
Requerimientos mínimos para el diseño de una máquina de Pesos Muertos en El CENAMEP AIP

Saavedra, Victoria

Centro Nacional de Metrología de Panamá (CENAMEP AIP)
Panamá, Panamá
[0009-0007-2484-8099](tel:0009-0007-2484-8099)

Vega, Diego

Centro Nacional de Metrología de Panamá (CENAMEP AIP)
Panamá, Panamá
[0000-0002-7448-4445](tel:0000-0002-7448-4445)

Candelaria, Aníbal

Centro Nacional de Metrología de Panamá (CENAMEP AIP)
Panamá, Panamá
[0000-0002-6322-5683](tel:0000-0002-6322-5683)

Kuruc, José

Centro Nacional de Metrología de Panamá (CENAMEP AIP)
Panamá, Panamá
[0000-0001-5038-7766](tel:0000-0001-5038-7766)

Abstract

After the dimensional and structural study of the Force laboratory, the highest part of the laboratory was identified to determine the optimum volume where a deadweight machine could be located and thus define its maximum reach. The laboratory's maximum height is 4 m, with a usable height of 3.5 m for the machine. By studying the current state of the art, ideas concerning the geometry, materials and scope of the design were inferred. To achieve this, we calculated, simulated, and conceptualized two prototypes: one with a maximum reach of 25 kN and another scaled down to 1 kN. The results pointed to a triangular geometry for the volume, cylindrical columns, and solid square beams for the outer frame as components that offered the highest system stiffness. Simulations revealed that the Von Mises stress in the complete outer frame structure remains below the yield stress of the material (AISI 304). Consequently, for the selection of the profile of each component of the external frame, the maximum displacement of each component was evaluated as a critical design factor, according to the profile configuration and geometry applied in each simulation.

Keywords: Force, deadweight force machine, metrology, primary standard, force transducer.

Resumen

Posterior al estudio dimensional y estructural del laboratorio de Fuerza, se identificó la parte más alta del laboratorio para discernir el volumen óptimo donde se pudiera ubicar una máquina de pesos muertos y así, definir cuál sería el alcance máximo de esta. La altura máxima del laboratorio es de 4 m y se define como altura útil para la máquina 3.5 m. Al realizar el estudio del estado del arte, se infirieron ideas respecto a la geometría, materiales y alcance del diseño. Por consiguiente, se calculó, simuló y conceptualizó el modelo de un prototipo de 25 kN como alcance máximo del diseño y otro escalado a 1 kN. Se encontró que, la configuración de un volumen con geometría triangular, columnas cilíndricas y vigas cuadradas sólidas son las que mayor rigidez aportan al marco exterior. Las simulaciones revelaron que la estructura es capaz de soportar las cargas aplicadas puesto que el esfuerzo de Von Mises de la estructura global del marco exterior se mantuvo inferior al límite de fluencia del material (AISI 304). Por lo tanto, para la selección del perfil de cada componente del marco externo, se evaluó como factor crítico de diseño, el desplazamiento máximo que sufre cada componente según la configuración de perfiles y geometría aplicada en cada simulación.

Palabras claves: Fuerza, Máquina de Pesos Muertos, metrología, patrón primario, transductor de fuerza.

1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la metrología en Panamá ha hecho que la industria demande mediciones de fuerza con mayor rigor científico. Existen laboratorios secundarios que sostienen servicios en calibraciones de máquinas de ensayo de materiales con transductores de fuerza de alta exactitud, sin embargo, el país no cuenta con la capacidad técnico- científica para calibrar transductores de fuerza [1].

Esto ha hecho que el CENAMEP AIP inicie una expansión en sus capacidades metrológicas, focalizadas en dar soporte y trazabilidad a la industria para las calibraciones de transductores de fuerza de alta exactitud, con el diseño de un patrón primario de fuerza: una máquina de pesos muertos.

Por consiguiente, el CENAMEP AIP ha iniciado una investigación sobre los requerimientos en diseño y factibilidad para la construcción de una máquina de pesos muertos optimizada a las características del laboratorio de Fuerza. Para esto, se calculó, simuló y conceptualizó el modelo de un prototipo escalable en función a las características estructurales y dimensionales del Laboratorio de Fuerza.

