

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

**Diseño de un Sistema Energético Fotovoltaico para la
Estación de Biodiversidad Tiputini de la Universidad San
Francisco de Quito.**

Trabajo de investigación

Nicolás Montenegro

Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación presentado como requisito
para la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 18 de mayo del 2018

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ
COLEGIO CIENCIAS E INGENIERIAS

Diseño de un Sistema Energético Fotovoltaico para la Estación de Biodiversidad Tiputini de la Universidad San Francisco de Quito.

Santiago Nicolás Montenegro Bolaños

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

David Escudero. PhD.

Firma del profesor

Quito, 18 de mayo de 2018

Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante: _____

Nombres y apellidos: Santiago Nicolás Montenegro Bolaños

Código: 00118134

Cédula de Identidad: 0401725874

Lugar y fecha: Quito, 18 de mayo de 2018

RESUMEN

La estación de biodiversidad Tiputini de la Universidad San Francisco de Quito presenta un déficit energético, debido a que solamente se existe luz eléctrica durante 6 horas al día, generadas por un motor a diésel. Con el afán de mejorar esta situación y reducir el impacto ambiental, el presente trabajo de tesis propone el diseño de un sistema solar fotovoltaico autónomo para la estación que permita tener una generación continua de energía eléctrica. Se requiere de 136 paneles solares monocristalinos de 300W, y un banco de 54 baterías de plomo ácido. Se realizó un análisis de la eficiencia energética de sus edificaciones por medio de paquetes informáticos de libre acceso Design Builder, SolidWorks y Energy Plus. Se obtiene que haciendo un cambio de ventanas se puede disminuir el consumo de aire acondicionado en 9,25%. Además, se diseñó un sistema de aire acondicionado centralizado para reducir el consumo de energía eléctrica y se realizó la construcción de un prototipo del sistema energético. Finalmente, mediante un estudio tecno-económico se obtiene que el sistema fotovoltaico y de aire acondicionado centralizado son más costosos que los actuales. Sin embargo, estos dan ventajas en términos de sustentabilidad, consumo eléctrico e impacto ambiental.

ABSTRACT

The Biodiversity Station Tiputini has an energetic deficit, given that a diesel motor produces electricity for 6 hours a day. With the intention to improve its situation, and reduce the environmental impact, the present thesis project proposes the design of a standalone photovoltaic system that allows continuous electricity usage. It requires 136 monocrystalline 300W solar panels and a battery bank of 54 flooded lead acid batteries. To reduce the electric consumption, an analysis of the energetic efficiency of its buildings was conducted via the software Design Builder, SolidWorks and Energy Plus. It is found that by changing the window type, air conditionate can save up to 9.25% of electric consumption. In addition, the design of a centralized air conditionate system was done to reduce electric consumption and the construction of a prototype of an autonomous photovoltaic system were done. Finally, through a techno-economical study, it was found that both photovoltaic system and centralized air conditionate systems, have higher initial costs, but they offer advantages in terms of electric consumption, sustainability, and environmental impact.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción.....	10
Metodología.....	12
1.- Simulación de las cargas energéticas del laboratorio de la TBS.....	12
2.- Diseño del sistema solar fotovoltaico.....	15
3.- Diseño de un sistema de aire acondicionado centralizado para el laboratorio de la TBS	22
4.- Evaluación Tecno-Económica	29
5.- Construcción de un prototipo de sistema fotovoltaico autónomo.....	30
Resultados.....	31
Conclusiones	58
Referencias bibliográficas	59
Anexo A: Planos de laboratorio de estación Tiputini	61
Anexo B: Número de Visitantes en estación Tiputini	64
Anexo C: Código de Matlab LPSP	65
Anexo D: Especificaciones de baterías y paneles solares	69
Anexo E: Especificaciones de ductos de entrada y salida.....	73
Anexo F: Cálculos de caída de presión.....	75
Anexo G: Especificaciones de sistema de aire acondicionado centralizado	77

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Velocidad del aire dentro de sistema de ductos.....	26
Tabla 2. Consumo de energía eléctrica del laboratorio de la TBS	31
Tabla 3. Simulación de cargas energéticas con diferentes tipos de ventanas.....	34
Tabla 4. Radiación solar diaria de cada mes.....	35
Tabla 5. Descripción de Inversor, módulos solares y baterías.....	35
Tabla 6. Resumen de componentes de sistema autónomo fotovoltaico para la TBS.....	38
Tabla 7. Cargas energéticas del laboratorio de la TBS.....	39
Tabla 8. Parámetros de diseño de sistema de aire acondicionado.....	41
Tabla 9. Flujo de aire y carga de enfriamiento en laboratorios de la Tbs.....	42
Tabla 10. Área y diámetro de ductos de salida para el laboratorio de la estación Tiputini.....	42
Tabla 11. Área y diámetro de ductos de retorno para el laboratorio de la estación Tiputini.....	43
Tabla 12. Lista de accesorios de ductos.....	46
Tabla 13 Resumen de unidad autocontenida de aire acondicionado.....	48
Tabla 14. Costos de sistemas de generación de energía.....	49
Tabla 15. Costos de sistemas de aire acondicionado.....	51

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Modelado de las paredes de la edificación.....	15
Figura 2. Configuración de un sistema fotovoltaico autónomo.....	17
Figura 3. Localización de Estación de biodiversidad Tiputini.....	18
Figura 4. Modelo del circuito de diodo único.....	18
Figura 5. Diagrama de proceso, para la obtención de LPSP.....	22
Figura 6. Curva de isoconfiabilidad.....	23
Figura 7. Proceso de deshumidificación y enfriamiento.....	25
Figura 8. Rango de temperatura y humedad relativa operativas para el confort.....	26
Figura. 9. Vista frontal y vista posterior de edificación de laboratorios de la TBS.....	32
Figura 10. Balance de energía de las habitaciones con aire acondicionado (anual).....	33
Figura 11. Energía de salida del sistema de aire acondicionado tipo ventana en la TBS.....	34
Figura 12. Sistema de doble ventana para el laboratorio de la TBS.....	35
Figura 13. LPSP de varios sistemas fotovoltaico-autónomos para la TBS.	38
Figura 14. Líneas de isoconfiabilidad.....	39
Figura 15. Zona de confiabilidad para arreglos de paneles y baterías en la TBS.....	40
Figura 16. Cargas sensibles a través de un día en los laboratorios de estación tiputini.....	42
Figura 17. Cargas de enfriamiento de laboratorio.....	42
Figura 18. Sistema de ductos de salida.	46
Figura 19. Sistema de ductos de retorno.....	46
Figura 20. Curva de desempeño de ventilador centrífugo inclinado hacia atrás.	48

Figura 21. Configuración de ductos de salida y retorno.....	49
Figura 22. Flujo de caja de sistema fotovoltaico	51
Figura 23. Flujo de caja de sistema fotovoltaico.....	52
Figura 24. Flujo de caja de sistema VAV.....	53
Figura 25. Flujo de caja de sistema de aire acondicionado centralizado.....	53

INTRODUCCIÓN

Con el afán de mantener la conservación en la estación de biodiversidad Tiputini (TBS), es necesario que el impacto generado por la estación sea mínimo. Se han tomado varias medidas como la generación de energía eléctrica de 6 horas al día por medio de generador a diésel MODASA MP-82 de potencia de 83kW. Sin embargo, la generación no es suficiente y el impacto de este es considerable. Es necesario mejorar la calidad de vida en la TBS y mantener un mínimo impacto ambiental mediante el uso de energías renovables. Por lo tanto, el objetivo del presente trabajo es estudiar el campo y así, proponer el diseño de un sistema fotovoltaico para mejorar las condiciones energéticas en dicho lugar. Además, se realizan simulaciones de la eficiencia energética del laboratorio y el diseño de un sistema de aire acondicionado centralizado para este, con la finalidad de reducir el consumo eléctrico y consecuentemente las emisiones. Al final, se evalúa la viabilidad de implementación mediante un estudio tecno-económico.

Debido a la alta radiación solar, los sistemas autónomos de energía fotovoltaica (SAPS) son técnica y económicamente viables para lugares remotos, como lo es la estación Tiputini (Ayop, Isa, & Tan, 2017). A pesar de que en los últimos años los precios de los sistemas fotovoltaicos se han vuelto muy competitivos en el mercado, la adopción de dicho sistema sigue siendo muy baja comparado con fuentes tradicionales. Esto se debe a que existen varias barreras tanto económicas, como sociotécnicas, gerenciales y políticas (Ayop et al., 2017). En Latinoamérica, las fuentes de energía no convencionales representan una parte muy pequeña de la generación eléctrica (Cevallos-Sierra & Ramos-Martin, 2018). La mayor barrera que se tiene en el Ecuador en la tecnología solar fotovoltaica son los costos de su implementación a pesar de cómo se mencionó anteriormente, estos han venido cayendo en los últimos años. (Cevallos-Sierra & Ramos-Martin, 2018).

En la actualidad existen varios tipos de celdas solares. Su eficiencia ha venido creciendo en los últimos años (Karakaya & Sriwannawit, 2015). Los principales tipos de paneles fotovoltaicos son monocristalinos y policristalinos. Los monocristalinos presentan una eficiencia y un costo mayor al de los policristalinos (Abdelkader & Sharaf, 2010). La elección de estos se debe basar de acuerdo con diseño, costos y disponibilidad de área en la estación Tiputini.

El análisis de eficiencia energética es implementado mediante el software Design Builder (DB). DB tiene una interfaz gráfica amigable al usuario para el modelado de edificaciones virtuales, y funciona paralelamente con el programa Energy Plus (EP). EP trabaja con la técnica de solución integrada, la cual divide a la simulación de forma modular y facilita la resolución de las ecuaciones gobernantes (Us Department Of Energy, 2010). Este análisis consiste en el modelado de los laboratorios de la estación Tiputini y la determinación de las cargas energéticas. Por lo tanto, mediante este programa se puede determinar el consumo de energía eléctrica del laboratorio, y a su vez, los fenómenos de transferencia de calor que ocurren.

Finalmente, con el afán de optimizar el consumo energético, se diseña un sistema de aire acondicionado centralizado tipo volumen variable de aire. Este tipo de sistemas presenta un sistema de regulación de aire para cada habitación, dependiendo de la temperatura indicada por un termostato. La compuerta de aire fresco se deja abierta cuando se requiere un máximo desempeño y viceversa (Zhou, Yan, & Shi, 2017). Por esta razón, los ductos del sistema son diseñados para su capacidad máxima de enfriamiento. Este tipo de sistemas consumen menos energía, pero presentan altos costos de instalación y mantenimiento (Zhou et al., 2017). Por dicha razón, el estudio económico es importante para evaluar la viabilidad del proyecto.

METODOLOGÍA

El presente trabajo de titulación se divide en 5 secciones. En la primera sección se realiza la simulación de cargas energéticas en el laboratorio de la Estación de Biodiversidad Tiputini TBS (aire acondicionado, cargas lumínicas, radiación solar, etc.) por medio del paquete informático Design Builder (DB). Una vez conocidas las cargas energéticas de laboratorio se procede a implementar mejoras para que la energía eléctrica consumida sea menor. En segundo lugar, se procede a realizar el diseño de un sistema solar fotovoltaico con los datos encontrados en la primera sección. La tercera etapa del estudio es acerca del diseño de un sistema de aire acondicionado centralizado eficiente. De la misma manera, se procede a la cuarta sección, la cual consiste en un estudio tecno-económico y la evaluación de viabilidad de implementación de estas mejoras en la TBS. La quinta y última sección consiste en la construcción de un prototipo del sistema fotovoltaico autónomo.

