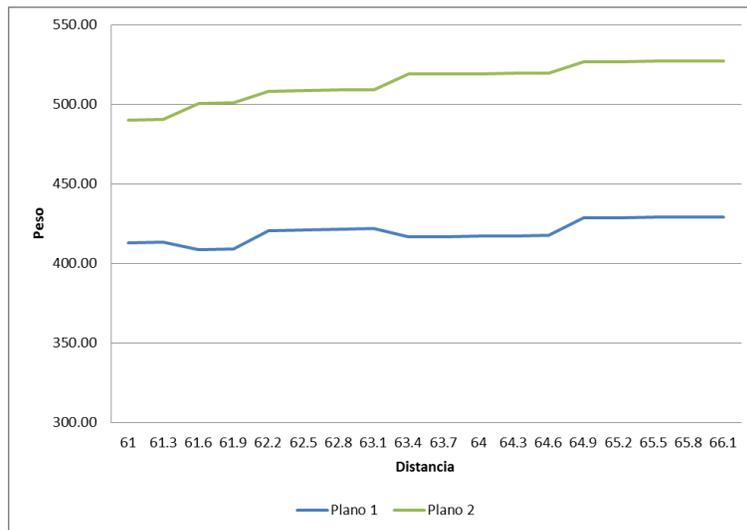


Figura 49 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 2. 64 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 49), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en donde se puede ver que el peso aumenta en ambos planos, aunque con un efecto mayor en el plano 2.

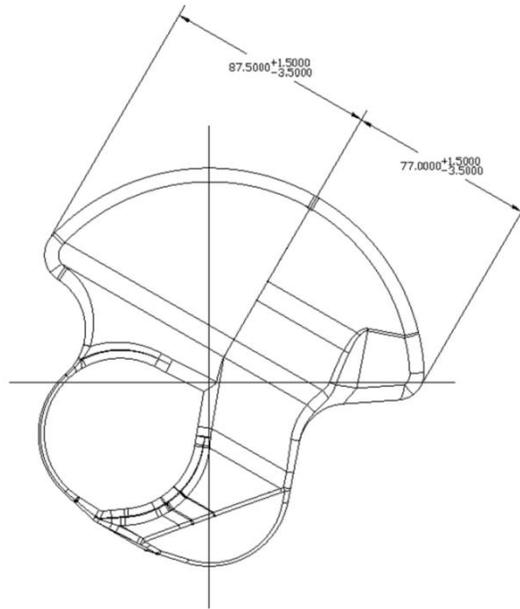


Figura 50 Contrapeso 8

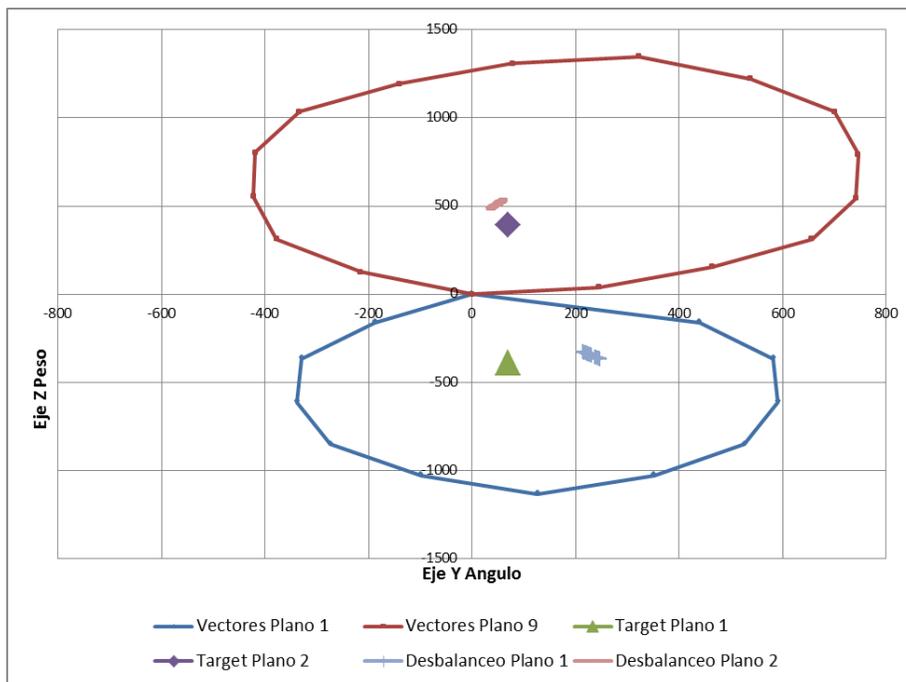


Figura 51 Grafica de dispersión de balance. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. $87.5 +1.5/-3$ mm.

Para el análisis del contrapeso 8, se trabajó con las dimensiones que se muestran en la figura 50, que son las distancias desde la línea de centro generada entre la

línea de centros del contrapeso 8. Esta distancia tiene una tolerancia de $+1.5\text{mm}/-3.5\text{mm}$.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 87.5 quedo como se muestra en la figura 51. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo y peso. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el ángulo y peso del contrapeso 9.

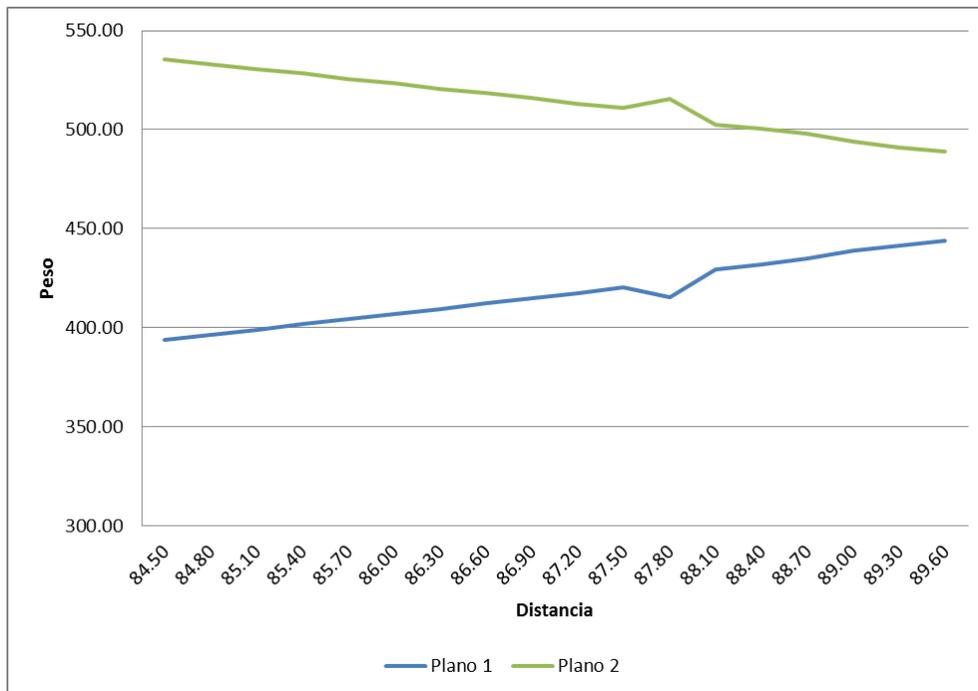


Figura 52 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 87.5 $+1.5/-3$ mm. Planos 1 y 2.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 52), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en el plano 1 este aumenta en peso y en el plano 2 lo reduce.

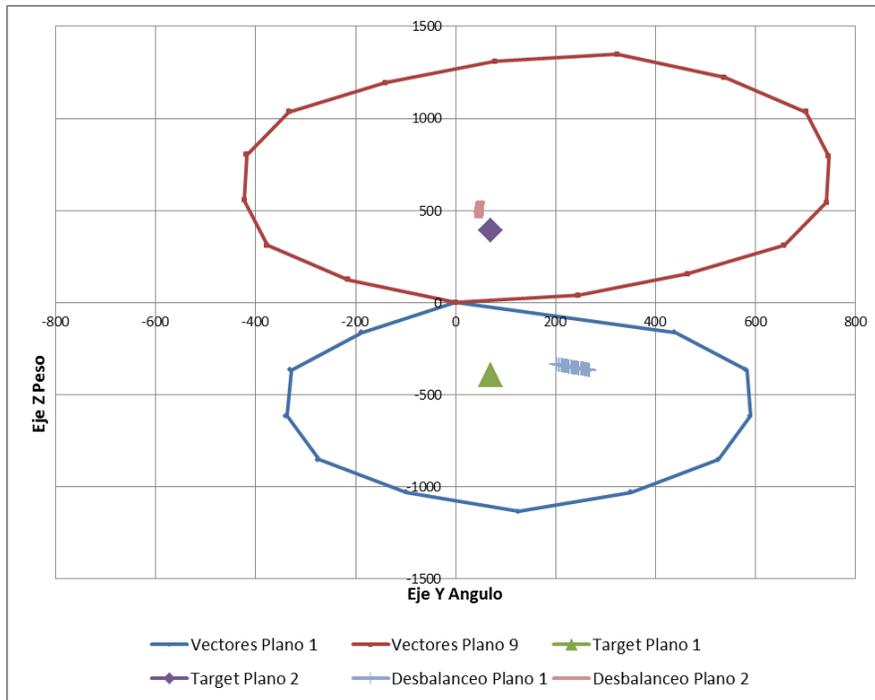


Figura 53 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 77 +1.5/-3 mm.