Se destaca que, las máquinas de pesos muertos ofrecen calibraciones con la más alta exactitud debido a que generan la magnitud de fuerza sin la intervención de ningún mecanismo que amplifique su valor. La máquina de pesos muertos genera la fuerza en un eje de acción donde las masas colgantes son sometidas a la gravedad local. Lo antes expuesto, es propio a la segunda ley de Newton y se expresa matemáticamente mediante la siguiente ecuación:

$$F = mg \left(1 - \frac{\rho_{aire}}{\rho_{masas}} \right) \quad (1)$$

Donde:

F : fuerza generada en el eje de acción debido a las masas colgar

m : conjunto de masas

g : aceleración de la gravedad local

ρ_{aire} : densidad del aire

ρ_{masas} : densidad de las masas

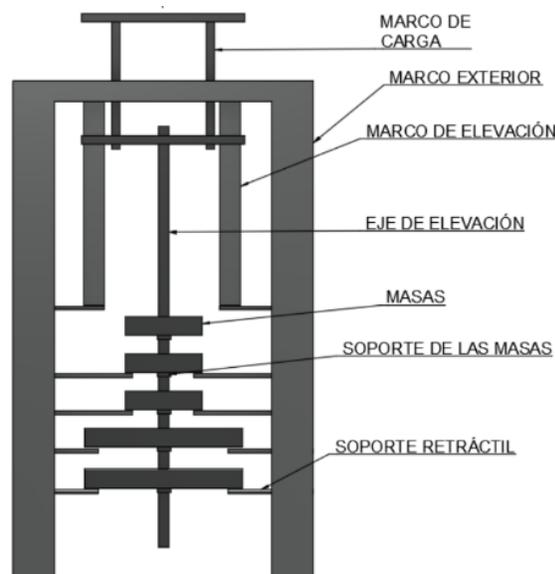


Figura 1. Esquema generalizado de las partes principales de la máquina (Dibujado en FUSION 360).

Para el diseño del modelo, se considera como partes principales las mostradas en la Figura 1. Sin embargo, el diseño estructural se focalizó en los componentes del marco exterior. El marco exterior es la estructura que soportará todo el peso y la carga máxima de la máquina, por lo que es esencial asegurarse de que sea lo suficientemente resistente para garantizar la

estabilidad de los componentes más pequeños. El diseño del marco exterior se realizó para las columnas, las vigas de arriostre y la placa que divide la zona de compresión y tensión.

2. MÉTODO

La metodología se diseñó focalizada en satisfacer los siguientes puntos: 1que el volumen de la máquina sean compatibles con el disponible en el laboratorio; 2que la rigidez del marco exterior minimice los efectos parásitos durante las calibraciones y, 3que el modelo sea escalable a una magnitud de fuerza inferior al prototipo inicial. Por lo antes expuesto, la ejecución de esta investigación se realizó en las siguientes etapas:

Etapa 1. Desarrollo del Estado del arte

Se inició con la recopilación de fuentes relevantes para el diseño de la máquina de pesos muertos como los factores que inciden en el resultado de las calibraciones de los transductores de fuerza y las normativas para las calibraciones de transductores de fuerza y de las máquinas de ensayo de materiales [2], [3].

Etapa 2. Selección de la geometría y materiales óptimos para el diseño

Para la selección de la geometría de la máquina, se estudió la rigidez y estabilidad que aportan al modelo distintas formas geométricas. Luego, se compararon con las geometrías de distintas máquinas de pesos muertos existentes [4].

Para elegir el material, se evaluó la resistencia a la corrosión, resistencia mecánica y susceptibilidad magnética de distintos materiales.

Etapa 3. Desarrollo del análisis estructural teórico del marco exterior de la máquina de pesos muertos

Se definieron los modelos matemáticos capaces de describir el comportamiento estático de cada componente del marco exterior en función a su geometría y material. Posteriormente, se desarrollaron los cálculos teóricos para determinar los perfiles de cada componente en función a las reacciones y pares aplicados al marco exterior.

Etapa 4. Desarrollo de los planos mecánicos de la estructura

Se computarizó el modelo en dibujos 3D mediante el software *INVENTOR* y se generaron los planos de la máquina para las vistas principales y sus planos de detalle.

Etapa 5. Simulación de la estructura del marco exterior

Se generó una matriz de simulación de 9 configuraciones distintas en cuanto a perfil y geometría de las vigas y columnas. Después, se ajustaron los detalles del mallado y se generaron las 9 simulaciones. Finalmente, se eligió la configuración de perfil y geometría viga-columna que aportaban mayor rigidez al modelo.

Etapa 6. Validación de los resultados y diseño del modelo escalado.