Simulación de las cargas energéticas del laboratorio de la TBS.

La simulación se realiza con los paquetes informáticos de libre acceso (DB). Este programa permite modelar el consumo energético y el flujo de calor dentro de una edificación, utilizando las aproximaciones a la solución de la ecuación de transferencia de calor (Energy, 2017).

Inicialmente, se requiere introducir la ubicación geográfica del lugar de estudio, ya que se requiere datos de temperatura, humedad relativa y radiación para el cálculo de las cargas. Con los planos de la edificación del laboratorio, se procede a modelar dicho laboratorio en DB. Dado a las limitaciones de los planos, se requiere del paquete informático imageJ para obtener dimensiones no detalladas en los planos (Anexo A). Es importante

mencionar que en la presente simulación no se realizó el modelado de los balcones de la estación, dado su complejidad y su mínima influencia en el tipo de estudio realizado.

Posteriormente, se procede a la caracterización de los materiales de construcción, como las paredes, las ventanas y el piso. En este caso, las paredes de la edificación constan de dos capas de fibrocemento con un espacio de aire entre ellas y los pisos están cubiertos con baldosa. En la figura 1 se puede observar la configuración de la pared, la cual permite un aislamiento muy alto, ya que la conductividad térmica del aire es muy pequeña en relación con la del fibrocemento.

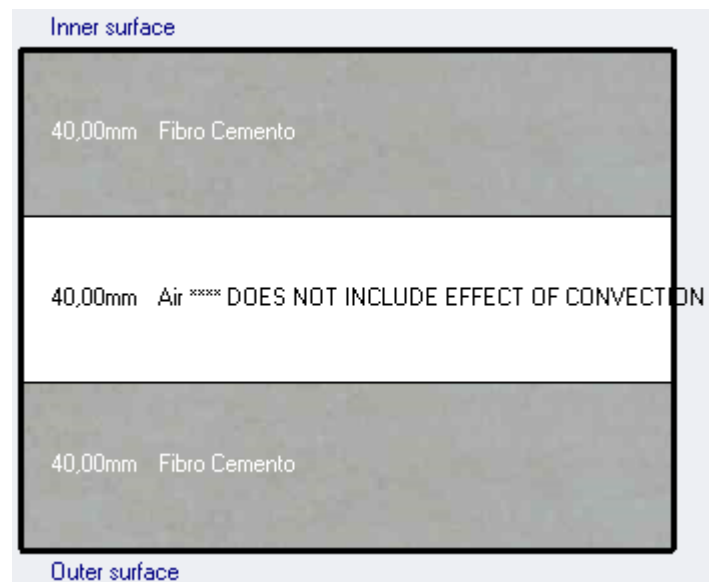


Figura 1. Modelado de las paredes de la edificación

Posteriormente, se requiere introducir el número de personas que usualmente se encuentran en dicho lugar, para el cálculo de energía que estos desprenden. Tomando en cuenta que los resultados de esta sección son usados en el diseño de un sistema de aire acondicionado, la simulación se lleva a cabo para el peor escenario posible. Por lo tanto, se tiene que, en el mes de febrero, el número máximo de visitantes es de 145 personas (Anex

o B). Además, el número de computadoras funcionando al mismo tiempo es de 20. Estas computadoras, consumen energía eléctrica y además disipan calor que afecta al desempeño del sistema de aire acondicionado.

El sistema de aire acondicionado actual que usa la edificación del laboratorio consta de 4 aires acondicionados tipo ventana, ubicados en la librería, en un aula, y en oficinas. DB ofrece modelos para los diferentes tipos de sistemas de aire acondicionado. Se introduce su capacidad y eficiencia para que estos sean modelados. Además, se introduce los horarios de operación del laboratorio, el cual trabaja durante 6 horas al día. Los horarios son de 10:00 a 13:00, y de 18:30 a 21:30.

Una vez obtenidos todos los datos operativos y estructurales del laboratorio, se procede a correr la simulación para obtener las cargas energéticas. Se realiza un análisis del consumo energético de cada hora del año en el laboratorio.

DB trabaja de forma modular. De esta forma, divide el edificio en módulos y permite el estudio integral del mismo (Design Builder, 2017). En su mayor parte, el sistema trabaja con ecuaciones ya integradas. Por ejemplo, una de las más usada es la ecuación de flujo de calor a través de una pared. La ecuación 1 es la fórmula de transferencia de calor a través de las paredes de la edificación.

$$Q = UA(T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

Donde Q es la pérdida o ganancia de calor, UA es el coeficiente de transferencia de calor global de la sección en estudio, T_{out} es la temperatura exterior y T_{in} es la temperatura interior. Además, se usa la primera ley de la termodinámica para el balance de cargas energéticas.

Diseño del sistema solar fotovoltaico.

Debido a que la estación se encuentra en una zona remota, es necesario que el sistema sea autónomo. Es decir, debe ser independiente de cualquier conexión eléctrica exterior. Un sistema autónomo de energía solar requiere radiación solar diaria. Se debe tomar en cuenta sus variaciones durante el año. La figura 2 muestra la configuración de un sistema fotovoltaico autónomo, el cual consta de un regulador, un inversor, los módulos solares y baterías. Un análisis preciso de consumo de energía es imprescindible para un dimensionamiento óptimo del sistema. (Kebour, Hadj Arab, Hamid, & Abdeladim, 2017). Para el presente diseño, se usó el concepto de probabilidad pérdida de carga (LPSP por sus siglas en inglés).

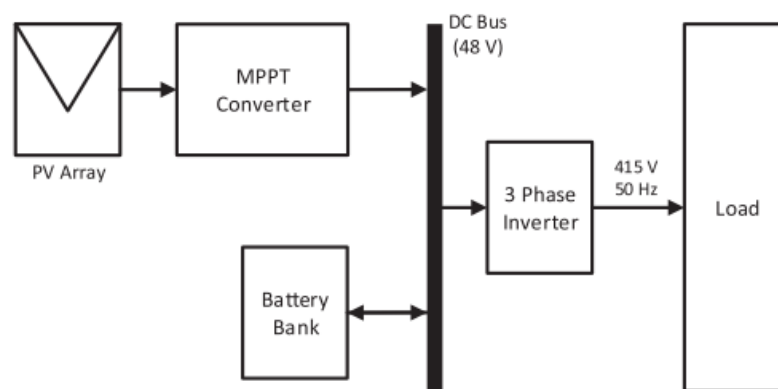


Figura 2. Configuración de un sistema fotovoltaico autónomo.

El concepto de LPSP no es más que la proporción entre el déficit de energía y el total de la demanda eléctrica en un periodo de tiempo (Razman, 2017). Para llevar a cabo la metodología de diseño LPSP se debe tomar en cuenta varios factores como el área de techos disponible en la TBS, los niveles de radiación solar, ubicación geográfica, factores ambientales, capacidad de paneles solares y baterías (Ding, 2012).

Los datos de la radiación solar y temperatura en la estación son usados. Estos factores afectan directamente el desempeño de los paneles fotovoltaicos. La irradiación solar difusa y directa son componentes requeridos para el cálculo de la irradiación en una superficie

inclinada (Kebour et al., 2017). Para su cálculo, se requiere saber la ubicación geográfica de lugar y son extraídos por medio del paquete informático SAM. La figura 3 muestra la situación geográfica del campamento, la cual está a una latitud de -0.6380629 y longitud de -76.14983440000003 grados decimales.



Figura 3. Localización de Estación de biodiversidad Tiputini. Fuente: Google Maps.

Para el dimensionamiento de los módulos solares, se usa el modelo de diodo único para calcular la potencia generada por los paneles solares (Razan, 2017). En la figura 4 se observa el modelo del circuito de diodo único.

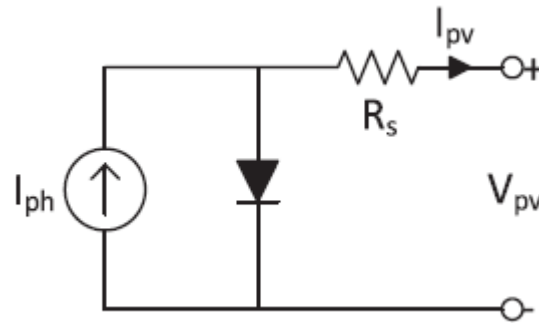


Figura 4. Modelo del circuito de diodo único (Razan, 2017).

A partir de este modelo, se extrae las ecuaciones para el cálculo de la potencia generada por los paneles. La ecuación 2 describe la corriente producida por los paneles solares. La ecuación 3 describe la obtención de los parámetros que afectan la ecuación 2. Y finalmente, la ecuación 4 describe el voltaje producido por el sistema.

$$I_{pv} = I_{ref} * \frac{I_{sc}}{I_{sc_{ref}}} \quad (2)$$

$$I_{ref} = I_{sc} (1 - k_{ref}^{((V_{ref} + R_s * I_{ref}) / V_{oc}) - 1}) \quad (3)$$

$$V_{pv} = V_{ref} + (V_{oc} - V_{oc_{ref}}) + R_s (I_{ref} - I_{pv}) \quad (4)$$

Donde, I_{ref} es la corriente de referencia del modelo bajo condiciones estándar (STC), $I_{sc_{ref}}$ es la corriente de circuito corto de referencia, I_{sc} es la corriente de circuito corto en STC. Las condiciones estándar STC son las que se desarrollan con una radiación solar horizontal de 1000 W/m^2 y a 25 grados centígrados. V_{ref} es el voltaje de referencia del modelo, $V_{oc_{ref}}$ es el voltaje de circuito abierto de referencia y V_{oc} es el voltaje de circuito abierto en STC (Ding, 2012). Sin embargo, la obtención de los parámetros de la ecuación 2 y 3 contienen parámetros teóricos difíciles de encontrar. Ding propone una relación que involucra los factores de irradiancia, temperatura, coeficientes de temperatura de I_{sc} y de V_{oc} (los cuales dependen del fabricante) para encontrar la corriente y el voltaje de salida de los paneles solares. Dichas relaciones son descritas en las ecuaciones 5 y 6.

$$I_{sc} = I_{sc_{ref}} * (1 + \alpha * (T - T_{STC})) * \left(\frac{G}{G_{STC}}\right) \quad (5)$$

$$V_{oc} = V_{oc_{REF}} * \left(1 + \alpha * \ln\left(\frac{G}{G_{STC}}\right) + \beta(T - T_{STC})\right) \quad (6)$$

Donde, T es la temperatura en un determinado tiempo, T_{STC} son las condiciones de temperatura estándar para los paneles solares, G es la radiación solar global horizontal (RGH) en una determinada hora, G_{STC} es la RGH en condiciones estándar. En adición, se requiere encontrar el parámetro R_s , el cual es la resistencia en serie del modelo matemático descrito en la figura 4. Por lo tanto, la ecuación 7 describe los parámetros de esta resistencia teórica.

$$R_s = \frac{(V_{MPP,ref} + (I_{MPP,ref}(V_{oc,ref} - V_{MPP,ref}))) / ((I_{sc,ref} - I_{MPP,ref}) * \ln(1 - \frac{I_{MPP,ref}}{I_{sc,ref}}))}{I_{MPP,ref} + (I_{MPP,ref}^2) / ((I_{sc,ref} - I_{MPP,ref}) * \ln(1 - \frac{I_{MPP,ref}}{I_{sc,ref}}))} \quad (7)$$

Una vez obtenidos los presentes parámetros, se procede a escoger un inversor con capacidad para la potencia máxima requerida por el sistema.