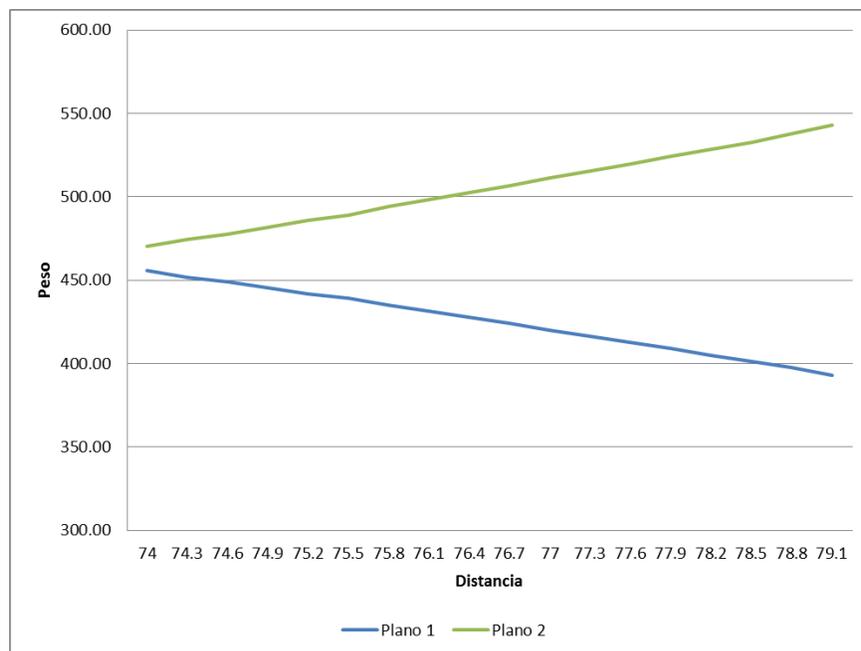


Figura 54 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 8. 77 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 77 quedo como se muestra en la figura 53. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo y peso. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el peso del contrapeso 9.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 54), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en el plano 1 este reduce el peso y en el plano 2 lo aumenta.

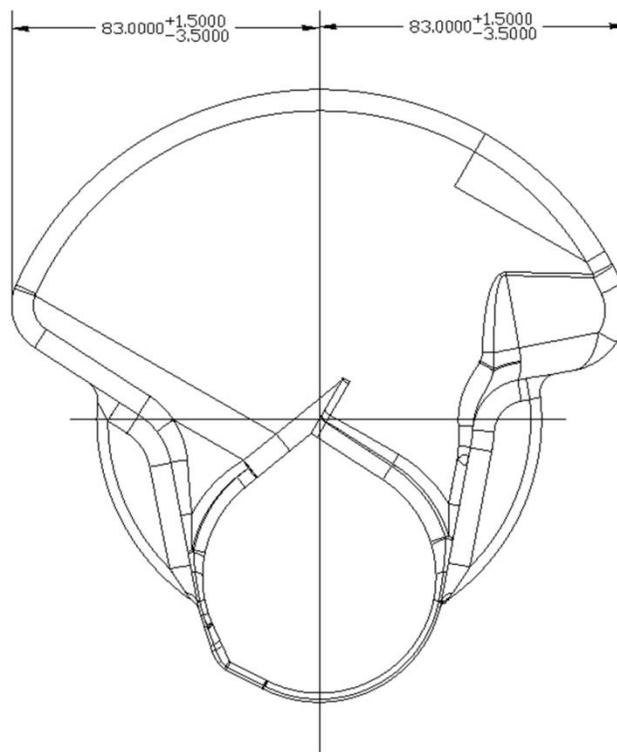


Figura 55 contrapeso 9

Para el análisis del contrapeso 9, se trabajó con las dimensiones que se muestran en la figura 55, que son las distancias desde la línea de centro generada entre la

línea de centros del contrapeso 9. Esta distancia tiene una tolerancia de $+1.5\text{mm}/-3.5\text{mm}$ (figura 55).

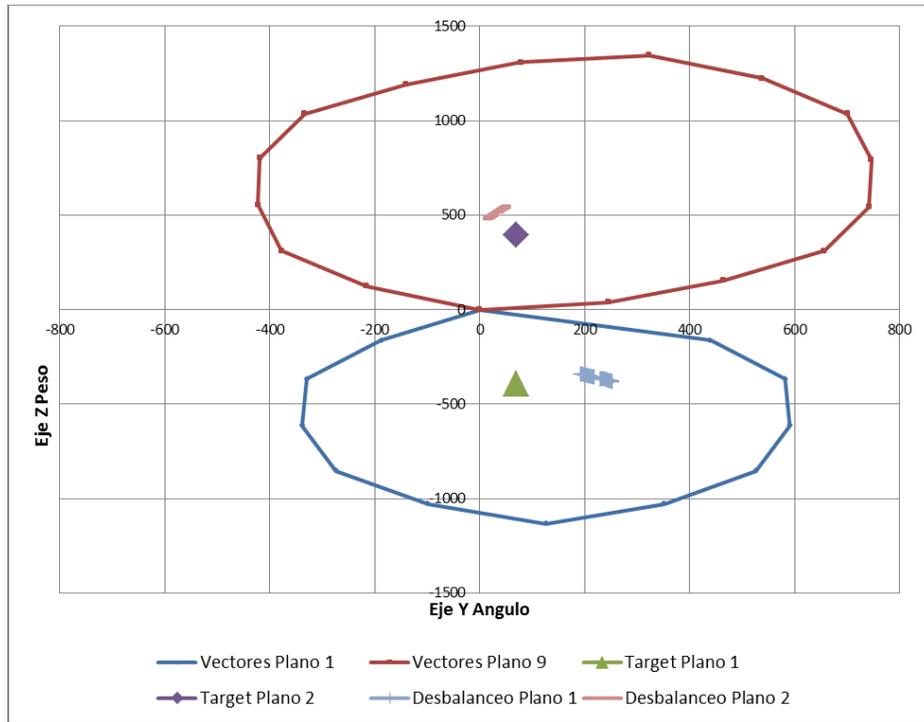


Figura 56 Grafica de dispersión de balanceo. Variación de distancia en forja de contrapeso 9. $83 +1.5/-3$ mm. Lado izquierdo.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 83 quedo como se muestra en la figura 56. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo y peso. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el peso y ángulo del contrapeso 9.

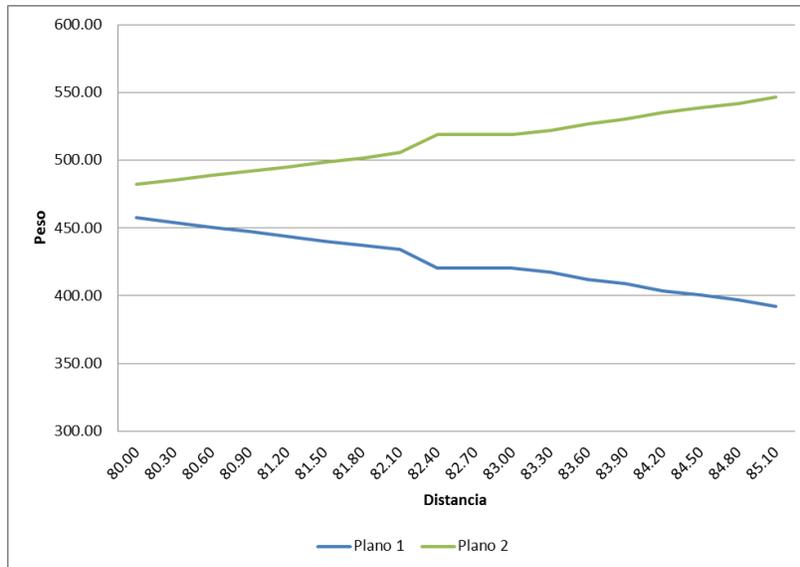


Figura 57 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 9. $83 +1.5/-3$ mm. Planos 1 y 2.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 57), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en el plano 1 este reduce el peso y en el plano 2 lo aumenta.

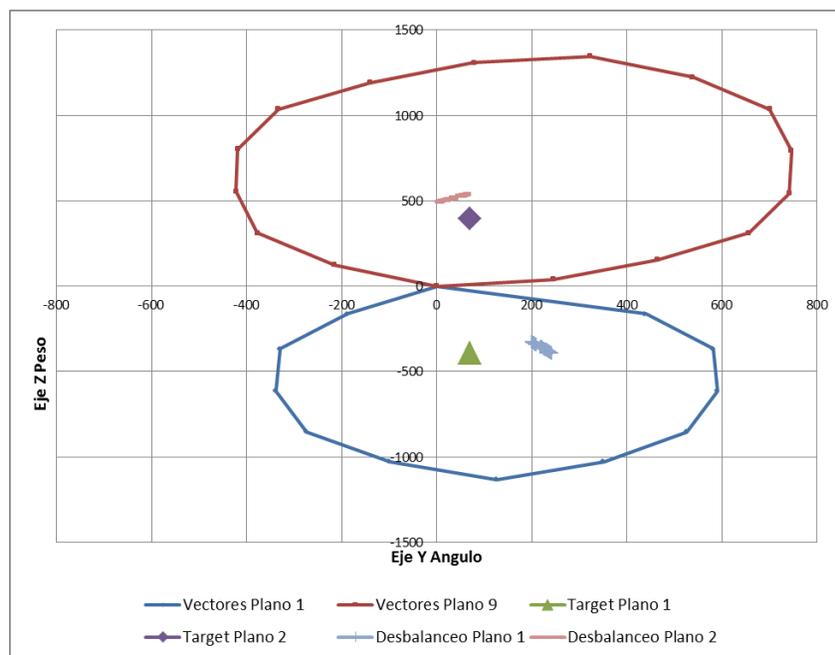


Figura 58 Grafica de dispersión de Balanceo. Variación de Distancia en Forja de Contrapeso 9. $83 +1.5/-3$ mm. Lado derecho.

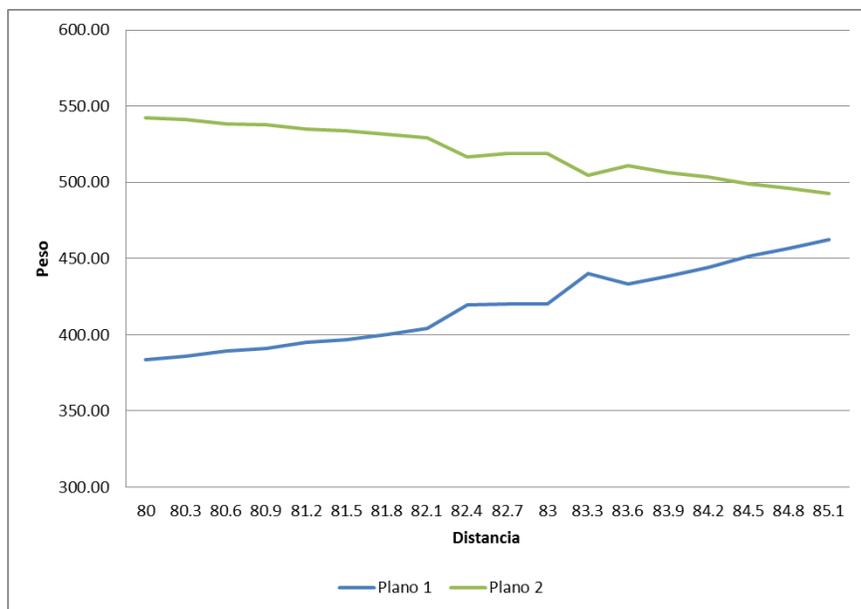


Figura 59 Efecto en peso. Variación de distancia en forja de contrapeso 9.
83 +1.5/-3 mm. Planos 1 y 2. Lado derecho.