Se compararon los resultados de la simulación virtual con los cálculos teóricos y se añadieron/corrigieron detalles complementarios al prototipo final. Finalmente, se escaló el modelo inicial a un alcance inferior donde se repitieron las etapas 3, 4 y 5.

3. RESULTADOS

a. Marco teórico

El marco exterior de la máquina debe ser rígido y estable para evitar cualquier flexión estructural que afecte la exactitud de las calibraciones y comprometa la confiabilidad de los resultados. Además, se encontró que, mientras más cerca se coloquen las masas del elemento a calibrar menor será el tiempo de estabilización y vibración del sistema. La estructura sugerida para el marco exterior es una geometría triangular. El acero inoxidable austenítico AISI 304, es el material óptimo para fabricar las masas debido a sus propiedades mecánicas, resistencia a la corrosión y baja susceptibilidad magnética, también es útil para el resto de las partes.

b. Análisis estructural teórico

El marco exterior se analizó en 3 secciones diferentes, donde los modelos matemáticos aplicados se basan en la ecuación 1, donde para .

Tabla 1. Perfiles obtenidos del análisis teórico para los modelos de 1 kN y 25 kN.

	Placa		viga		Columna	
	1 kN	25 kN	1 kN	25 kN	1 kN	25 kN
Ecuaciones resultantes	$M_{m\acute{a}x} = \frac{2}{3}Ph$ $t = 2 \left(\sqrt{\frac{6 M_{m\acute{a}x}}{\sigma b}} \right)$		$M_{m\acute{a}x} = \frac{5}{96} w_B L^2$ $S_{min} = \frac{ M_{m\acute{a}x} }{\sigma_{perm}}$		$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I}$ $\frac{P/A}{\sigma_{perm\text{carga}}} + \frac{Mc}{\sigma_{perm\text{par}}} \leq 1$	
Espesor/diámetro	0.56 cm	5.68 cm	W 6X9	W 4X13	2 cm	6 cm
Explicación	se tomó un fragmento de la sección transversal de la placa y se aplicó la expresión de esfuerzo-flector utilizando el momento máximo () aplicado en la placa y <i>b</i> es la longitud de la sección tomada.		se modeló como viga doble empotrada, se obtuvo el momento máximo con la carga distribuida y la longitud de la viga <i>L</i> para obtener el módulo de sección mínima con el cual se estimó el perfil.		Se obtuvo el momento que recibe la columna debido a la carga <i>P</i> y al par <i>M</i> . Finalmente se analizó con carga excéntrica mediante el método de interacción para obtener el diámetro.	

c. Análisis estructural simulado

La simulación inicial comprobó que los valores teóricos son suficientes para superar la falla estructural debido a que, el esfuerzo de Von Mises se mantiene inferior al límite elástico del material en todas las simulaciones. Por consiguiente, al comparar las simulaciones para las nueve configuraciones de perfiles estructurales, se encontró que la configuración: vigas cuadradas y columnas circulares sólidas presenta un desplazamiento máximo de 120µm (ver figura 2 b). Siendo un valor de diseño aceptable y a su vez, es la configuración de perfiles más simple por lo que se reduce la cantidad de material y volumen total de los componentes.

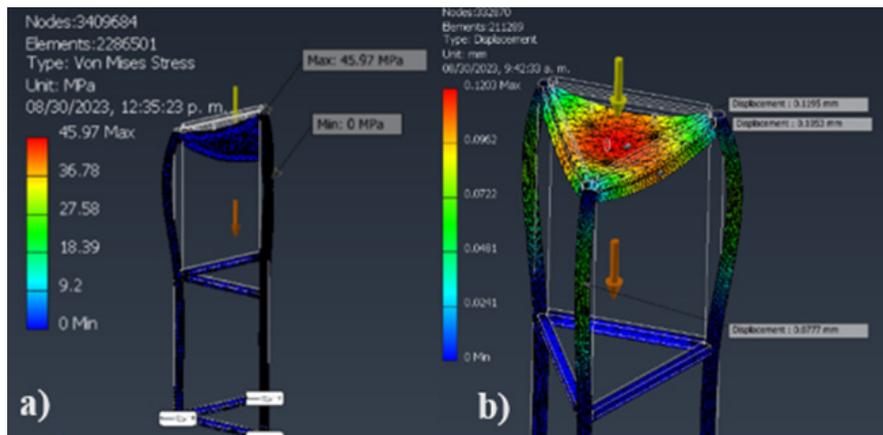


Figura 2. a) Esfuerzo de Von Mises y b) desplazamiento máximo obtenido para la configuración de perfiles elegida como óptima para el diseño.