La obtención de la potencia generada está dada por la multiplicación del voltaje y la corriente generada. El presente trabajo analiza cada hora durante 7 años típicos en la estación tiputini (7 años es la vida útil de las baterías), y compara más de 22500 combinaciones de paneles y baterías. En total, se requiere analizar aproximadamente 1379 millones de datos, para encontrar la combinación óptima que otorgue el menor precio posible y la mayor confiabilidad. Para analizar esta magnitud de datos, se requiere la elaboración de un código que resuelva dichas ecuaciones.

Para que la vida de la batería sea la máxima, el estado de carga (EDC) máximo debe estar en el 80% de su capacidad de almacenamiento, y el mínimo debe ser el 20%. (Razan, 2017). La ecuación 8 describe los límites en los cuales se debe trabajar.

$$Eb_{min} < Eb_{actual} < Eb_{max} \quad (8)$$

El método LPSP realiza el cálculo del EDC de las baterías para una determinada hora. Por lo tanto, en las ecuaciones 9 y 10 se describe el estado de carga de la batería cuando la potencia generada por los paneles solares es mayor (estado 1) o menor (estado 2) a la energía demandada por la estación en esa hora, respectivamente (Ding, 2012). Es necesario notar que lo que más consume energía eléctrica en la estación tiputini es el laboratorio. Este laboratorio labora 6 horas al día, de 10:00 a 13:00 y de 6:30 a 9:30pm. Por lo tanto, el periodo más crítico será en las noches, ya que no se genera electricidad y se requiere de mucha energía. Es posible que se necesite un banco de baterías bastante grande.

$$Eb(t) = Eb(t - 1) + \left(E_{pv}(t) - \frac{E_L(t)}{n_{inv}} \right) * n_{batt} \quad (9)$$

$$Eb(t) = Eb(t - 1) - \left(\frac{E_L(t)}{n_{inv}} - E_{pv}(t) \right) \quad (10)$$

Donde, $Eb(t)$ es la energía almacenada en las baterías en un tiempo t , $Eb(t - 1)$ es la energía almacenada en las baterías en la hora anterior, E_{pv} es la energía producida por los paneles solares en determinada hora, $E_L(t)$ es la energía que demanda la estación en un tiempo t , n_{batt} y n_{inv} son las eficiencias con las que trabajan las baterías y el inversor. (Razan, 2017).

Una vez analizado el estado de carga de las baterías a través del tiempo, se puede calcular cuantas horas un determinado arreglo de baterías y módulos solares ha fallado en los 7 años. Para ello, se introduce el concepto de pérdida de suplemento de potencia LPS, el cual es la cantidad de energía deficiente en un determinado tiempo. El cálculo de este parámetro es descrito en la ecuación 11.

$$LPS(t) = E_L(t) - (E_{PV} + E_B(t - 1) - E_{bmin}) * n_{inv} \quad (11)$$

Por lo tanto, el LPSP para un determinado arreglo de baterías y paneles solares está dado por la ecuación 12. La ecuación 12, como se explica anteriormente, no es más que la proporción entre la suma de la energía deficiente en un determinado tiempo (7 años en el presente caso), dividido para la demanda

$$LPSP = \frac{\sum LPS_T}{\sum E_{L_T}} \quad (12)$$

El valor de LPSP varía entre 0 y 1. Cuando LPSP es 0, quiere decir que, en cada hora de un año, para un determinado arreglo, el déficit de energía es nulo. Por otro lado, si LPSP=1, significa que el déficit de energía es total y el sistema falla todo el tiempo. Si un arreglo llega a tener un valor de 0.5, esto significa que el 50% del tiempo, el arreglo falla. Para los propósitos del presente estudio, cualquier valor de LPSP mayor a 0, es rechazado (Razan, 2017).

La figura 5 muestra el diagrama de procesos que se debe seguir para encontrar el valor de LPSP para un determinado arreglo. Dicho proceso ha sido descrito anteriormente.

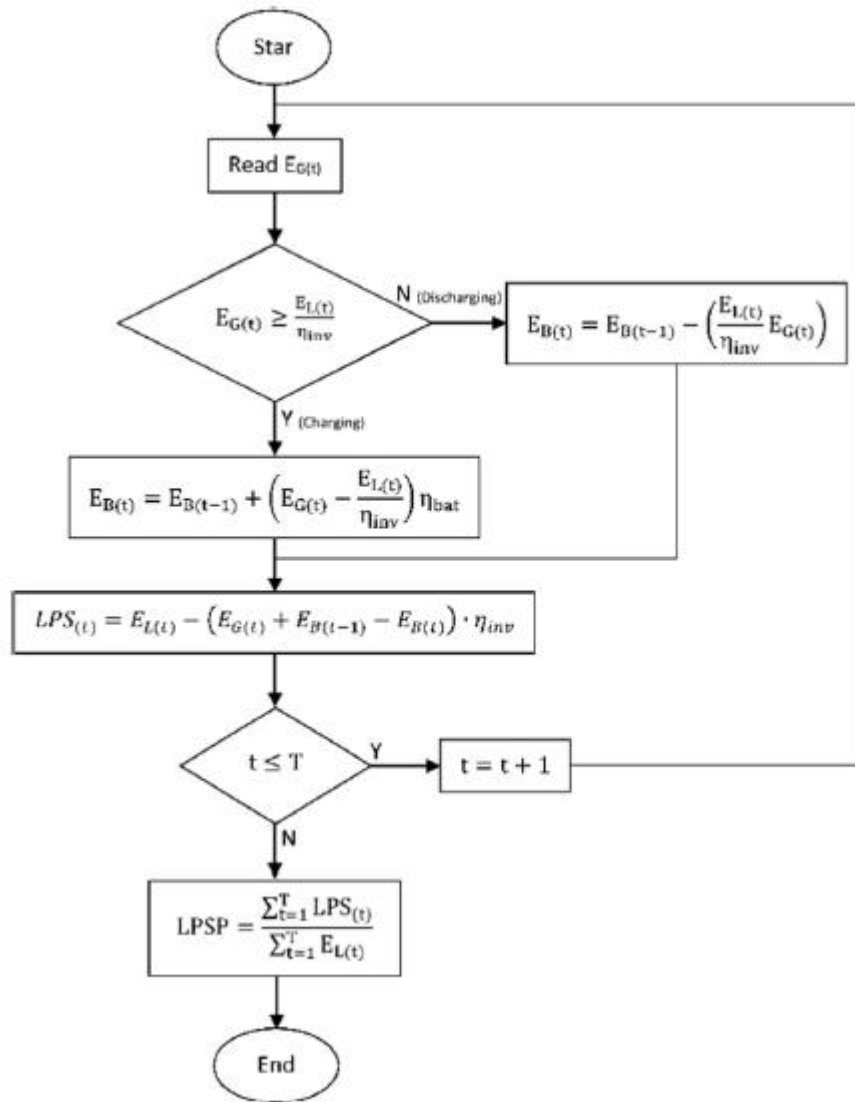


Figura 5. Diagrama de proceso, para la obtención de LPSP. (Razan, 2017)

Como ya se mencionó, se requiere el análisis de 1379 millones de datos para el presente proyecto. Por lo tanto, se usa el paquete informático Matlab, para la ejecución de dicho análisis.

Posteriormente, se obtiene una curva de iso-confiabilidad. Dicha curva se indica en la figura 6 y es la línea donde el valor de LPSP para cada configuración es constante. Por lo tanto, cuando se tiene la curva de LPSP igual a 0, se procede a escoger la combinación más económica.

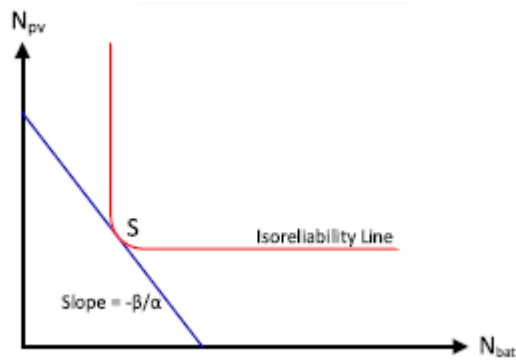


Figura 6. Curva de isoconfiabilidad (Razan, 2017).

Una vez obtenido el número de paneles solares a utilizarse, se calcula su área y lugar de ubicación en la estación Tiputini. El generador fotovoltaico consiste en un arreglo de módulos conectados en serie y en paralelo de acuerdo con las necesidades de voltaje e intensidad requeridas. (Kebour et al., 2017). Se asume que los módulos serán idénticos.

Diseño de un sistema de aire acondicionado centralizado para el laboratorio de la TBS.

Es importante realizar un cálculo lo más exacto posible ya que un sobredimensionamiento de este puede provocar pérdidas muy altas de energía y por lo tanto dinero. La elaboración del diseño de un sistema de aire acondicionado de volumen variable de aire consta de un ducto de aire de salida y otro de retorno. La variación del volumen de aire se da por medio de los dispositivos conocidos como cajas de volumen variable (Recommendations, Impacts, Share, Issues, & Role, n.d.). Los requerimientos de diseño son acondicionar un volumen de 1442 metros cúbicos, con un sistema que consuma menos energía que el sistema actual, y satisfaga las condiciones de confort de los usuarios del laboratorio. El diseño del presente sistema consta de los siguientes pasos:

1.- Determinación de cargas energéticas del laboratorio.

En esta sección se calcula las cargas latentes y sensibles que existen en la edificación. Las cargas sensibles son aquellas añadidas al laboratorio por medio de conducción, convección y radiación mientras que las cargas latentes son el monto de energía absorbida o liberada durante un proceso de cambio de fase (Cengel & Boles, 2005). La determinación de dichas las cargas son necesarias para determinar la capacidad de enfriamiento y los equipos a escoger.

Dichas cargas de calor latente pueden ser liberado por personas y por equipos, o por infiltraciones de aire. No obstante, la determinación de estas ganancias es llevada a cabo en el programa DB, dado que en la primera sección dichas ganancias ya son calculadas. El uso de DB y EP facilita el cálculo de estos parámetros.

2.- Determinación de propiedades de diseño.

Una vez conocidas las cargas energéticas, se procede al análisis termodinámico del lugar. El objetivo de esta sección es conocer las condiciones de diseño, la temperatura de confort para las personas y la temperatura de suplemento de los ductos.

Por medio del plan de desarrollo y ordenamiento territorial de la provincia de Orellana, se obtiene los datos de humedad relativa (HR) en la región (La, Orellana, & Bravo, n.d.). Los valores de temperatura de bulbo seco (Tbs) han sido extraídos por medio de información del programa SAM.

Dado a que se tiene un lugar de mucha humedad relativa y un clima caliente, se requiere un proceso psicrométrico de deshumidificación y enfriamiento. En la figura 7, se detalla el proceso psicrométrico del aire que es acondicionado.