La grafica de la variación del balanceo modificando la distancia de 83 LD quedo como se muestra en la figura 58. Se observa que el efecto en el contrapeso 1 es en el ángulo y peso. También se puede observar que tiene un pequeño efecto en el peso y ángulo del contrapeso 9.

También se analizó el efecto en el desbalanceo de la modificación de esta distancia en los planos 1 y 2 (figura 59), se puede observar que hay un efecto similar en el contrapeso 1 y 9, en el plano 1 este aumenta en peso y en el plano 2 lo reduce.

5.6 Efecto de la variación de la geometría de maquinado en un cigüeñal

Para simular la variación de la geometría del cigüeñal se tomaron en cuenta los radios de contrapesos que se ha visto históricamente tiene afectación, además de la angularidad y carrera de los muñones.

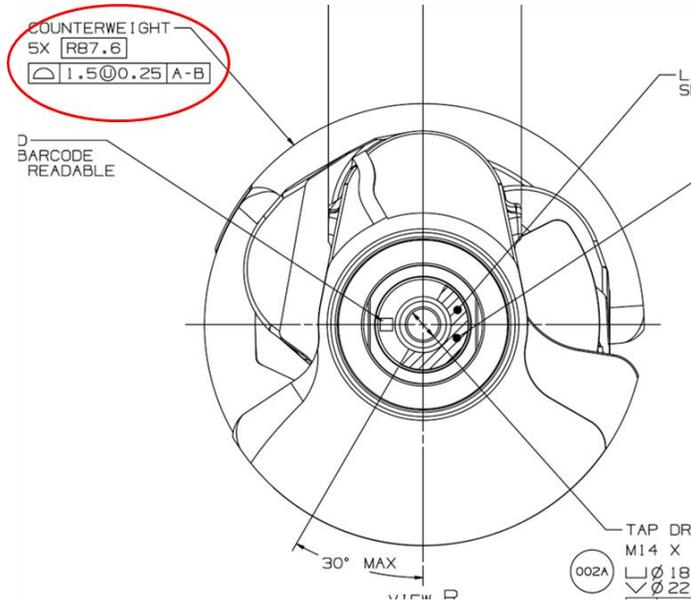
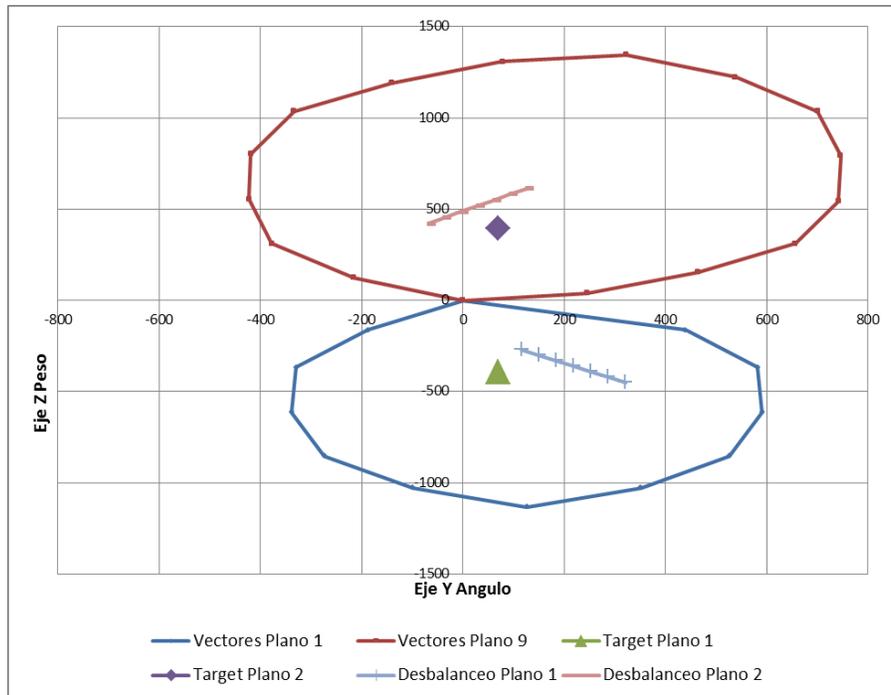


Figura 60 Vista Frontal Radio de Contrapesos. Dimensiones en mm.

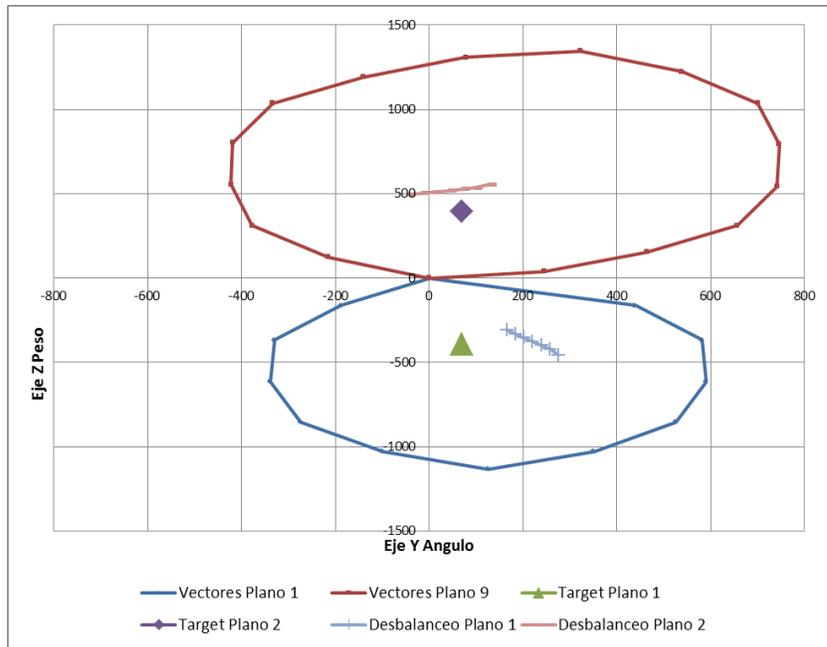
En la figura 60 se ve la vista frontal del cigüeñal, en la donde se puede ver la cota del radio de los contrapesos 1, 2, 8 y 9 (círculo rojo). Esta cota es de un radio de 87.6mm y con una tolerancia de $\pm 0.25/-1.25$ mm.

Los radios de los contrapesos se variaron en un rango de ± 0.9 mm cada uno y se graficaron obteniendo los siguientes resultados:



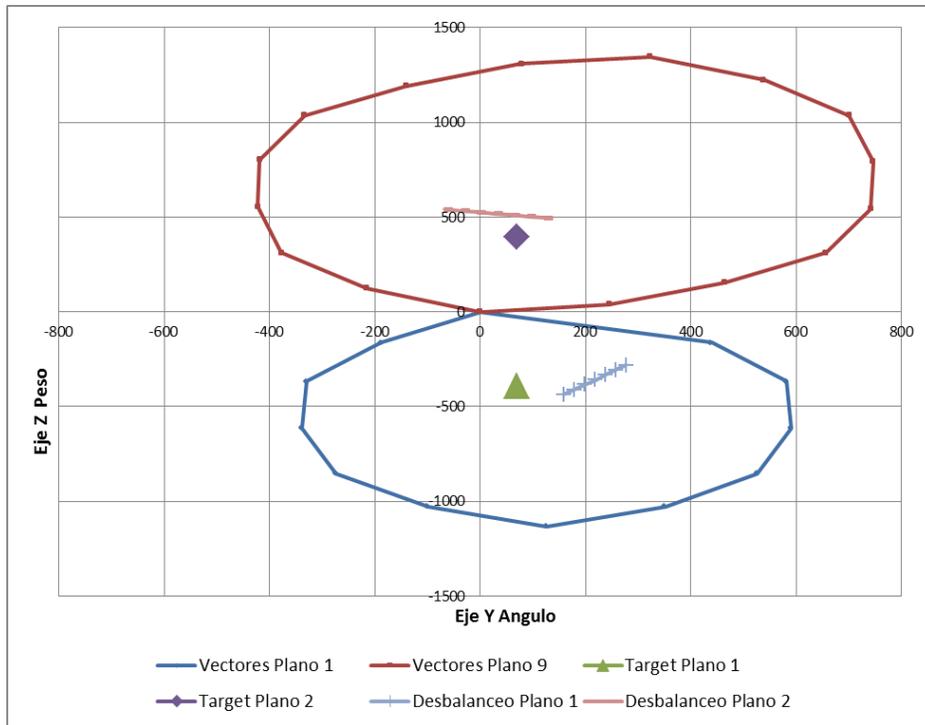
*Figura 61 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 1.
R86.7 \pm .25/-1.25 mm.*

En la gráfica de la figura 61 se puede observar la variación que se tiene al aumentar o reducir el radio del contrapeso 1 en ambos planos, se aprecia que este tiene un efecto considerable en ángulo y peso considerable en ambos planos.



*Figura 62 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 2.
R86.7 +.25/-1.25 mm.*

En la gráfica de la figura 62 se puede observar la variación que se tiene al aumentar o reducir el radio del contrapeso 2 en ambos planos, se aprecia que este tiene un efecto considerable en ángulo en el plano 2 y un efecto mayor en peso en el plano 1.



*Figura 63 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 8.
R86.7 \pm .25/-1.25 mm.*

En la gráfica de la figura 63 se puede observar la variación que se tiene al aumentar o reducir el radio del contrapeso 8 en ambos planos, se aprecia que este tiene un efecto considerable en ángulo en el plano 2 y un efecto mayor en peso en el plano 1.

En la gráfica de la figura 64 se puede observar la variación que se tiene al aumentar o reducir el radio del contrapeso 1 en ambos planos, se aprecia que este tiene un efecto considerable en ángulo y peso considerable en ambos planos.

En la gráfica de la figura 65 se colocaron las variaciones de las dimensiones de los radios de los contrapesos 1, 2, 8 y 9, se observa que el total acumulado de cada una de las variaciones tiene un efecto muy significativo en la dispersión en el plano 1 y 2.

