

# Thermal Vacuum Chamber Structure Design for a 1U CubeSats

**Esteban Acosta Mellid**  
Undergraduated Student  
Facultad de Ingeniería  
Universidad Nacional de Asuncion  
Asunción, Paraguay  
[eacosta@fiuna.edu.py](mailto:eacosta@fiuna.edu.py)

**Jorge Kurita**  
Research Professor  
Facultad de Ingeniería  
Universidad Nacional de Asunción  
Asunción, Paraguay  
[jkurita@fiuna.edu.py](mailto:jkurita@fiuna.edu.py)

## Abstract

Before putting a satellite into orbit, different types of tests must be performed to increase the probability of success of the mission. One of these tests is the thermal vacuum test, for which a thermal vacuum chamber is needed. In this project to build a thermal vacuum chamber, part of the project is to verify if the available materials are adequate to withstand the imposed conditions, since access to them is difficult. This article presents two methods to verify the suitability of a stainless steel tube, corresponding to the maximum diameter and thickness available, presenting the results of the study.

## Keywords

Vacuum Chamber, Thermal Vacuum, ASME, Finite Elements, Cubesat.

## 1. Introducción

Dentro de la generalidad de los satélites se encuentran los nano satélites (CubeSats), adoptados como un estándar de fabricación denominado 1U con dimensiones de 10x10x11 cm [1]. Este tipo de satélites por sus características además de su menor costo relativo, se convierten en la opción más viable y lógica, para el inicio de los emprendimientos aeroespaciales.

Antes del lanzamiento de un nano satélite, mediante ensayos específicos es necesario comprobar, la aptitud de los materiales empleados en su construcción, calidad del ensamblaje en su totalidad, el correcto funcionamiento de los sistemas, subsistemas y componentes.

Los ensayos ambientales logran replicar las condiciones presentes en el ciclo de vida de los satélites. Uno de estos es el test de Termo-vacío, este permite someter al satélite a presiones extremadamente bajas y temperaturas cíclicas. Para poder realizar el ensayo se requiere de una cámara de Termo vacío o vacío térmico, con una estructura adecuada capaz de soportar las condiciones mencionadas en su interior. Contar con esta cámara permitirá realizar este ensayo que contribuirá a determinar el desempeño de nano satélites, construidos y ensamblados en el país además de otros futuros emprendimientos aeroespaciales e industriales.

### 1.1 Objetivos

Diseñar y construir una cámara para ensayos de termo vacío, capaz de soportar estructuralmente replicando en su interior, las condiciones de presión y temperaturas en el espacio, a los niveles en los cuales se encuentran expuestos los CubeSats.

### 1.2 Objetivos Específicos

- Investigar acerca de las tecnologías y métodos existentes para alcanzar los niveles de presión y temperaturas requeridas.
- Seleccionar materiales adecuados que soporten las condiciones de presión y temperatura.

- Diseñar la cámara de termo vacío según las dimensiones de CubeSats y geometría apta para presiones de trabajo.
- Validar el diseño de la cámara, por medio de simulaciones computacionales

## 2. Condiciones del entorno espacial y su simulación.

La lista de inconvenientes de las misiones espaciales puede ser extensa. Sus detractores señalan principalmente su costo elevado. Otro de los inconvenientes es la duración del proyecto, ya que desde sus fases iniciales en despachos y oficinas hasta su conclusión pueden fácilmente sobrepasar una década [2]. Es por ello que se requiere gran cantidad de pruebas para disminuir la incertidumbre y elevar la probabilidad de éxito.

Cuando las pruebas se realizan en un entorno más fiel al entorno donde transcurre la misión, los datos e información que se obtengan de las pruebas estarán más acorde a lo que realmente ocurre.

En la Simulación espacial para los satélites, hay que tener en cuenta los factores presentes en el entorno donde se desarrolla la misión, para un CubeSat sería en órbita LEO.

Los factores citados en [3] son: presión de vacío, bajas temperaturas, radiación electromagnética movimiento del satélite en relación a la fuente de radiación. Recrear el entorno de la misión en la Tierra presenta otro importante desafío. En [2] se hace mención que el vacío específicamente las dimensiones de la cámara y la gravedad son los factores más limitantes, pero este último es menos relevante ya que no afecta a los demás factores previamente citados. La mejor manera de realizar las simulaciones de condiciones espaciales, es mediante una cámara que permita controlar los factores mencionados. Estas cámaras son conocidas como Cámara de simulación espacial.