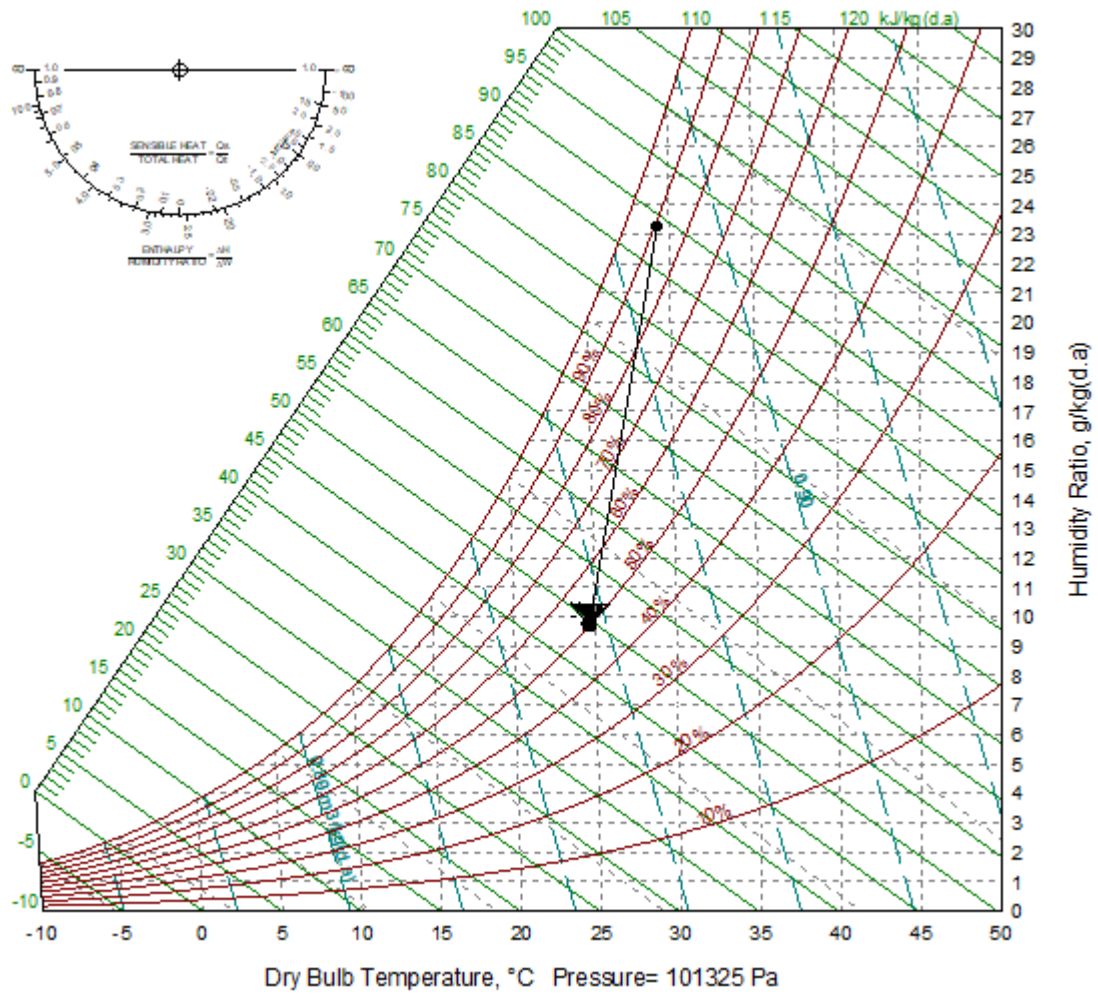


Figura 7. Proceso de deshumidificación y enfriamiento, extraído del programa Psychrometric Chart.

Mediante el manual de fundamentos de aire acondicionado ASHRAE, se determina la temperatura y humedad relativa de confort. La figura 8, muestra la zona de confort y los rangos de temperatura y humedad relativa operativos para la comodidad de las personas. La temperatura de bulbo seco recomendada para el confort está entre 23 y 26 grados centígrados con una humedad relativa de 40% a 50% (Haines, 2003).

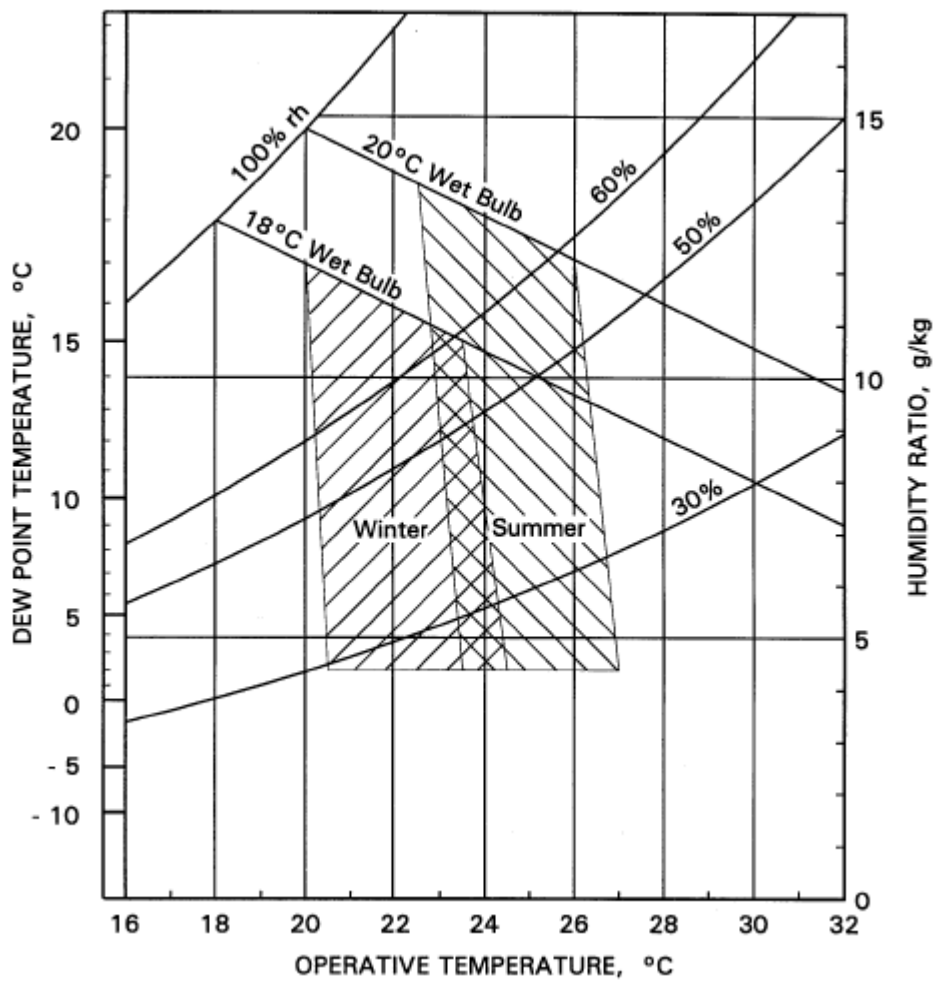


Figura 8. Rango de temperatura y humedad relativa operativas para el confort de las personas (Ashrae Standard, 2001).

El cálculo de la temperatura óptima de salida de ductos puede ser muy complejo. Sin embargo, su selección no es críticamente importante. Basándose en las recomendaciones de la guía de diseño de sistemas VAV, la temperatura de salida de los ductos puede ser 55 grados Fahrenheit o 12.77 centígrados (Advanced VAV system design, n.d).

3.- Diseño de ductos de aire acondicionado

Para el diseño de los ductos, se requiere seguir una serie de pasos para un dimensionamiento eficiente.

El primer paso es el estudio de los planos del laboratorio y decidir en qué lugar de la habitación irán ubicados los ductos de salida y entrada. La ASHRAE recomienda que se deben ubicar donde la estratificación de zonas de calor puede ocurrir. Por ejemplo, si en una habitación existe un horno o una refrigeradora, uno de los ductos debe ubicarse cercano a dicho equipo. Posteriormente, se calcula el flujo volumétrico de aire acondicionado que requiere cada habitación.

Para dicho cálculo, se usa la ecuación 13, la cual relaciona el volumen del espacio a acondicionar con el calor sensible de la habitación. Por otro lado, es necesario notar que los resultados de esta sección se validan con los obtenidos en DB.

$$V_{\text{flujo de aire}} = Q/c_p\rho\Delta T \quad (13)$$

Donde Q , es el calor sensible, c_p es la capacidad calorífica específica del aire, y ΔT es la diferencia de temperatura ambiente con la temperatura de salida del acondicionador. El segundo paso, es la determinación del tamaño de los ductos. Para esto, se requiere saber la velocidad a la cual el aire pasa por los ductos. De la misma forma, la velocidad recomendada para los ductos es descrita en la tabla 1.

Tabla No. 1 Velocidad de ductos recomendada (Ashrae Standard, 2001).

Tipo de ductos	Velocidades (ft/min)
Ductos Principales	700 a 1200
Ductos rama	600 a 1000
Salida de ventiladores	1000 a 1700
Componentes	
Filtros	150 a 350
Louvers de salida	400
Louvers de retorno	500

Para el cálculo de las dimensiones de los ductos se usa la ecuación 14. En la cual se obtiene un área, la cual puede ser rectangular o circular dependiendo de la sección.

$$A = V/v \quad (14)$$

Una vez calculado el área, se procede a calcular el diámetro de los ductos. En caso de ser un ducto rectangular se calcula un diámetro equivalente. Es necesario notar que, para el cálculo de los ductos de retorno, se pierde aproximadamente un $0.15 \frac{cfm}{ft^2}$ de flujo de aire. Por lo tanto, los ductos de retorno pueden ser dimensionados un tanto más pequeños. El tercer paso consiste en la elaboración del croquis de sistema de ductos. En este paso se determina el número de accesorios necesarios para el presente sistema.

El cuarto paso consiste en la determinación de las caídas de presión a través de los ductos. Para la determinación de estos, se requiere escoger el tipo de difusor que irá en cada habitación, las cajas de volumen variable, y los accesorios, ya que los dichos componentes presentan diferentes caídas de presión. Posteriormente, con la aplicación de la ecuación de caída de presión, la cual se describe en la ecuación 15, se procede a calcular dicha caída para cada tramo de la tubería donde existe cambio de diámetro, flujo volumétrico o velocidad.

$$\frac{\Delta P_i}{\gamma} = (z_a - z_b) + \left(\frac{fL}{D} + \Sigma K \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (15)$$

Donde ΔP_i es la caída de presión en un tramo i , $z_a - z_b$ es la diferencia de alturas, f es el factor de fricción, L es la longitud de este, D es el diámetro del ducto (diámetro equivalente en caso de ser ducto rectangular), K es el coeficiente de perdidas menores en la tubería, V es la velocidad del fluido y g es la gravedad.