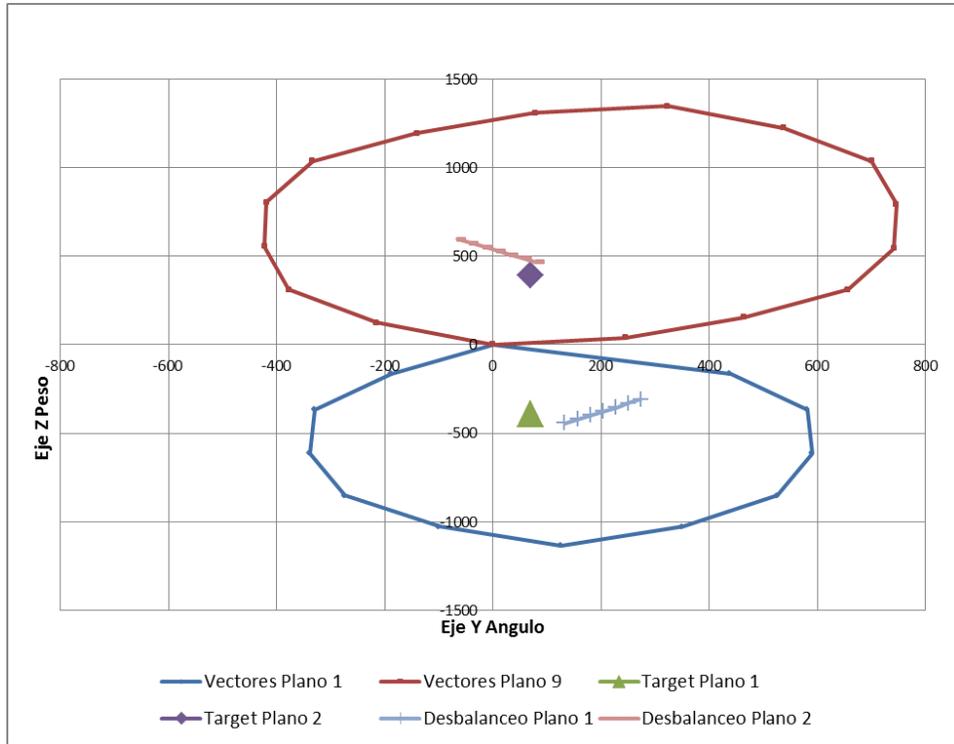


Figura 64 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación de radio de contrapeso 9.
 $R86.7 +.25/-1.25$ mm.

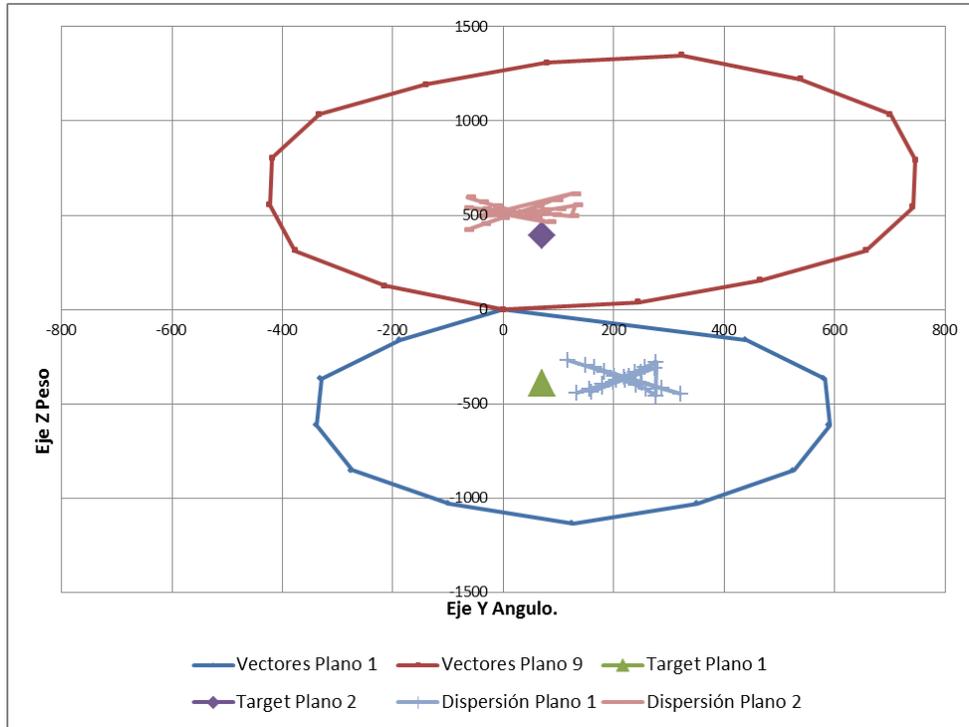


Figura 65 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación acumulada de radios de contrapesos.

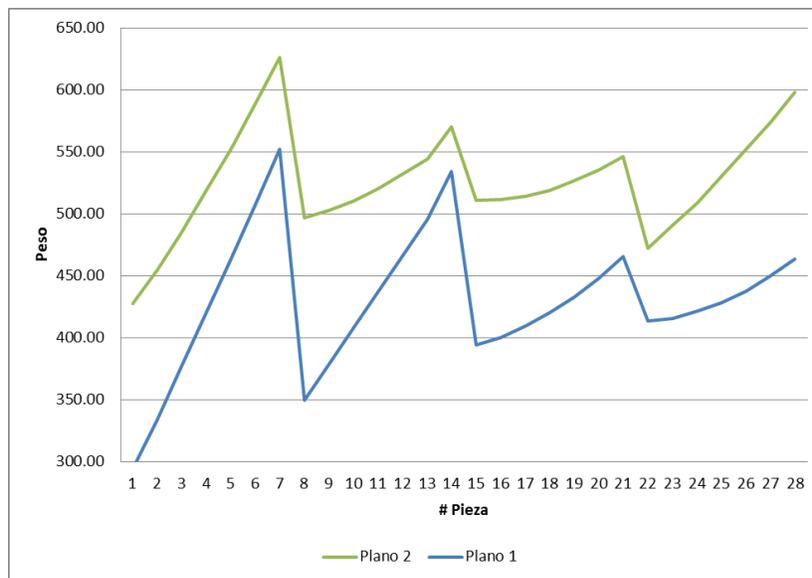


Figura 66 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos

Se analizó el efecto acumulado en el peso del desbalanceo de la modificación de estos radios se puede observar que es de alrededor de 250grcm (figura 66).

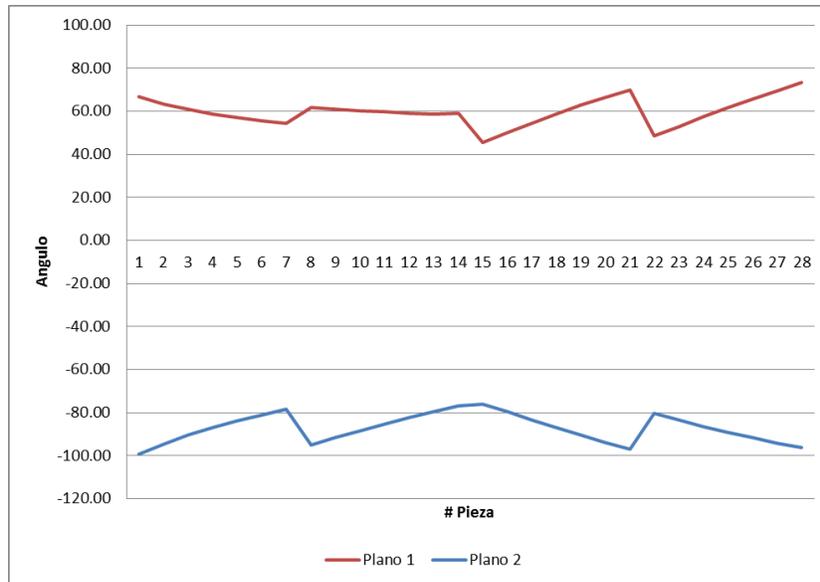


Figura 67 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos

También se analizó el efecto acumulado en el ángulo del desbalanceo de la modificación de estos radios se puede observar que es de alrededor de 30 grados (figura 67).

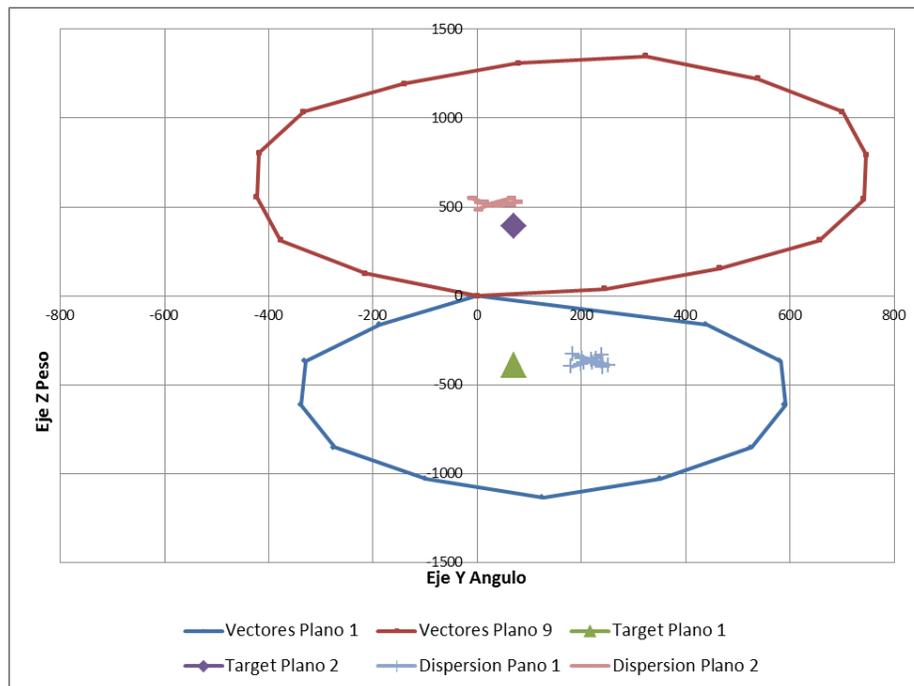


Figura 68 Gráfica de dispersión de balanceo. Variación acumulada de radios de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.