### 2.1 Requisitos de la simulación del entorno espacial

Para estudiar el comportamiento térmico de un satélite en las cámaras de simulación, la presión debe reducirse, hasta un nivel en el cual el intercambio de calor por convección con el gas residual de la cámara pueda ser despreciable, en comparación con la transferencia de calor por radiación [4].

La disipación de calor por radiación en el espacio, es simulado por placas frías pintadas de negro que deben tener coeficiente de absorción  $\alpha > 0.9$ .

La ganancia térmica de un satélite esta principalmente determinado por la radiación solar. Una cámara de simulación espacial con capacidad de simulación solar requiere de al menos 1.35 kW/m<sup>2</sup>.

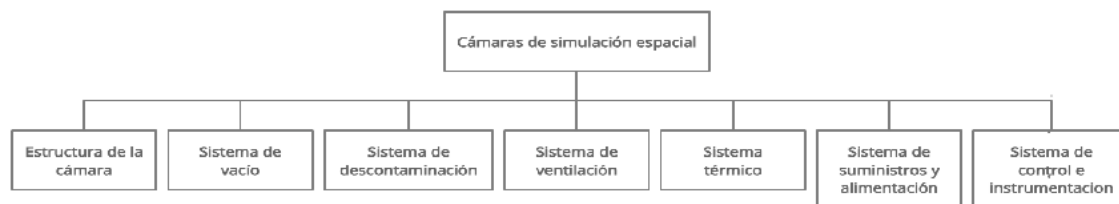
Las cámaras de simulación espacial, comprenden un conjunto de sistemas con el fin de recrear y controlar los factores descritos en 4, en el espacio confinado en su interior. Como se hace mención en [5], las cámaras son comúnmente utilizadas para realizar investigaciones, pruebas a naves espaciales, satélites y sus componentes de manera a obtener calificación espacial.

### 2.3 Cámaras de Termo vacío o Vacío Térmico TVAC

Desde el punto de vista constructivo la cámara de termo vacío es un recipiente estanco, en el cual los equipos son sometidos a las condiciones de presión (vacío) y de ciclado térmico que deberán soportar durante su vida útil con el objetivo de medir su desempeño [7].

En [8] las cámaras de vacío se clasifican según si son capaces de simular el calentamiento solar o no y el tamaño de estas es relativa a los objetos de prueba.

Las cámaras están compuestas de diferentes sistemas que logran hacerlas funcionar y cumplir su propósito, los sistemas más comunes para la simulación espacial se pueden ver en la figura 2.



**Fig. 1** Sistemas que integran las cámaras de vacío Fuente: [9]

Para lograr el nivel de vacío adecuado se utilizan bombas mecánicas, bombas de desbaste y bombas de difusora, con los cuales se obtienen presiones de hasta  $10^{-4}$  torr. Si se desea conseguir presiones más bajas es necesario recurrir a bombas criogénicas, bombas de iones o turbo moleculares. El otro aspecto importante a simular es el ambiente frío del espacio, esto se logra enfriando las paredes de la cámara o placas distribuidas en su interior utilizando LN<sub>2</sub>.

### 3. Análisis de la estructura de la cámara

En el momento en que la presión interna desciende por debajo de la presión atmosférica, se genera esfuerzo sobre la cámara, el cual debe ser absorbido por la estructura de la misma. Habiendo tenido en cuenta configuraciones geométricas de modelos comercialmente existentes, disponibilidad tecnológica de fabricación, facilidad de montaje, aptitud de materiales y situación del mercado en el momento, se procedió con el diseño de la estructura de la cámara. Estructuralmente la cámara está compuesta por tres partes fundamentales. La primera el cuerpo principal, la segunda las tapas frontal y posterior, por último los soportes.

### 4. Métodos de análisis y definición de parámetros

El cuerpo principal de la cámara define su cavidad interior, si bien existen diversas configuraciones posibles, pero no todas son óptimas.

Para este proyecto se optó por una geometría cilíndrica como cuerpo principal, debido a su facilidad de fabricación o la posibilidad de adaptar un tubo con un diámetro y espesor adecuado a las necesidades del proyecto.

El mayor tubo disponible en el medio local, de acero inoxidable AISI 304 L proveniente de una donación, con 273.05 mm de diámetro exterior y espesor de 4.19 mm con una longitud de 1110 mm.

Antes de proceder con el diseño final basado en las dimensiones del tubo, fue necesario verificar si estas serían aptas para soportar la presión externa y no colapsar sobre sí mismo, una vez que en su interior se alcance el vacío final que la bomba pueda lograr.