Por otro lado, se requiere calcular el factor de fricción. La ecuación 16 describe una forma simplificada para su cálculo.

$$f = \frac{0.25}{\left(\ln \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^2} \quad (16)$$

Donde ε es la rugosidad del material, D es el diámetro y Re es el número de Reynolds. Posteriormente, se procede al cálculo de la presión estática en cada cambio de sección, ya que esta es necesaria para la selección de quipos. La presión estática es la presión que tiene el fluido, (en este caso aire) independientemente de la velocidad. La ecuación 17 muestra la definición de dicha presión.

$$P_{estática} = P_{total} - \frac{\rho V^2}{2} \quad (17)$$

Finalmente, se realiza los planos del sistema de ductos, mediante el paquete informático SolidWorks. En este esquema se presentan los planos de este, y sus respectivos detalles.

4.- Selección de equipos

La selección del equipo es la última parte del diseño del sistema de aire acondicionado centralizado. Dado a los altos costos de instalación que puede resultar dado la ubicación de la TBS, se ha optado por la selección de unidades auto- contenidas, las cuales tienen un costo de instalación más bajo que otros sistemas.

Los parámetros anteriormente encontrados como son las cargas sensibles, latentes, temperatura de bulbo seco, húmedo y caídas de presión son elementales para la selección del equipo. Con las cargas sensibles, latentes y Tbs se determina la capacidad del equipo. Además, las caídas de presión sirven para seleccionar el ventilador, mediante las curvas de desempeño provistas por el fabricante.

Entre los fabricantes se tiene a varias empresas como Carrier, Rensor, Trane, y York. A partir de estos, se busca el equipo que cumpla con las especificaciones requeridas, y a su vez sea económicamente viable.

Evaluación Tecno- económica

Una vez estudiado las mejoras al laboratorio, diseñado del sistema fotovoltaico autónomo y el diseño del sistema de aire acondicionado, se procede a realizar el análisis de costos para evaluar su viabilidad. La presente sección se divide en 3 partes.

En la primera parte se evalúa el ahorro energético al cambiar el tipo de ventana de la estación. En la segunda y tercera parte, se hace un estudio comparativo de vida de los sistemas actuales (generador a Diesel y aire acondicionado tipo ventana) con los sistemas a implementarse (sistema fotovoltaico y aire acondicionado centralizado). Esto se hace con la ecuación 18, la cual transforma los costos iniciales en costos uniformes a lo largo de la vida de un equipo.

$$A = P\left(\frac{A}{P}, i, n\right) \quad (18)$$

Donde A es el valor uniforme de ingresos o egresos, P es el valor presente, i es la tasa de interés y n es el número de años de vida de determinado equipo. Finalmente, se enumera las ventajas y desventajas de cada sistema.

Construcción de un prototipo de sistema fotovoltaico autónomo.

La construcción de un prototipo del sistema fotovoltaico se hace con el afán de representar la posible aplicación. El presente prototipo contiene generadores solares, baterías, regulador e inversor. En la figura 2 se observa el esquema de las partes que presenta el prototipo antes mencionado. Como se habla en la sección 2.2, el sistema autónomo no es conectado a ninguna fuente externa. Por lo tanto, el uso de baterías es indispensable para la confiabilidad de este. El voltaje de la batería debe ser un tanto menor, al del generador fotovoltaico. El uso de diodos es importante debido a que, si la corriente viaja en la dirección contraria, los paneles solares no se vean afectados. De la misma forma, se necesita un inversor de corriente continua a corriente alterna. Los dispositivos que se conectan a la pared funcionan en su mayoría con corriente alterna. Su tamaño será de 1m x 0,5 m. La capacidad de dicho prototipo es de aproximadamente 60W. Los paneles solares son monocristalinos ya que estos poseen una mayor eficiencia.

La generación de energía eléctrica se realiza a través de los paneles solares. Estos paneles son conectados en serie y paralelo, para alcanzar una determinada corriente y voltaje. El prototipo construido es demostrativo y no debe ser usado para otros fines.

RESULTADOS

Simulación de pérdidas de energía a través del laboratorio de la TBS

La simulación de las cargas energéticas del laboratorio de la TBS fue llevada a cabo en el programa DB. Inicialmente, el modelado de la edificación es llevado a cabo en dicho software. La figura 9 muestra la geometría de dicha edificación.

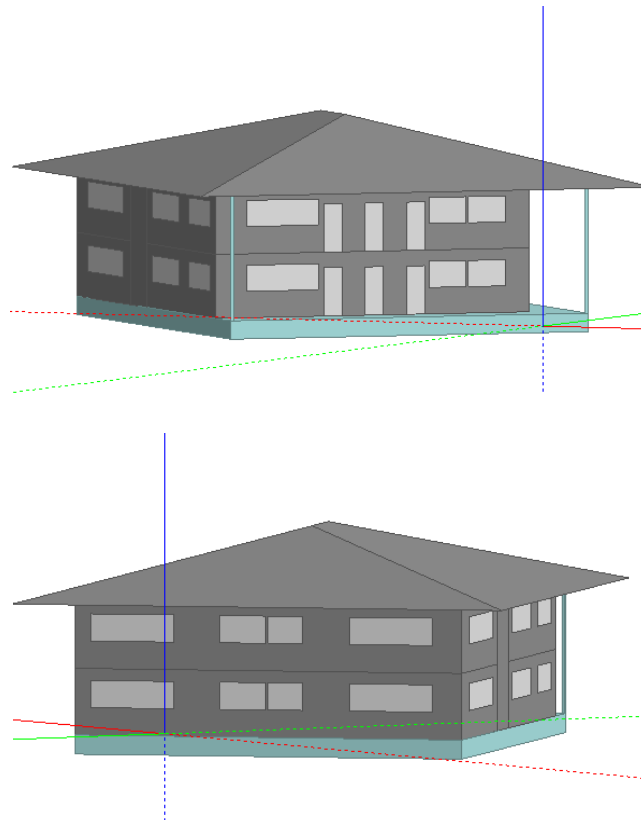


Figura. 9. Vista frontal y vista posterior de edificación de laboratorios de la TBS.

Las cargas energéticas del laboratorio han sido calculadas por medio del mismo programa. En la tabla 2, se muestra el consumo total de energía eléctrica de la estación durante un año, el cual es 33737,1 kWh. Es necesario notar que los consumos difieren por mes, debido a varios factores como temperatura, número de personas, etc.

Tabla 2. Consumo de energía eléctrica del laboratorio de la TBS.

<i>Mes</i>	<i>Habitaciones (kwh)</i>	<i>Iluminación (kwh)</i>	<i>Otros (kwh)</i>	<i>Aire acondicionado (kwh)</i>	<i>Total (kwh)</i>	<i>Consumo promedio diario kwh</i>
Enero	606,9	411,4	655,7	1029,3	2703,4	90,1
Febrero	548,2	365,7	726,0	883,5	2523,4	84,1
Marzo	606,9	396,1714	702,6	1019,4	2725,1	90,8
Abril	587,3	396,1714	726,0	1021,1	2730,6	91,0
Mayo	606,9	411,4	702,6	1117,8	2838,8	94,6
Junio	587,3	380,9	726,0	1159,8	2854,1	95,1
Julio	606,9	411,4088	726,0072	1195,0	2939,4	98,0
Agosto	606,9	411,4	702,6	1212,2	2933,2	97,8
Septiembre	587,3	380,9	726,0	1145,2	2839,5	94,6
Octubre	606,9	411,4	702,5	1213,6	2934,6	97,8
Noviembre	587,3	396,1	726,0	1127,9	2837,5	94,6
Diciembre	606,9	396,1	726,0	1148,4	2877,5	95,9
Total					33737,1	Kwh/año

Por otro lado, en la figura 10 se muestra el balance de energía dentro de las habitaciones que tienen sistemas de aire acondicionado tipo ventana. Este balance de energía está dado por el calor que emiten varios equipos, las personas, el calor que ingresa (por radiación y conducción), etc. El análisis es necesario, dado que, a partir de la reducción de ganancias de calor, el sistema de aire acondicionado necesitará menos energía para funcionar.

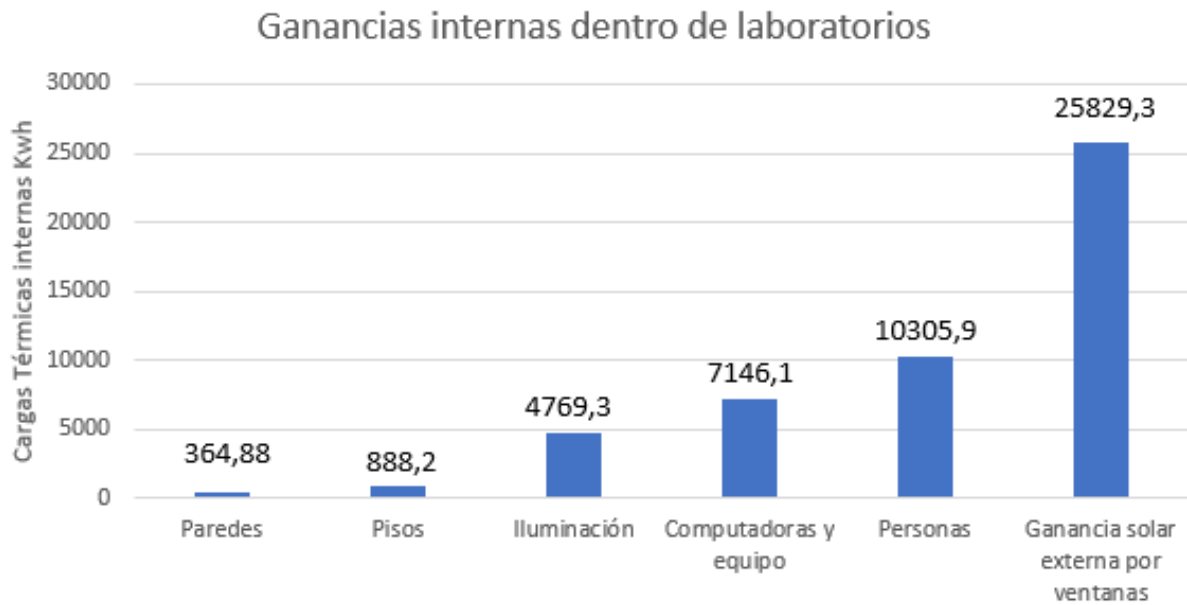


Figura 10. Ganancias internas dentro de laboratorio (anual).

Además, se requiere saber el consumo energético del aire acondicionado. La figura 11 muestra la energía entregada por el sistema de aire acondicionado en los laboratorios de la TBS, a través del año. La imagen comprende el porcentaje de enfriamiento sensible y el enfriamiento total (el cual comprende las cargas latentes).