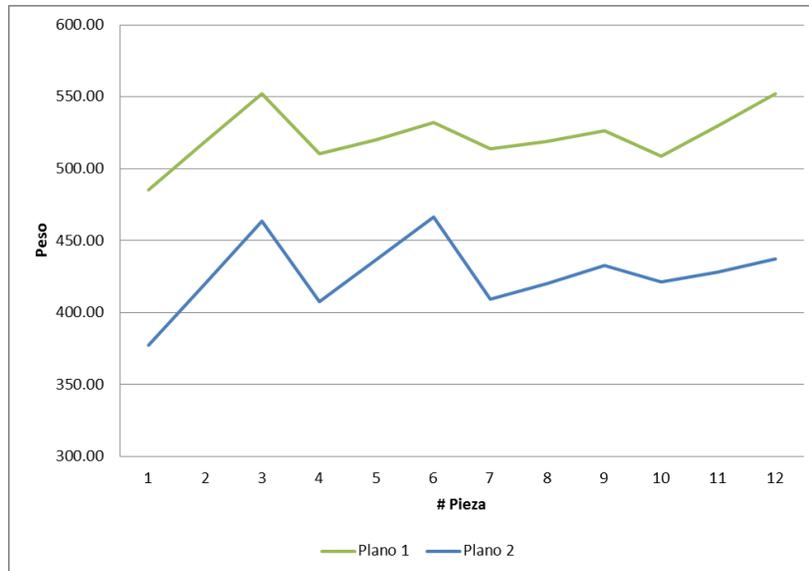


Figura 69 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.

En la gráfica de la figura 68 se colocaron las variaciones de las dimensiones de los radios de los contrapesos 1, 2, 8 y 9, de acuerdo a la tolerancia de proceso se observa que el total acumulado de cada una de las variaciones tiene un efecto menor en la dispersión en el plano 1 y 2.

Se analizó el efecto acumulado en el peso del desbalanceo de la modificación de estos radios se puede observar que es de alrededor de 110grcm (figura 69).

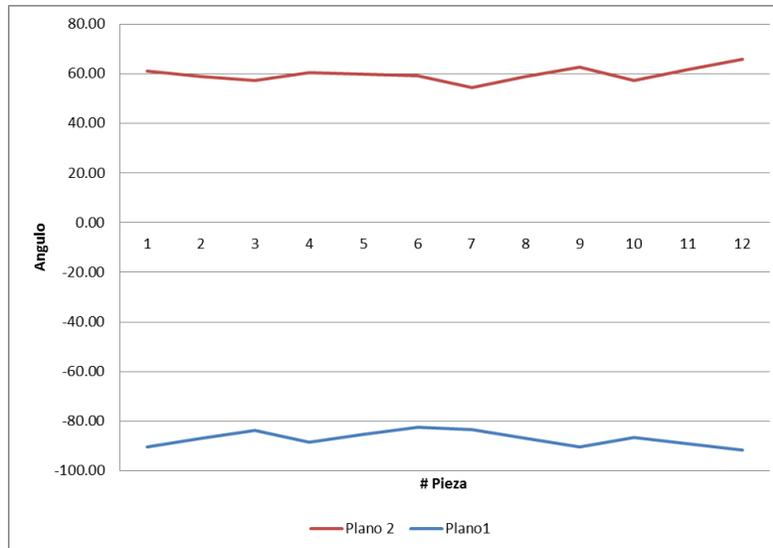


Figura 70 Efecto en peso acumulado por la variación del radio de contrapesos dentro de tolerancia de proceso.

También se analizó el efecto acumulado en el ángulo del desbalanceo de la modificación de estos radios se puede observar que es de alrededor de 10 grados (figura 70)

Para conocer el efecto de la variación de la angularidad y carrera de los muñones, se variaron estas dimensiones dentro de tolerancia de dibujo también y se obtuvieron los resultados que se muestran a continuación.

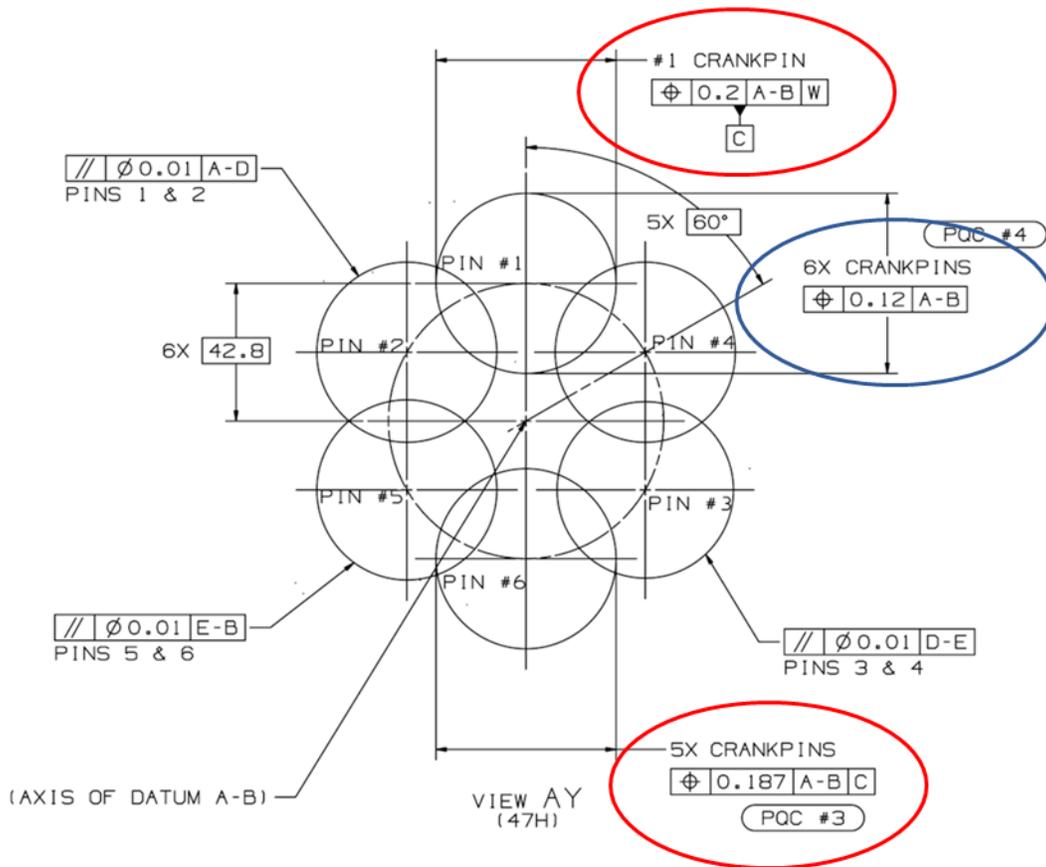


Figura 71 Diagrama de posición de muñones y su tolerancias. Dimensiones en mm.

En la figura 71 se ve la vista frontal del cigüeñal, en la donde se puede ver la cota angularidad (rojo) y carrera (azul) de muñones 1 a 6. Para angularidad la posición verdadera es de .187mm y para carrera de .12mm. Estas cotas se variaron dentro de tolerancia de dibujo, se graficaron obteniendo el siguiente resultado.

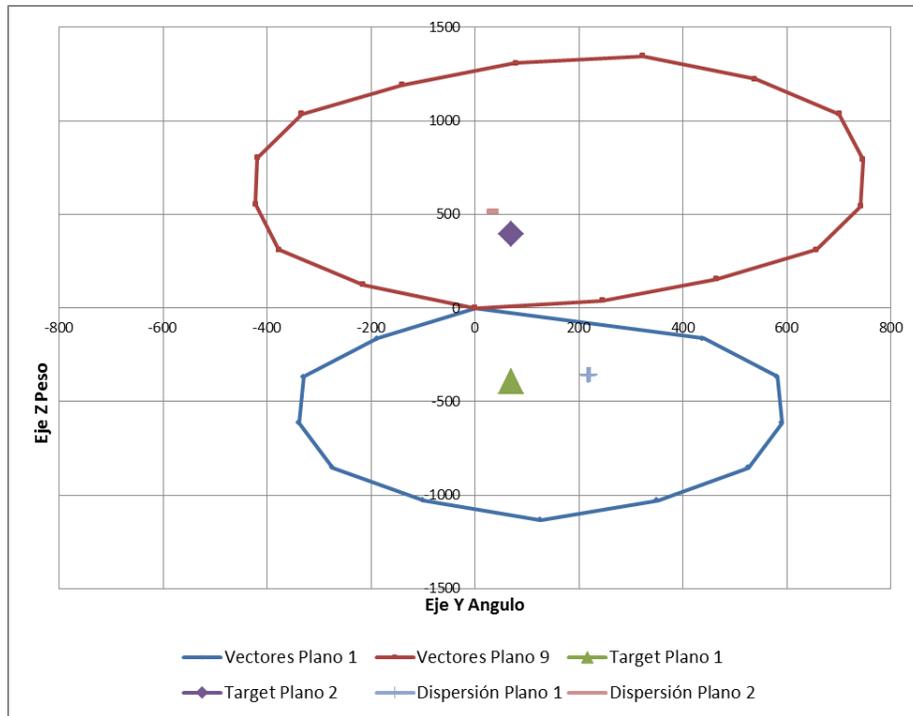


Figura 72 Grafica de dispersión de la variación de la angularidad y carrera de los muñones.

En esta gráfica (figura 72) se colocaron las variaciones de las dimensiones de la angularidad y carrera de los muñones, de acuerdo a la tolerancia de dibujo se observa que el total acumulado de cada una de las variaciones tiene un efecto insignificante en la dispersión en el plano 1 y 2.