Con estos perfiles se diseñó el marco exterior. La figura 3 muestra una sección del plano en explosión de su diseño final junto con otros elementos internos como lo son las masas, marco de carga, eje de acción y mecanismos de accionamiento de las masas.

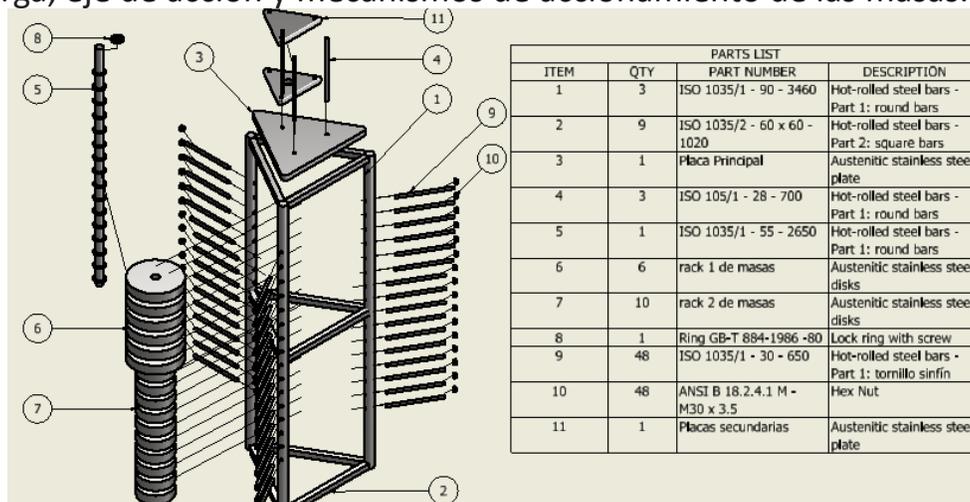


Figura 3. Plano explosionado del bosquejo de la máquina de pesos muertos.

4. CONCLUSIONES

Los esfuerzos analizados en los componentes del marco exterior tienen una alta congruencia entre los resultados teóricos y los simulados, los cuales tienen la misma dirección y sentido. El esfuerzo máximo de la placa ocurre en el centro de la misma. Para las vigas, el esfuerzo máximo ocurre en sus extremos. Por otra parte, en las columnas se comprobó que el diámetro mínimo obtenido teóricamente, es capaz de soportar la carga para el máximo alcance de la máquina, sin sufrir deformación plástica.

Durante las simulaciones el esfuerzo de Von Mises de la estructura del marco externo se mantuvo inferior al esfuerzo de fluencia del material (AISI 304). Por esto, se evaluó el desplazamiento que sufre la estructura ante cada configuración de perfiles simulados como el factor crítico para seleccionar el perfil de cada componente. Al culminar y comparar las 9 simulaciones, se encontró que la configuración óptima es la de columnas circulares sólidas y vigas cuadradas sólidas para satisfacer los requisitos estructurales.

REFERENCIAS

- [1] CENAMEP AIP, «VISIÓN METROLÓGICA PANAMÁ 2050», p. 31,3 32, 33, 34, 2021.
- [2] «ISO 376: 2011 Metallic materials — Calibration of force-proving instruments used for the verification of uniaxial testing machines». junio de 2011.
- [3] «Weights of classes E1, E2, F1, F2, M1, M1–2, M2, M2–3 and M3 Part 1: Metrological and technical requirements». OIML, 2004.
- [4] «DESIGN, DEVELOPMENT, AND COMMISSIONING OF A 120 kN DEADWEIGHT FORCE STANDARD MACHINE - Proceedings - IMEKO». Accedido: 18 de mayo de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.imeko.org/index.php/proceedings/1225-design-development-and-commissioning-of-a-120-kn-deadweight-force-standard-machine>

AUTORIZACIÓN Y LICENCIA CC

Los autores autorizan a APANAC XIX a publicar el artículo en las actas de la conferencia en Acceso Abierto (Open Access) en diversos formatos digitales (PDF, HTML, EPUB) e integrarlos en diversas plataformas online como repositorios y bases de datos bajo la licencia CC:

Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0) <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>.

Ni APANAC XIX ni los editores son responsables ni del contenido ni de las implicaciones de lo expresado en el artículo.