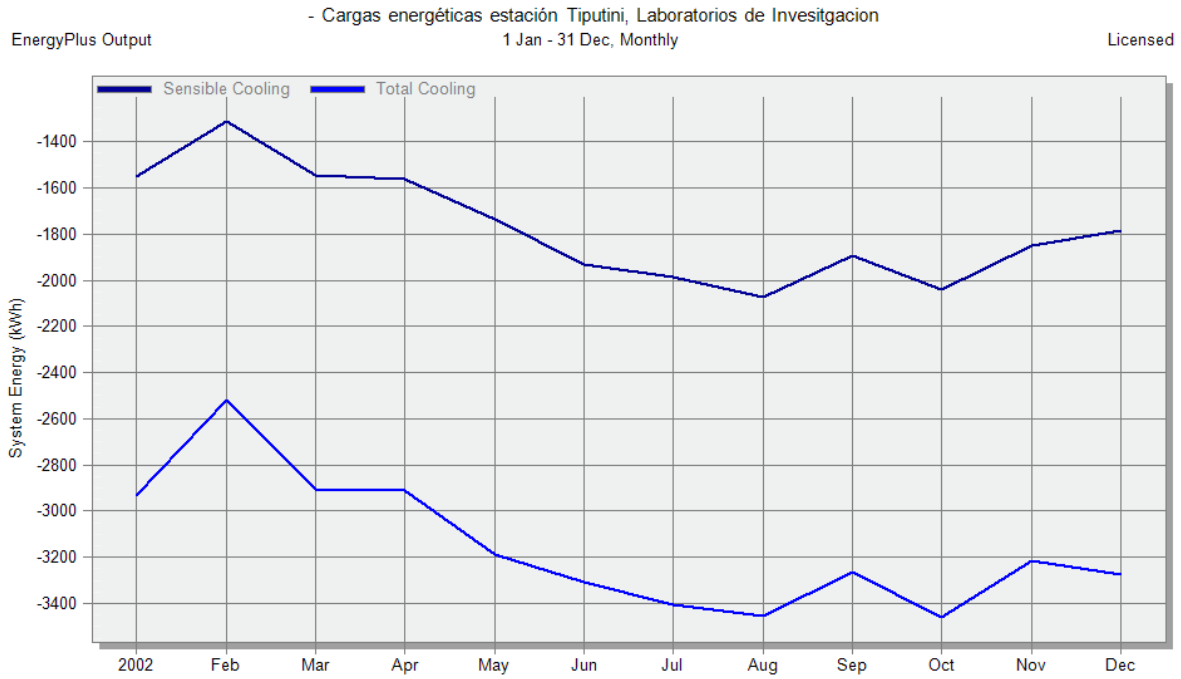


Figura 11. Energía de salida del sistema de aire acondicionado tipo ventana en la TBS.

Antes de la instalación del sistema fotovoltaico autónomo, es necesario realizar mejoras a la TBS. Por esto, se propuso reducir el consumo de energía eléctrica por medio de cambios en la estructura del edificio. Se procede a realizar las simulaciones de los lugares que contienen aire acondicionado. Si se logra reducir el consumo de aire acondicionado en dichos lugares, se reduce la cantidad de electricidad consumida.

Como se puede observar en la figura 1 y 10, dado que las paredes del laboratorio contienen un espacio de aire entre dos capas de fibrocemento, la resistencia térmica de las paredes es muy alta, y hace que la ganancia de calor por conducción sea demasiado baja (364 kWh/año). Por lo tanto, añadir un aislante (fachada verde o polyester) a este lugar resulta inviable.

Por otro lado, la mayor ganancia de calor se debe a las ventanas exteriores. Por lo tanto, una mejora propuesta en este estudio es el cambio de ventanas.

La ventana actual tiene un valor U de 6, $W/m^2 k$. Cambiando las ventanas por un material con coeficiente de transferencia de calor menor, los costos de aire acondicionado se reducen. La figura 12 muestra una imagen de otro arreglo para nuevas ventanas. Este arreglo de dos ventanas separadas tiene un valor U de 3,159 $W/m^2 k$

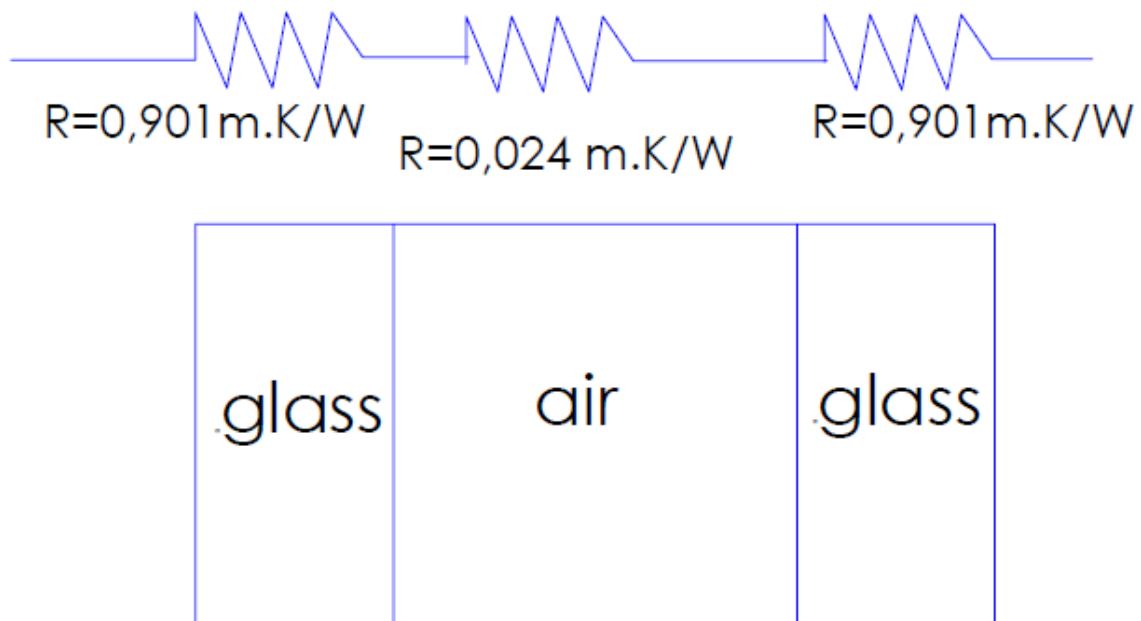


Figura 12. Sistema de doble ventana para el laboratorio de la TBS.

Una vez hecho el cambio, se vuelve a realizar la simulación. Esta vez, se obtiene que el consumo de energía por parte del aire acondicionado fue menor, pero no substancialmente. El ahorro producido por esta mejora en el sistema de aire acondicionado es solamente del 2%. Lo cual represente 4.12 galones de diésel al año. En otras palabras, el ahorro anual es de 5 dólares al año. Sin embargo, se realiza la misma simulación con otro tipo de ventana, la cual consiste de dos ventanas transparentes separadas por aire y un polímero transparente ($U=1,723 \text{ W/m}^2 k$). Al realizar la simulación con este tipo de ventana,

se obtiene que las ganancias de calor fueron menores. Por lo tanto, el consumo energético decreció. En la tabla 3 se resume las diferencias de las tres simulaciones y el consumo energético de los tres casos.

Tabla 3. Simulaciones de cargas energéticas con diferentes tipos de ventanas

Tipo de ventana	Vidrio transparente	Dos ventanas separadas por una capa de aire de 6mm	Dos ventanas transparentes separadas por aire y polímero transparente
Valor U (W/m² K)	6,25	3,16	1,723
Consumo energético de aire acondicionado	13273,53kwh	13023,91kwh	12045,48kwh
Ahorro	0%	1,88%	9,25%

Diseño de Sistema Fotovoltaico

Para el dimensionamiento de los diferentes componentes del presente diseño fotovoltaico, se realiza el método LPSP, el cual calcula la proporción de energía deficiente con la energía demandada para diferentes arreglos de paneles y baterías. Por lo tanto, se escribe un código de Matlab (Anexo C), para calcular todos los arreglos para el cual el sistema fotovoltaico cumple todas las horas del año, durante 7 años.

Se extrajo los datos de radiación global horizontal solar de cada hora por medio del programa SAM, el cual sirve para el diseño de sistemas fotovoltaicos conectados a la red. En la tabla 4, se enlista el monto de radiación solar diario de cada mes.

Tabla 4. Radiación solar diaria de cada mes.

MES	RADIACIÓN SOLAR DIARIA (kWh/m²/día)
ENERO	4,24
FEBRERO	3,98
MARZO	3,76
ABRIL	3,86
MAYO	3,8
JUNIO	3,59
JULIO	3,77
AGOSTO	4,17
SEPTIEMBRE	4,53
OCTUBRE	4,62
NOVIEMBRE	4,41
DICIEMBRE	4,24

Por otro lado, se escoge el panel solar y la batería que serán usados. En la tabla 5, se enlistan sus características. El tipo de panel solar usado en el presente estudio es SW 300 Mono de la marca Solarworld y es un panel solar de tipo monocristalino de capacidad de 300W en condiciones estándar. Las baterías usadas son de marca Rolls y son de tipo plomo ácido de ciclo profundo de 2V. El inversor es de la marca SMA y tiene una capacidad de 24kWh y una eficiencia del 98%.

Tabla 5. Descripción de Inversor, módulos solares y baterías

Panel solar	SW 300 Mono
Potencia Máxima	300 Wp
Voltaje de circuito abierto	40 V
Punto de voltaje de máxima potencia	32,6 V
Corriente de circuito corto	9,83 A
Punto de corriente de máxima potencia	9,31 A
Eficiencia del módulo	17,89%
Batería	S-1660 Rolls Flooded de ciclo profundo
Capacidad	1284 Amp. H
Voltaje Nominal	2V
Largo	318mm
Ancho	181mm
Altura	432mm
DOD	80%
Inversor	SMA Sunny TriPower 2400TL
Capacidad de inversor	24Kwh
Tipo	Trifásico
Eficiencia	98%
Potencia Máxima de Entrada	36000 Wp (STC)

Una vez realizada la simulación con el método LPSP con el software Matlab, se obtiene la figura 13, la cual indica el LPSP de varios arreglos de paneles solares y baterías. Como se observa, la parte que se encuentra de color amarillo, indica que el sistema fallará la mayoría del tiempo. Las que están en azul oscuro indican que el sistema no fallará nunca.

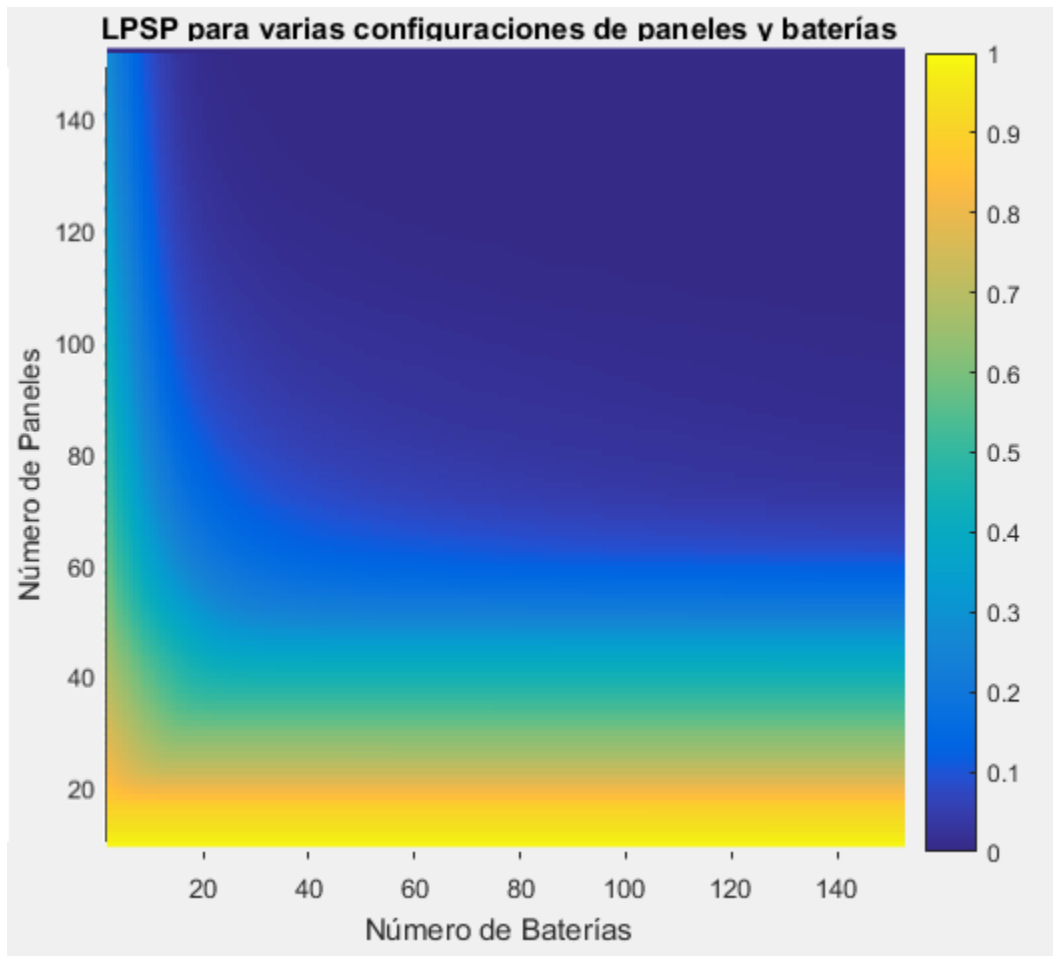


Figura 13. LPSP de varios sistemas fotovoltaico-autónomos para la TBS.