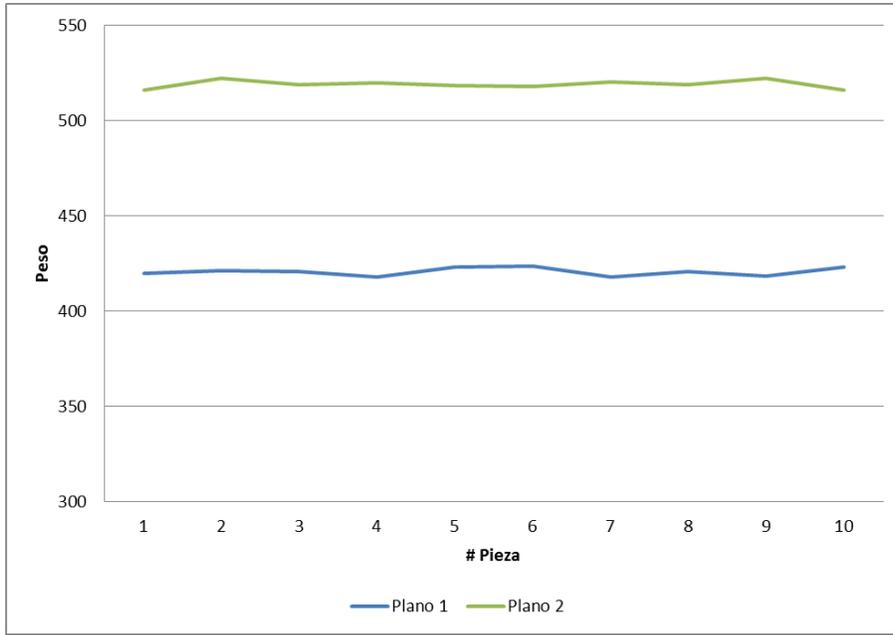


Figura 73 Efecto en peso acumulado por la variación de la angularidad y carrera de muñones.

Se observa que el peso varía en un rango insignificante de 6 grcm (figura 73).

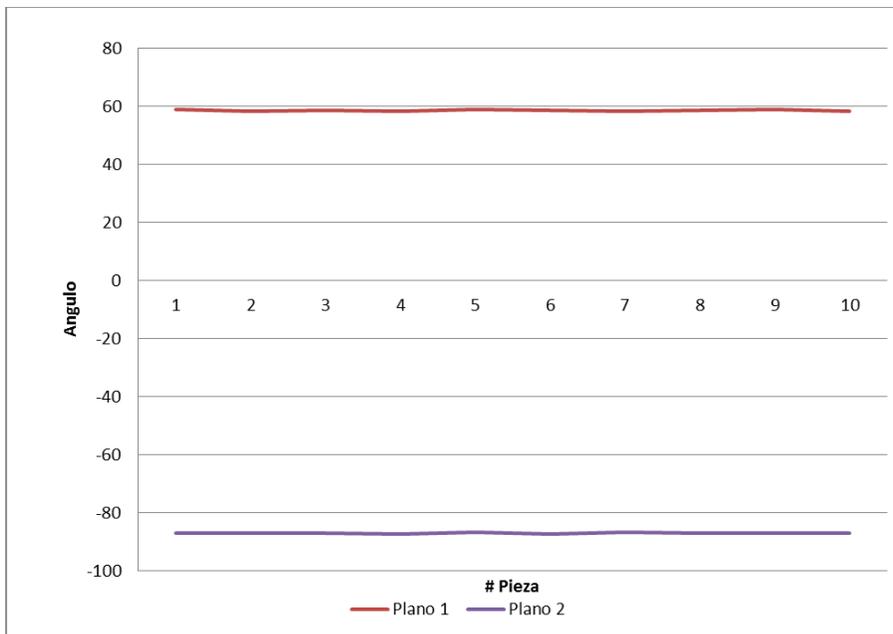


Figura 74 Efecto en ángulo acumulado por la variación de la angularidad y carrera de muñones.

Se observa que el ángulo varía en un rango insignificante de 3 grados (figura 74).

5.7 Pruebas realizadas en línea de producción

Se hizo una prueba en la línea de producción con la finalidad de comparar la predicción de respuesta en la matriz de cálculo realizada y la respuesta real de las piezas. El resultado esperado es que la respuesta calculada teóricamente sea semejante a la que se obtiene en el proceso de balanceo.

- Para esto se tomaron datos de piezas de 10 matrices diferentes que habían sido rechazadas inicialmente por balanceo.
- Se tomaron sus datos de centrado antes y después de su liberación.
- Sus datos de balanceo en la máquina antes y después de su liberación también fueron tomados.
- Se compararon las diferencias encontradas en la práctica con las teóricas calculadas.

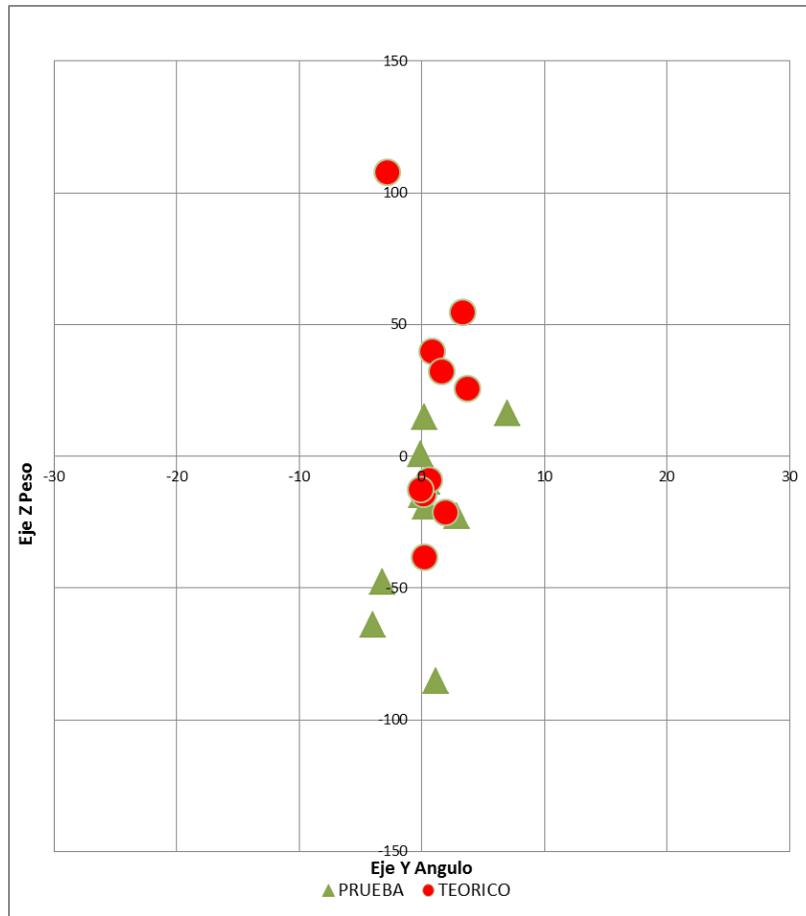


Figura 75 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1.

En la figura 75 se puede observar el efecto del ajuste del centro del plano 1 teórico (puntos rojos) y el efecto del ajuste real (triángulos verdes), se puede observar que en cuestión de ángulo (eje X) es muy parecida la respuesta que se tiene pero en cuestión de peso (eje Y) si hay una diferencia significativa.

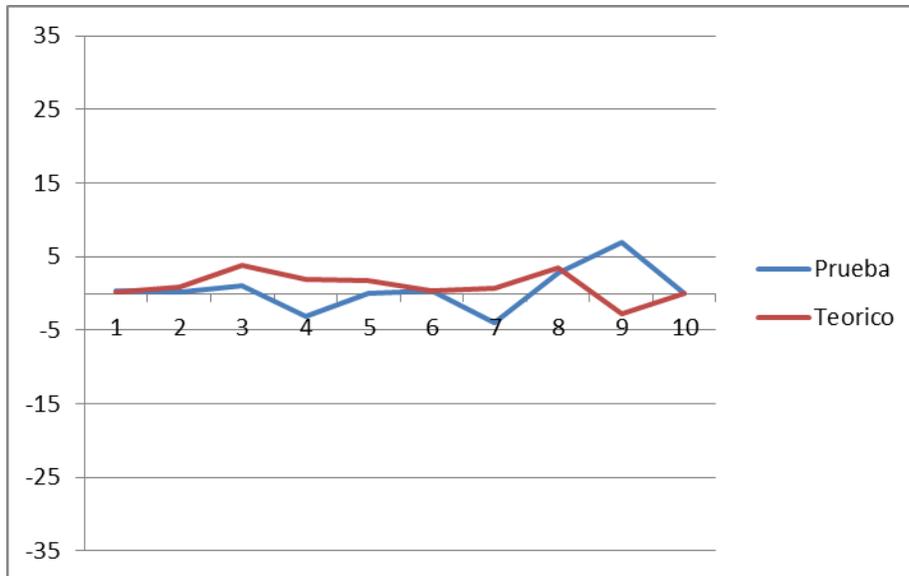


Figura 76 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1 Eje X.

En esta grafica (figura 76) se puede observar más detalladamente la comparación de los ajustes en el ángulo, donde efectivamente se observa un parecido en ambos comportamientos.

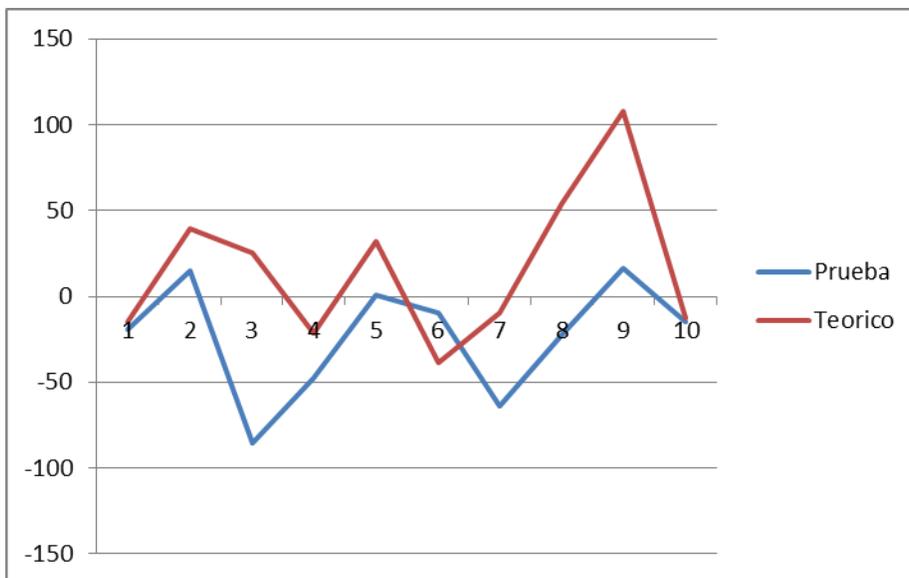


Figura 77 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 1 Eje Y.