Se establecieron como presiones de diseño la presión externa 103,421 Pa (15 psi) y como presión interna 0, teniendo en cuenta que este último valor es hipotético, ya que implica llegar al vacío absoluto en el interior de la cámara. Utilizar 0 como presión de diseño interna trae consigo dos ventajas, la primera es que sería la peor condición que podría darse y la segunda es que evita trabajar infinitesimales en el momento de realizar cálculos.

Para analizar capacidad del tubo se recurrieron a la "An international Code 2015 ASME Boiler & Pressure Vessel Code- VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1"[10] y al análisis por elementos finitos con el software SolidWorks, mediante su complemento SolidWorks Simulation

#### 4.1 Analizando con las Normas ASME

Con los cálculos en base a [10], se logra determinar la presión admisible para una configuración de espesor, diámetro y longitud entre soportes de un recipiente sometido a presión externa.

En el párrafo "UG-28 Thickness of Shells And Tubes Under External Pressure" se establecen los parámetros a ser utilizados,  $D_o$  diámetro externo,  $t$  espesor,  $L$  longitud. Los procedimientos y cálculos son realizados en unidades inglesas y son descritos a continuación.

Las dimensiones del tubo son:

$$D_o = 273.05 \text{ mm} = 10.75 \text{ in}$$

$$t = 4.19 \text{ mm} = 0.165 \text{ in}$$

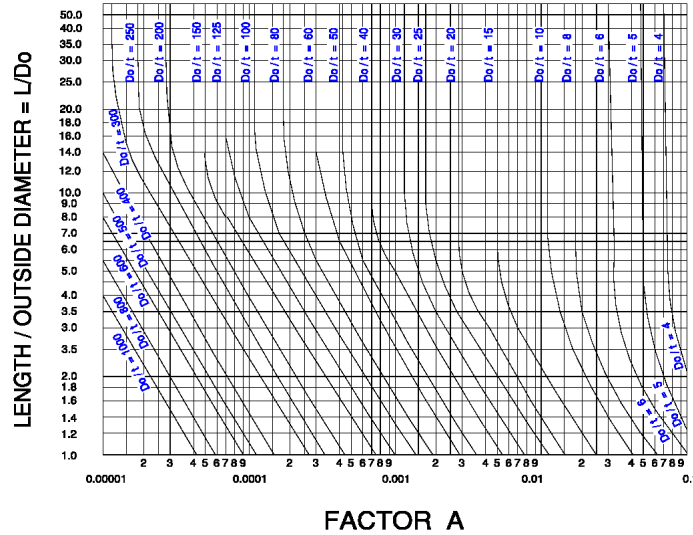
$$L = 500 \text{ mm} = 19.685 \text{ in.}$$

En el primer paso se realizan las siguientes operaciones.

$$\frac{L}{D_o} = 1.8312$$

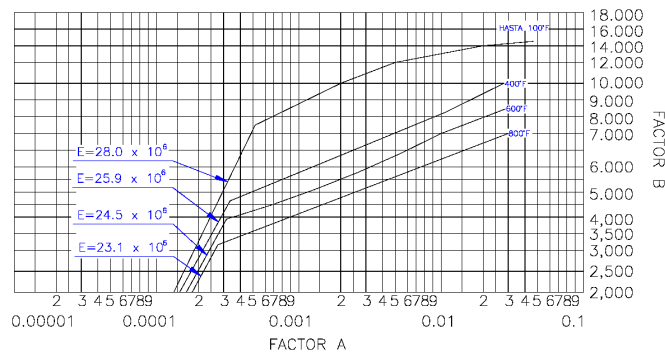
$$D_o/t = 65.1671$$

En el segundo paso con los valores obtenidos previamente se interceptan en la figura 3, donde las líneas horizontales representan a los valores posibles de  $L/D_o$  y las curvas a los valores posibles de la  $D_o/t$ . En el punto de intersección trazando la vertical el valor del factor A puede ser identificado en la parte inferior de la figura. La interpolación es válida en cada punto anterior y para esta configuración en particular el factor A es de 0.00139 que está asociado solamente a la configuración geométrica.