Se puede observar que, a partir de una combinación de 118 paneles y 118 baterías, se empieza tener $LPSP = 0$. Sin embargo, el objetivo de este ejercicio es obtener el número óptimo. Por lo tanto, se procede a dibujar las líneas de isoconfiabilidad. La figura 14 muestra las líneas a en donde LPSP se mantiene constante. Mientras la línea esté más alejada del origen, mayor es la confiabilidad del sistema

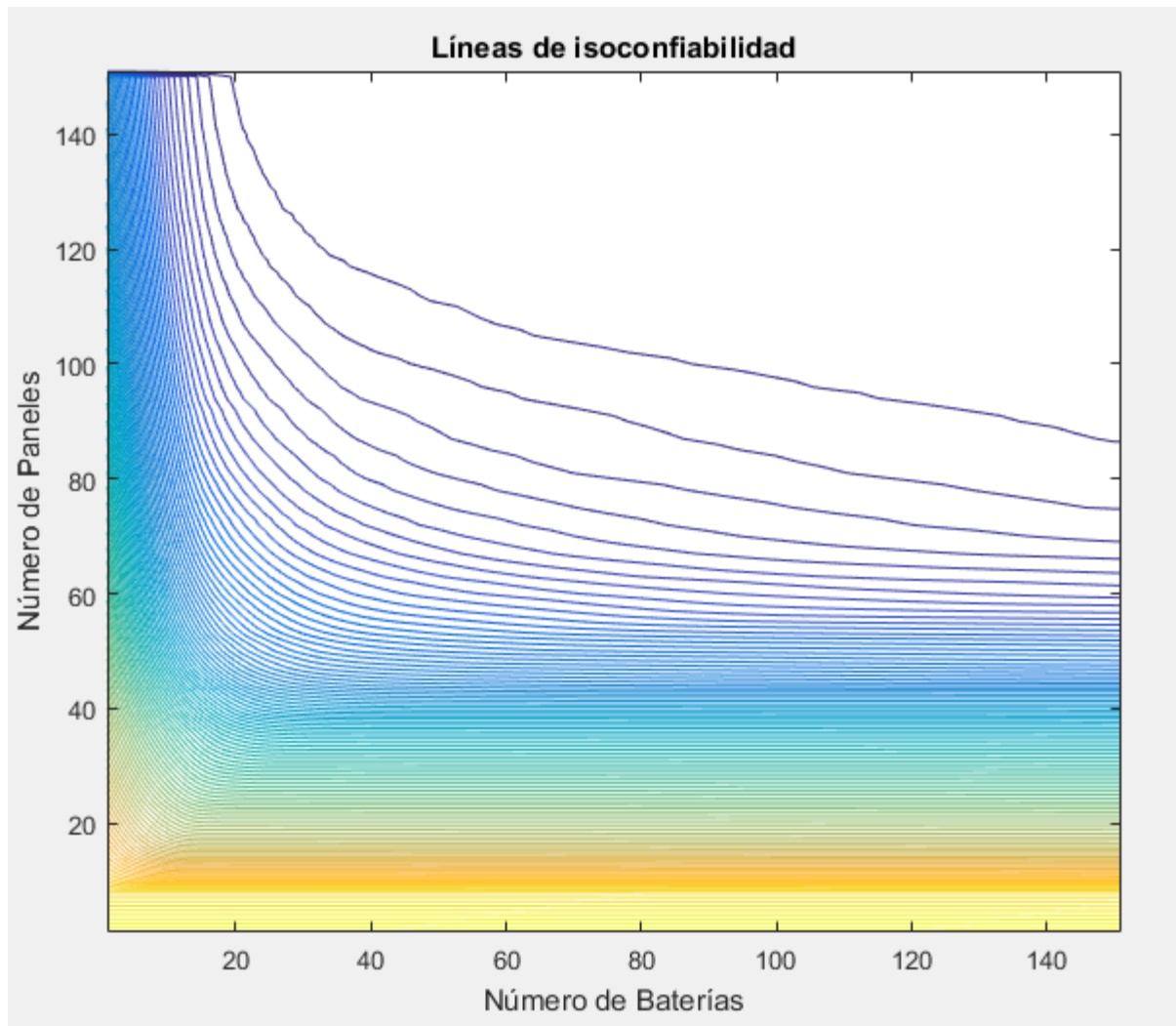


Figura 14. Líneas de isoconfiabilidad

La figura 15 muestra las combinaciones de baterías y paneles solares que no fallarán. A partir de esto, se procede a calcular la mejor combinación posible. Por lo tanto, el número óptimo para el sistema autónomo es dado por el costo mínimo para la instalación. Tomando en cuenta el costo de los paneles solares y baterías, se tiene que la combinación óptima es de 54 baterías y 136 módulos solares.

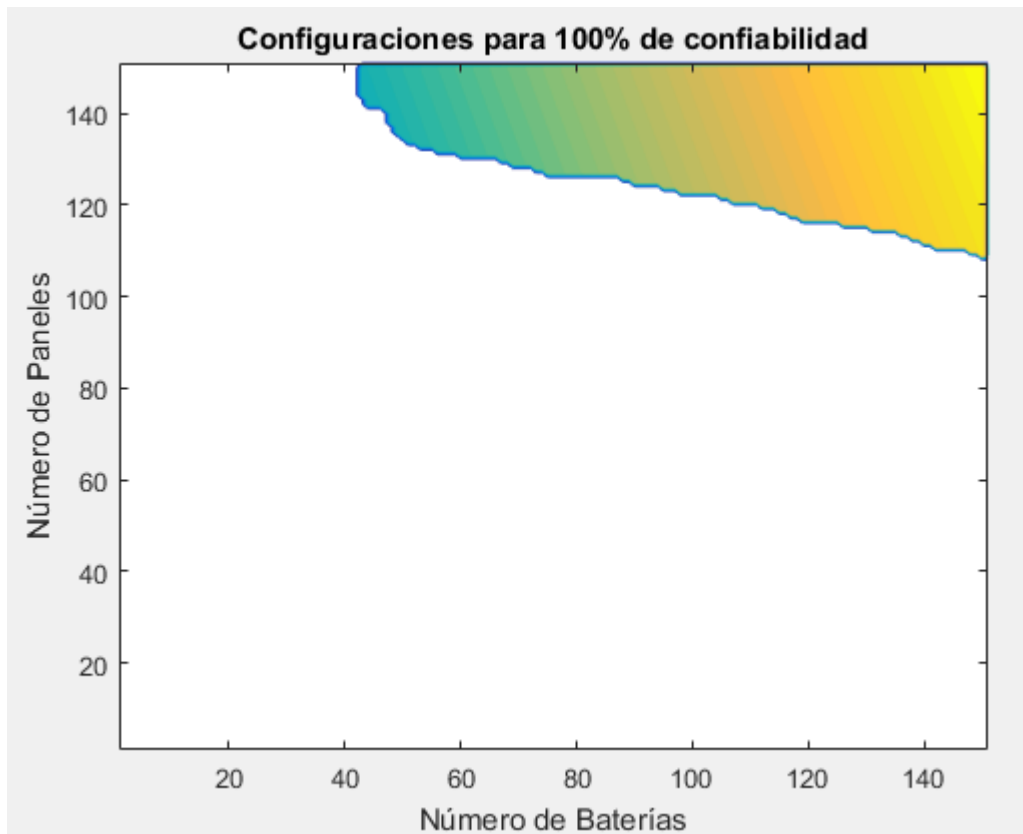


Figura 15. Zona de confiabilidad para arreglos de paneles y baterías en la TBS.

Una vez conocido el número de módulos solares, se procede al dimensionamiento del controlador, el cual controla el flujo de corriente hacia las baterías. Se requiere un controlador capaz de soportar la corriente de circuito corto de todos los módulos. La tabla 6 da un resumen de los componentes que son usados en el diseño del sistema. En el anexo D, se puede encontrar toda la información acerca de los componentes.

Tabla 6. Resumen de componentes de sistema autónomo fotovoltaico para la TBS.

Componente	Panel Solar	Batería	Inversor	Controlador
Marca	SolarWorld	Rolls	SMA	Morning Star Corp. TriStar TS-MPPT-60-600V-48-DB
Modelo	SW 300 Mono	s-1660	Sunny TriPower 24000TL	
Costo Unitario	361 \$	410\$	6025\$	2136\$
Número	136	54	1	1

Una de las preocupaciones iniciales acerca del diseño de este sistema fue la poca área disponible para la implementación de los paneles solares. Sin embargo, dado a que el proceso de optimización da un número relativamente pequeño de paneles solares (en relación con otros métodos de dimensionamiento), este sistema puede ser implementado sin problemas. El área ocupada por los paneles es aproximadamente de 144 metros cuadrados. Por lo tanto, se requiere un área de 12 x 12 metros, la cual está disponible en los techos de las edificaciones en la TBS.

Diseño de un sistema de aire acondicionado centralizado para el laboratorio de la TBS.

1.- Determinación de cargas energéticas del laboratorio.

Siguiendo la metodología, lo primero que se realizó fue el cálculo de las cargas energéticas por medio del programa DB. En la tabla 7 se resumen las cargas calculadas por el programa.

Tabla 7. Cargas energéticas del laboratorio de la TBS.

Tipo de transferencia de calor	Carga (kW)
A través de muros	0,61
Pisos	0,56
Alumbramiento	1,52
Computadoras	3,26
Ganancias solares a través de ventanas	8,08
Personas	10,65
Ventilación externa	8,2
Resumen	
Carga sensible	34,3
Carga latente	32,6
Carga Total	67

La figura 16 muestra las cargas sensibles más relevantes que ocurren dentro del laboratorio. DB calcula estas cargas para cada hora del día. Como se observa, la línea de color

azul representa las cargas de enfriamiento sensible requerido para climatizar este lugar. Las ganancias por radiación a través de las ventanas exteriores (color amarillo) son las más altas. El cambio de ventanas que se propone en la sección 1 puede llegar a reducir este número en 9,25%, haciendo que las cargas sensibles de enfriamiento sean menores. Por lo tanto, se reducirían los costos.