En la figura 77 se puede apreciar que en el eje Y (peso) la diferencia es algo significativa, alrededor de 80grcm en el peor de los casos, sin embargo la tendencia de la respuesta tanto teórica como práctica si es parecida.

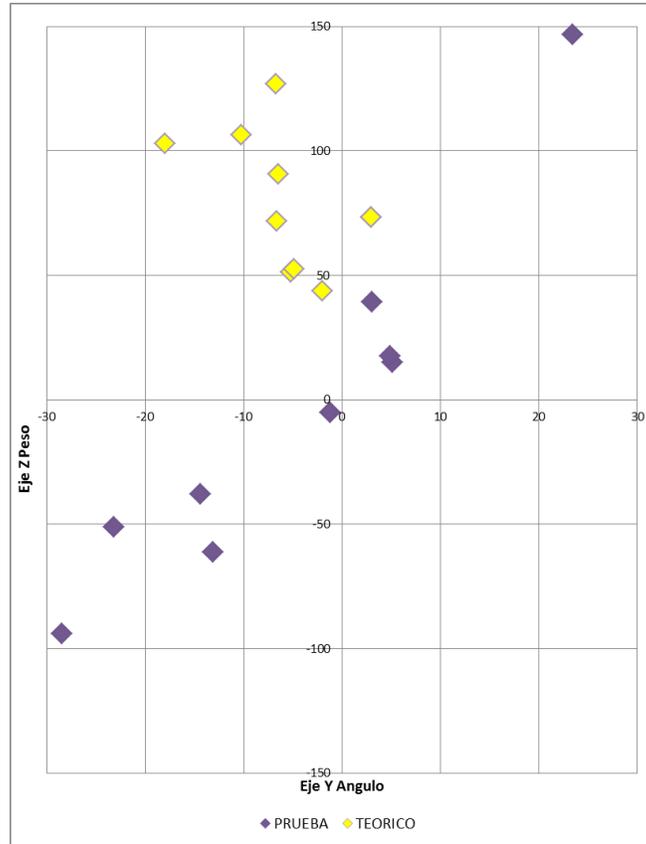


Figura 78 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2.

En la figura 78 se puede observar el efecto del ajuste del centro del plano 2 teórico (rombos amarillos) y el efecto del ajuste real (rombos morados), se puede observar que en cuestión de ángulo (eje X) es parecida la respuesta que se tiene pero en cuestión de peso (eje Y) si hay una diferencia significativa.

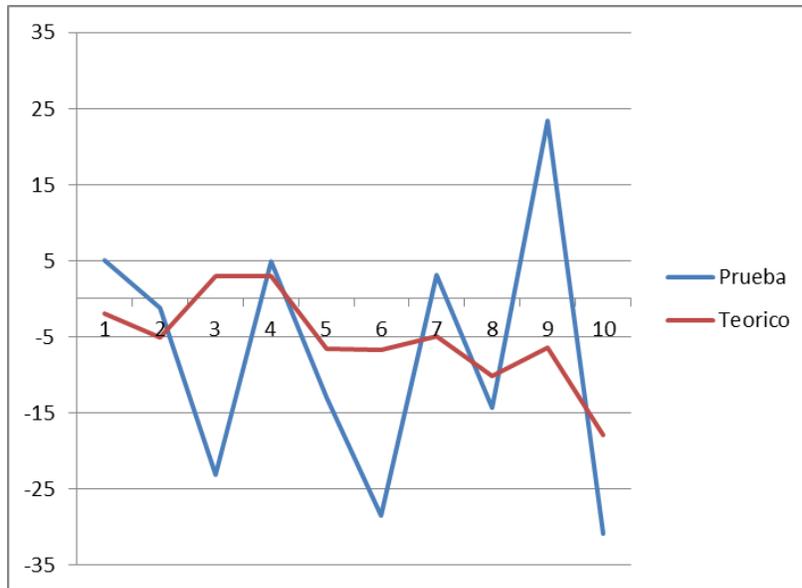


Figura 79 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2 Eje X.

En esta grafica (figura 79) se puede observar más detalladamente la comparación de los ajustes en el ángulo, donde se observa poco parecido en la respuesta a los ajustes en este eje, pero se puede decir que la tendencia de respuesta entre ambos si tiene la misma dirección.

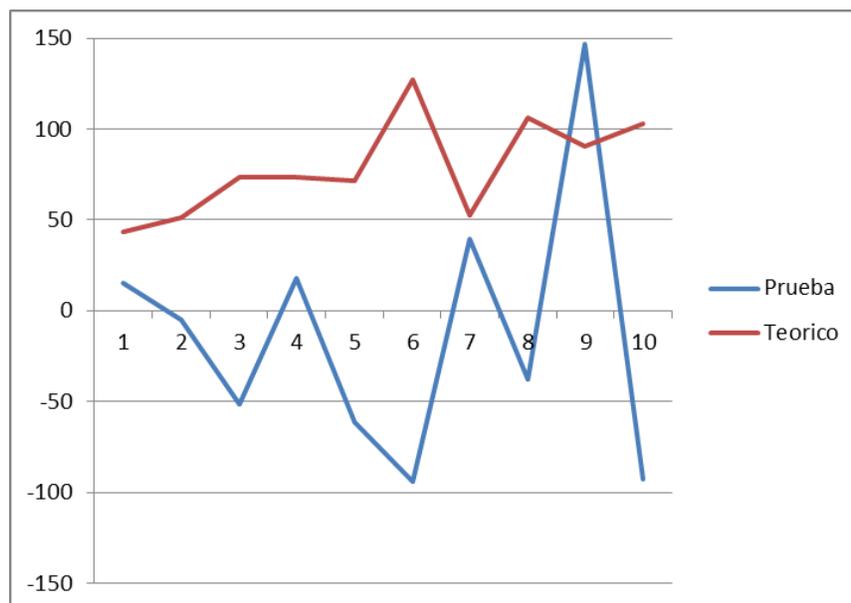


Figura 80 Comparación de Efectos de Ajustes. Pruebas Vs Teórico. Plano 2 Eje Y.

En la figura 80 se puede apreciar que en el eje Y (peso) la diferencia es muy significativa, alrededor de 200grcm en el peor de los casos, sin embargo la tendencia de la respuesta tanto teórica como práctica si es parecida.

Lo que observamos en estas pruebas es que la respuesta que se obtuvo en la práctica y en el modelo teórico es parecida, más no precisa.

6. Conclusiones

6.1 Variaciones de Proceso y Materia Prima

La variación dentro de tolerancia del producto de materia prima tiene efectos considerables en el desbalanceo de las piezas al llegar a la operación 170.

Las modificaciones hechas al producto o proceso deberán estudiarse a fondo ya que se tiene que considerar que el efecto será para ambos planos.

Las variaciones en el maquinado del cigüeñal como por ejemplo los radios de los contrapesos tienen un efecto significativo pero aún menor a las variaciones de la geometría forjada en el balanceo.

Las variaciones en la angularidad y carrera de los muñones de biela en el balanceo son despreciables para el problema actual.

6.2 Modelo de cálculo desarrollado

El modelo desarrollado para la predicción de balanceo tiene aplicación en el desarrollo del producto.

Este modelo no es suficientemente robusto como para poder ser usado en una línea de producción ya que sería necesario medir toda la pieza para generar una geometría real y poder obtener una predicción real.

Sin embargo, al analizar el balanceo teórico a priori se puede tener una idea de hacia dónde centrar en la operación 20 para poder reducir que la dispersión se salga del polígono y poder simular que los ajustes sean hechos en la dirección correcta antes de ajustar la máquina, lo que eliminaría la necesidad de repetir las pruebas n veces.

7. Trabajos Futuros

Es necesario trabajar en un método de medición que pueda ser usado como entrada para generar una geometría la cuál pueda ser utilizada como base de cálculo para la entrada de datos en este modelo.

Con esto se dará la precisión requerida al modelo para su aplicación en un proceso de producción.

Sabiendo la afectación que tiene cada sección del cigüeñal como forja podría ser posible trabajar en el diseño de la matriz de forja, de tal forma, que conforme se va desgastando con su uso el balanceo se mantenga en un solo punto.

8. Bibliografía consultada

[1] Anderson, D. (1924). Practical Balancing of a V-Tyoe engine crankshaft. *SAE Technical Paper 240012*, 277-294.

[2] Cheng, Y., Zhiyong, H., & Guangtai, Z. (2009). Balance mechanism design of single cylinder engine based on continuous mass distribution of connecting rod. *Transactions of Tianjin University*, 255-259.

[3] Engine Builder. (n.d.). *Engine Builder MAG*. Retrieved Marzo 10, 2011, from http://www.enginebuildermag.com/Article/48121/understanding_crankshaft_balancing.aspx

[4] Ferrazzi, F. (2007). *Patent No. 7,210,373 B2*. United States.

[5] Heifetz, M., & Marsh, M. (1984). Engine Dynamics and Balancing. *SAE Technical Paper 840914*, 35-41.

[6] Heisler, H. (1995). *Advanced Engine Technology*. Burlington, MA: Butterworth-Heinemann.

[7] IRD Balancing. (n.d.). *IRD Balancing*. Retrieved Marzo 10, 2011, from <http://www.irdbalancing.com/downloads/dynamicbalancing.pdf>

[8] Kang, Y., Chang, Y., Tseng, M., Tang, P., & Chang, Y. (2000). A modified approach based on influence coefficient method for balancing crankshafts. *Journal of sound and vibration*, 277-296.

[9] Kang, Y., Sheen, G., & Tang, P. (1997). The principle and applications of multi plane separation for balacing machines. *Journal of sound and vibration*, 167-173.