**Fig. 2** Valores del Factor A para recipientes cilíndricos sometidos a presión externa, para todos los materiales. **Fuente:** [11]

Obtenido el Factor A, con la ayuda de la figura 3 obtenemos el valor de Factor B. Observando la figura hallamos el Factor B = 9461.53psi



**Fig. 3** Valores del Factor B para verificar el espesor de pared de los recipientes bajo presión externa, para acero austenítico tipo 304L. **Fuente:** [11]

Con el valor de B calculamos la presión externa de trabajo máxima:

$$Pa = \frac{4}{3 \left( \frac{Do}{t} \right)} = 193.185 \text{ psi}$$

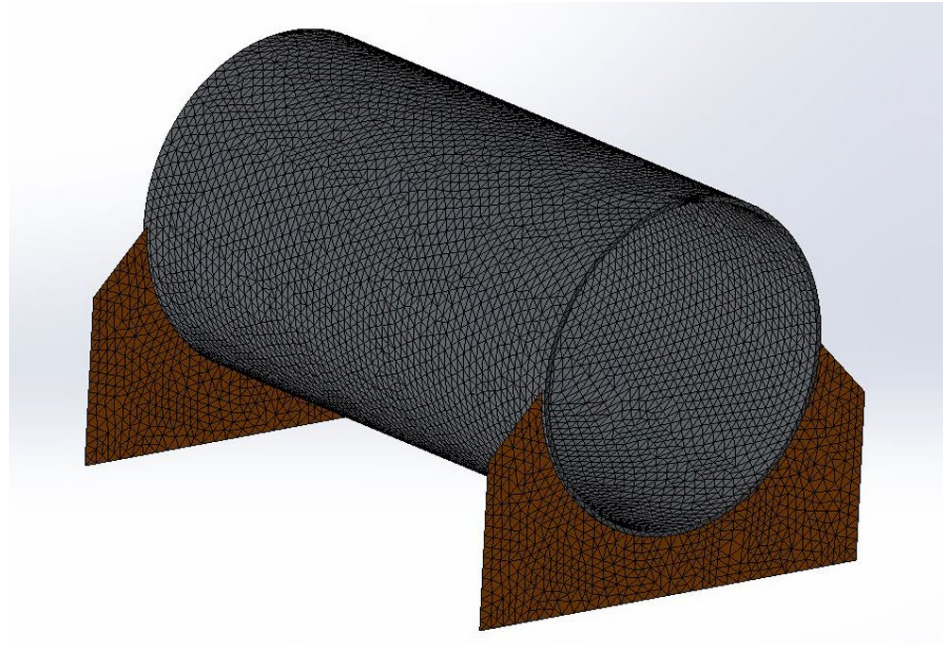
$$193.185 \text{ psi} > 15 \text{ psi}$$

$$FOS = \frac{193.185}{15} = 12.879 \text{ Aplicado a la carga}$$

Este valor representa la máxima presión admisible  $P_a=193.185 \text{ psi}$ , al compararla con la presión de diseño  $P=15 \text{ psi}$  se observa que la primera es mucho mayor. Como la presión externa de diseño es mayor que la presión de trabajo, que es la presión atmosférica y esta permanece prácticamente invariable durante un ciclo de operación, la estructura del tubo estará soportando una presión mucho menor a la admisible, por lo tanto, se concluye que el espesor del tubo es apto para la presión de trabajo.

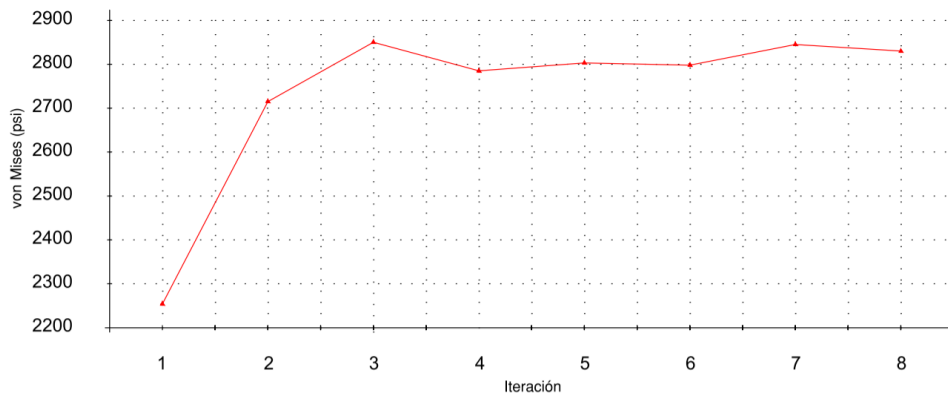
## 4.2 Método elementos finitos con SolidWorks

Para realizar este análisis se diseñó previamente el tubo Figura 4 con su diámetro, espesor y material correspondiente, fue necesario además diseñar los soportes que sostienen al tubo, ubicados a una longitud igual a la del tubo, entre sus superficies externas.