- [10] Lees, A., & Friswell, M. (1997). The evaluation of rotor imbalance in flexibly mounted machines. *Journal of sound and vibration*, 671-683.
- [11] Ming, Y., Tseng, M., Wang, S., Chiang, C., & Wang, C. (2003). An accuracy improvement for balancing crankshafts. *Mechanism and machine theory*, 1449-1467.
- [12] Nagira, T. (2007). *Patent No. 7,234,432 B2*. United States.
- [13] Norfield, D. (2006). *Practical balancing of rotary machinery*. Burlington, MA: Elsevier.
- [14] RAD automachine. (n.d.). *RAD automachine*. Retrieved Marzo 10, 2011, from http://www.radautomachine.com/Crankshaft_Balancing.html
- [15] Rao, S. S. (2004). *Mechanical Vibrations*. Prentice Hall.
- [16] Rodrigues, D., Champneys, A., Friswell, M., & Wilson, R. (2008). Automatic two-plane balancing for rigid rotors. *Non-Linear Mechanics*, 527-541.
- [17] Schenk. (1990). *Fundamentals of Balancing*. Deer Park, NY: Schenk Trebel.
- [18] Sperling, L., Ryzhik, B., Linz, C., & Duckstein, H. (2002). simulation of two plane automatic balancing of a rigid rotor. *Mathematics and computers in simulation*, 351-365.
- [19] Takahashi, N., Moteki, K., Yokohama, M., & Yokosuka, N. (2008). *Patent No. 7,392,781 B2*. United States.
- [20] Torque Cars. (n.d.). *Torque Cars*. Retrieved Marzo 10, 2011, from <http://www.torquecars.com/tuning/engine-balancing.php>

[21] Wyczalek, F. A. (1988). Generalized Balance of inline, vee and opposed piston engines. *SAE Technical Paper 880418*, 1-11.

[22] Xu, B., Qu, L., & sun, R. (2000). The optimization technique based balancing of flexible rotors without test runs. *Journal of sound and vibration*, 877-892.

9. Anexos

9.1 Anexo A. Traslación de Planos

Un desbalance aplicado a lo largo de un eje de un cigüeñal afecta el valor de cada medida de desbalance en los planos de acuerdo a la fórmula descrita a continuación:

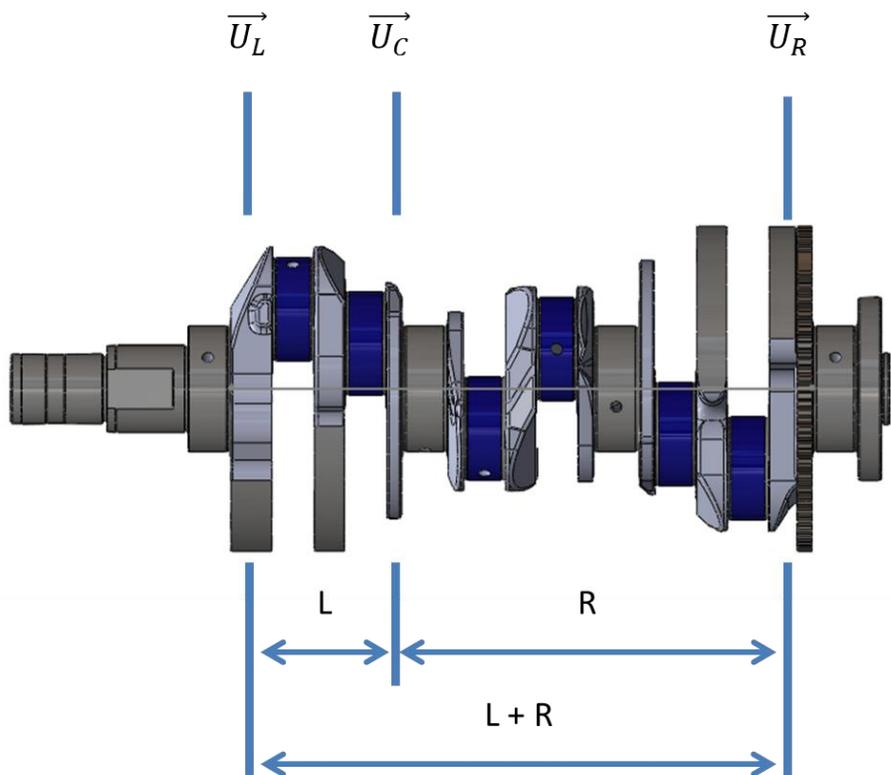


Figura 81 Traslación de planos

$$\vec{U}_L = \frac{R}{L + R} \vec{U}_C$$

$$\vec{U}_R = \frac{L}{L + R} \vec{U}_C$$

Dónde:

U_L es el desbalanceo en el plano izquierdo.

U_R es el desbalanceo en el plano derecho

U_C es la masa de desbalanceo que se quieren conocer sus efectos en los planos U_L y

U_R

9.2 Anexo B. Máquinas Balanceadoras

El propósito de una maquina balanceadora es determinar por alguna técnica la magnitud del desbalanceo y su posición angular en cada uno, dos, o más planos de corrección. Para el balanceo de un solo plano esto puede ser hecho estáticamente, pero para dos o planos múltiples de balanceo, esto puede ser hecho solamente cuando un rotor está girando. Finalmente, todas las maquinas deben de ser capaces de resolver las lecturas de desbalanceo, usualmente tomadas de baleros, en valores equivalentes en cada uno de los planos de corrección.

En base a su método de operación, las máquinas balanceadoras pueden agrupares en tres categorías generales:

1. Máquinas de balanceo gravitacional
2. Máquinas de balanceo centrifugas
3. Equipos de balanceo de campo.

La primera categoría, se temo ventaja del hecho de que un cuerpo libre en rotación siempre busca la posición en la cual su centro de gravedad sea más bajo. Las máquinas de balanceo gravitacional, también llamadas maquinas balanceadoras no giratorias, incluyen cuchillas horizontales, rodajas fijas, y tipo péndulo.

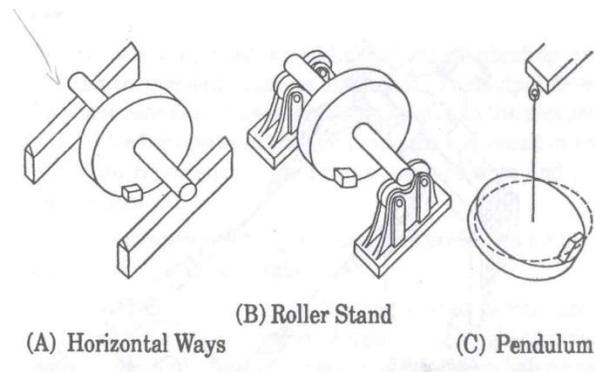


Figura 82 Máquinas de balanceo gravitacional

En la segunda categoría. La amplitud y fase de los movimientos (o las fuerzas de reacción causadas por fuerzas centrífugas por revolución resultantes del desbalanceo) son medidas, e indicadas por los medios apropiados. El rotor esta soportado por la máquina y rotada alrededor de un eje horizontal o vertical, usualmente por el motor de la máquina. Una maquina balanceadora centrífuga (también llamada maquina balanceadora giratoria) es capaz de medir balanceo estático o desbalanceo de pares (planos múltiples). Solo una maquina balanceadora giratoria de dos planos puede detectar balanceo dinámico.

9.2.1 Maquinas balanceadoras centrífugas.

Dos tipos de máquinas balanceadoras centrífugas son de uso general hoy en día: de suave rodamiento y máquinas de rodamiento duro.

9.2.2 Maquinas balanceadoras de rodamiento suave

La máquina balanceadora de rodamiento suave deriva su nombre del hecho de que esta soporta el rotor a ser balanceado en rodamientos los cuales están suspendidos flexiblemente, permitiendo al rotor vibrar libremente en al menos una dirección, usualmente la horizontal, perpendicular al eje de la flecha del rotor. Fig 44. La resonancia del rotor y del sistema de rodamientos ocurre a una mitad o menos de la velocidad más baja velocidad de desbalanceo de tal forma que, al momento en

que la velocidad de balanceo es alcanzada, el ángulo y la amplitud de la vibración se han estabilizado y pueden ser medidos con certidumbre razonable.

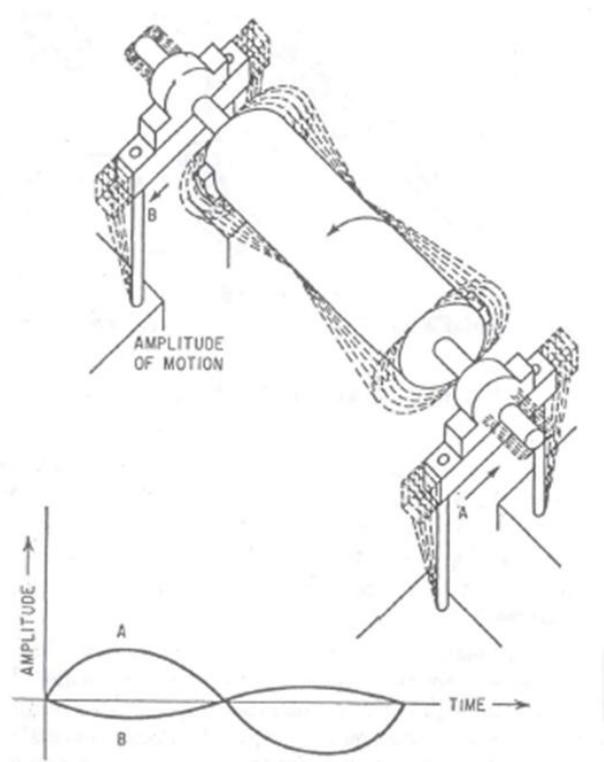


Figura 83 Movimiento del desbalanceo de un rotor y baleros en una "Maquina balancadora de rodamiento suave" con rodamientos flexiblemente soportados

Los rodamientos (y los componentes directamente relacionados) vibran en unísono con el rotor, por lo tanto se adhiere a su masa. La restricción de movimiento vertical no afecta la amplitud de la vibración en el plano horizontal, pero la masa adicional de los rodamientos si lo hace. A mayor combinación de masa del rotor y el rodamiento, más pequeño será el desplazamiento de los rodamientos, y el más pequeño será la salida de los dispositivos que miden el desbalanceo.

Una indicación de desbalanceo puede ser obtenida solo después de calibrar el sistema indicado para un rotor dado haciendo varias calibraciones con pesos de

calibración de valor conocido colocados en el rotor en los planos de corrección seleccionados.

Para propósitos de calibración la instrumentación de máquinas balanceadoras de rodamiento suave contienen los circuitos y controles necesarios de tal forma que, con una propia calibración de un rotor partículas a ser balanceado, una indicación exacta y ángulo de desbalanceo es obtenida. Los ajustes de calibración varía entre partes de diferente masa y configuraciones, debido al desplazamiento del eje principal de inercia en los rodamientos de la maquina balanceadora es dependiente de la masa del rotor, rodamientos y masa de suspensión, momentos de inercia del rotor, y la distancia entre los rodamientos.