**Fig 4:** Modelado y mallado del tubo en material especificado como inoxidable AISI 304L, diámetro externo 273.05 mm (10.75 in), espesor 4.19 mm (0.185 in), longitud de 500mm.

Posterior al diseño se procedió a establecer las condiciones de sujeción, carga y el mallado, este último requiere un análisis de convergencia el cual se realiza variando el tamaño de los elementos en consecuencia la cantidad de estos Figura 5. A cada nivel de mallado corresponde una simulación, donde se obtuvo un valor máximo de tensión correspondiente a la teoría de Von Mises. La convergencia de los valores máximos demuestra la validez del mallado y a la vez el valor de los mismos. La cantidad de elementos es directamente proporcional al tiempo de ejecución de cada simulación.

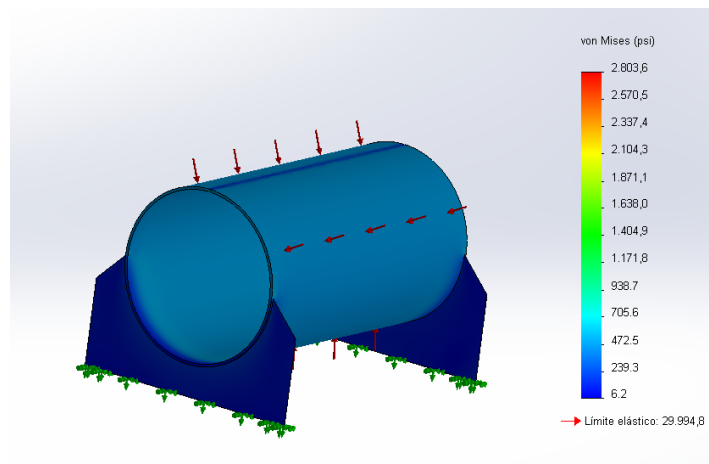


**Figure 6:** Análisis de convergencia de valores máximos, variando la cantidad de elementos de la malla basada en curvatura y control local del mallado en la zona de mayor estrés.

**Tabla 1.** Número de elementos y tensiones máxima

Número de iteración	Número de elementos	Valores máximos (psi)
1	39,685	2,254
2	114,924	2,715
3	173,490	2,850
4	185,209	2,786
5	196,397	2,804
6	206,569	2,798
7	211,186	2,851
8	213,519	2,845

Observando la Tabla 1 desde la iteración 3 puede utilizarse cualquiera de los mallados, pero teniendo en cuenta que la cantidad de elementos influye directamente en el tiempo de convergencia, las iteraciones 4,5 y 6 son lo suficientemente óptimas con resultados válidos.



**Fig. 6:** Distribución de tensiones sobre el tubo según simulación realizada en la iteración 5, el límite elástico del material es de 29994.8 psi

Tomando el resultado de la iteración 5, la tensión máxima alcanzada es de 2,804 psi y el límite elástico es de 29994.8 psi entonces podemos obtener el factor de seguridad correspondiente a la tensión sobre el material. Si la tensión máxima alcanza el límite elástico comenzará la fluencia del material

$$FOS = \frac{29994.8}{2804} = 10.697 \text{ Aplicado al esfuerzo}$$

## 6. Conclusión

El artículo presenta y analiza los resultados obtenidos sobre la aptitud de un tubo para soportar vacío en su interior, por dos métodos distintos.

En el primer método el resultado obtenido es la presión máxima admisible para el tubo, comparándola con la presión de diseño. El resultado es satisfactorio ya que al comparar la presión máxima admisible supera ampliamente a la presión de diseño, con un margen importante el factor de seguridad correspondiente a la carga es FOS=12.879.

El resultado del Segundo método requirió validar el análisis verificando la convergencia de los valores máximos aumentando la cantidad de elementos de cada mallado. Una vez escogida la malla adecuada el valor máximo de tensión queda en evidencia tras la simulación, y se comparó con el máximo valor admisible establecido, en este caso el límite elástico, el cual mucho mayor obteniendo un factor de seguridad  $FOS=10.697$ .

Los resultados no son directamente comparables debido a que el primer método muestral la el valor máximo de presión que es posible aplicar al tubo, mientras que en el Segundo se observa directamente la distribución de tensiones sobre el tubo, para una condición de carga dada que ha sido de 15 psi. pero en ambos se comprueba que las dimensiones son adecuadas para proseguir con el diseño.

Viendo que los resultados son favorables se procederá con el diseño final y la construcción de la cámara de termo vacío en su totalidad, siendo este proceso material para otro artículo, junto con otras interrogantes que surgieron durante el proceso, como el espesor mínimo requerido para las bridas, tapas, accesos de suministro y su configuración, la posibilidad de variar el material de acuerdo a las condiciones del mercado local.

## Referencias

- [1] M. Swartwout, "The first one hundred cubesats: A statistical look," *Journal of Small Satellites*, vol. 2, no. 2, pp. 213–233, 2013.
- [2] J. M. Sobrado and J. A. Martín-Gago, "La tecnología de vacío en la simulación espacial," *Revista Española de Física Julio-septiembre*, pp. 4–11, 2010.
- [3] R. Haefer, "Vacuum and cryotechniques in space research," *Vacuum*, vol. 22, no. 8, pp. 303–314, 1972.
- [4] H. Nuss, "Space simulation facilities and recent experience in satellite thermal testing," *Vacuum*, vol. 37, no. 3-4, pp. 297–302, 1987.
- [5] R. S. S. Chisabas, G. Loureiro, and C. de Oliveira Lino, "Space thermal and vacuum environment simulation," *Space Flight*, p. 11, 2018.
- [6] "Thermal vacuum chambers," Jun 2021. [Online]. Available: <https://www.telstar.com/vacuum-equipment/thermal-vacuum-chambers/>
- [7] (2019, jul) Centro de ensayos de alta tecnologia s.a. [Online]. Available: <http://www.ceatsa.com.ar/equipamientos/camara-termo-vacio>
- [8] G. David, "Spacecraft Thermal Control Handbook: Fundamental Technologies", 2nd ed. Aerospace Press, Dec. 2002, vol. 1, ch. 19, p. 713.
- [9] R. S. S. Chisabas, G. Loureiro, and C. de Oliveira Lino, "Space thermal and vacuum environment simulation," *Space Flight*, p. 11, 2018.
- [10] An international code 2019 ASME Boiler & Pressure Vessel code section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels Division 1, American Society of Mechanical Engineers, New York, Jul. 2015.
- [11] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II - Materials, Part D Properties, subpart 3, American Society of Mechanical Engineers, New York, Jul. 2015.

## Biography

**Esteban Acosta Mellid** alumno de la carrera de Ingeniería Electromecánica, en la Universidad nacional de Asunción, que se encuentra en etapa de culminación, en espera de presentar su trabajo final de grado, con el cual pretende contribuir al sector espacial de su país, entregando un prototipo de una cámara de Termo vacío. Actualmente, se encuentra prestando servicio como operador CAD brindando asistencia internacional a Fujiya Machines en el desarrollo máquinas para la industria desde Expand SRL

**Jorge Kurita** attended Universidad Nacional de Asuncion in Paraguay, where he got his BS in Electromechanical Engineering. After graduation, he spent some time in academia working as faculty. During this tenure, he taught courses on heat transfer, fluid mechanics, and physics. In 2004 Dr. Kurita was granted the Fulbright scholarship to attend a graduate program on Mechanical Engineering at Michigan Technological University. He has finished his MS and then continued with a doctorate program. NASA and the NSF funded his doctorate research. Dr. Kurita's contribution to his field was well-published in several papers from high-impact journals. From 2011 Dr. Kurita worked as a development engineer II in the competitive automotive industry, Filtran LLC, located in Des Plaines, Illinois. As an experimental researcher, his experience helped Filtran develop special testing techniques never implemented before on filtration systems. In addition, Dr. Kurita worked in the CAE group, contributing to developing simulation techniques to help build state-of-the-art filtration systems. Dr. Kurita participated in developing OEM filters; some of

them obtained awards from Jatco and GM. From 2016 Dr. Kurita is back to his alma mater as an assistant professor in Universidad Nacional de Asuncion. Later the same year, he is appointed to lead the research department of the School of Engineering. In 2017 he was appointed to be the Mechanical Engineering Department head at Universidad Nacional de Asuncion. In August of the same year, Dr. Kurita is awarded the “Distinguished Citizen by the City Council of Asunción” for his contributions to education in Paraguay’s space sector. And in December of the same year, he was mentioned as “Outstanding Protagonist of 2017” by the newspaper Ultima Hora.