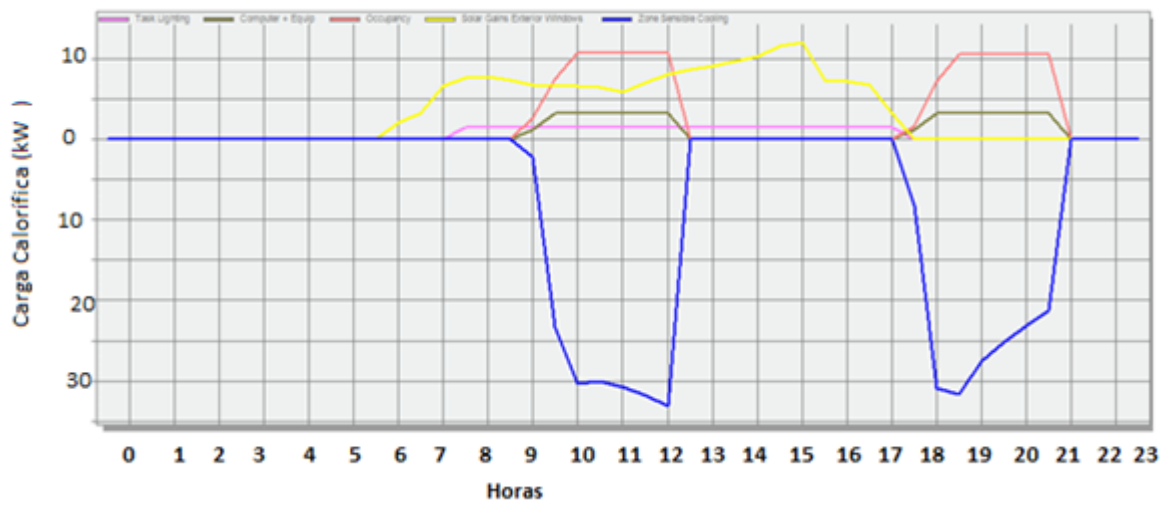


Figura 16. Cargas sensibles a través de un día en los laboratorios de estación tiputini

Además, la figura 17 muestra la carga de enfriamiento sensible (azul oscuro) y la total (azul claro) en un día, siendo la carga máxima 67kW. Con los datos de enfriamiento total se selecciona los equipos posteriormente. El eje Y describe la carga de enfriamiento y el X la hora durante el día.

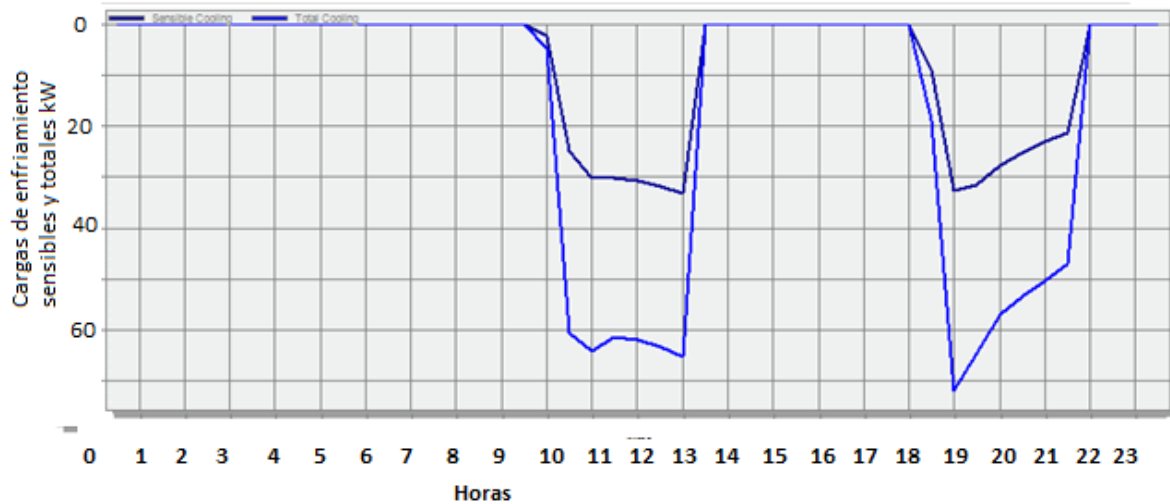


Figura 17. Cargas de enfriamiento de laboratorio

2.- Determinación de propiedades de diseño.

Una vez conocidas las cargas, se procede a la siguiente parte, la cual es el estudio del proceso psicrométrico y el cálculo de las propiedades. La T_{bs} de temperatura ambiente de diseño es de 29.3 grados centígrados. Además, se obtiene que la humedad relativa de diseño es 90%.

Tomando en cuenta las recomendaciones del manual de diseño de aire acondicionado de Haines, las condiciones internas de confort son 24 grados centígrados y una humedad relativa de 50%. Esto significa que el proceso de acondicionamiento será uno de enfriamiento y deshumidificación. Por otro lado, se tiene que la temperatura de salida del aire es 12.778 grados centígrados. La tabla 4 resume los parámetros mencionados.

Tabla 8. Parámetros de diseño de sistema de aire acondicionado

Parámetros	Valor
Temperatura exterior de diseño	29.3 C
Humedad relativa exterior de diseño	90%
Temperatura de confort	24 C
Humedad relativa de confort	50%
Temperatura de salida de aire acondicionado	12.77 C

3.- Diseño de ductos de aire acondicionado

El diseño de los ductos de aire acondicionado comienza con el cálculo de los flujos volumétricos. Usando la ecuación 13, se obtiene el flujo volumétrico para cada espacio a ser acondicionado. En la tabla 9 se resumen estos cálculos y se obtiene que el flujo máximo de aire es de $5337,34 \text{ ft}^3/\text{min}$.

Tabla 9. Flujo de aire y carga de enfriamiento en laboratorios de la Tbs.

Zona	Carga Sensible de enfriamiento kW	Flujo de aire (ft ³ /min)
Área de estudiantes de posgrado 1	3,4	528,1
Laboratorio	3,1	486,5
Salón de clase 1	4,6	719,6
Biblioteca	4,1	626,5
Área de estudiantes de posgrado 2	2,9	458,4
Área de estudiantes de posgrado 3	2,9	458,4
Oficina camp	3,8	598,4
Oficina P.1	2,2	342,6
Oficina P.2	1,9	297,2
Oficina P.3	2,6	410,6
Oficina P.4	2,6	410,6
Total	34,15	5337,3

Una vez obtenido el flujo de aire, con los datos de rangos de velocidades se obtiene el área y el diámetro efectivo de los ductos. En la tabla 10 se muestran los cálculos para los ductos de salida de cada sección.

Tabla 10. Área y diámetro de ductos de salida para el laboratorio de la estación Tiputini.

Zona	Área (pulg ²)	Diámetro Equivalente (pulg)
Área de estudiantes de posgrado 1	76,0	10
Laboratorio	70,0	10
Salón de clase 1	103,6	12
Biblioteca	90,2	10
Área de estudiantes de posgrado 2	66,0	10
Área de estudiantes de posgrado 3	66,0	10
Oficina camp	86,1	11
Oficina P.1	49,3	8
Oficina P.2	42,8	8
Oficina P.3	59,1	9
Oficina P.4	59,1	9
Ducto principal	640,5	29

Luego, se realiza el mismo cálculo para los ductos de retorno. Debido al escape de aire, el flujo de aire de los ductos de retorno es menor al de salida. Por lo tanto, la tabla 11 muestra estos datos.

Tabla 11. Área y diámetro de ductos de retorno para el laboratorio de la estación Tiputini

Zona	Flujo de aire de retorno (ft ³ /min)	Área (pulg.2)	Diámetro Equivalente (pulg)
Área de estudiantes de posgrado 1	448,81	64,63	9
Laboratorio	413,57	59,55	9
Salón de clase 1	611,72	88,08	11
Biblioteca	532,59	76,69	10
Área de estudiantes de posgrado 2	389,64	56,10	9
Área de estudiantes de posgrado 3	389,64	56,10	9
Oficina camp	508,66	73,24	10
Oficina P.1	291,23	41,93	8
Oficina P.2	252,66	36,38	8
Oficina P.3	349,08	50,26	8
Oficina P.4	349,08	50,26	8

Posteriormente, se procede al tercer paso, el cual consiste en realizar un croquis del sistema. Este paso es importante para conocer las dimensiones, el número y tipo de

accesorios a usarse. La figura 18 y 19 muestran la forma que toman los sistemas de ductos de salida y de retorno respectivamente. En el Anexo E, se puede observar los planos de los sistemas de ductos a detalle. Es necesario notar que las limitaciones arquitectónicas del edificio no permiten el diseño de un óptimo de los ductos. De hecho, para la instalación de este sistema se requiere la perforación de varias paredes.

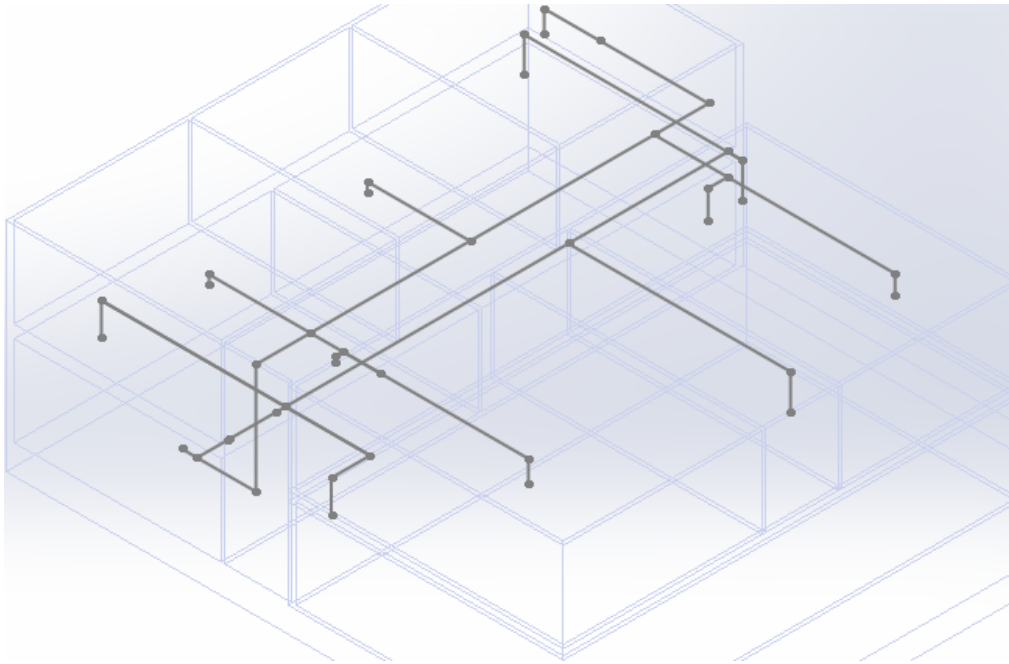


Figura 18. Sistema de ductos de salida.

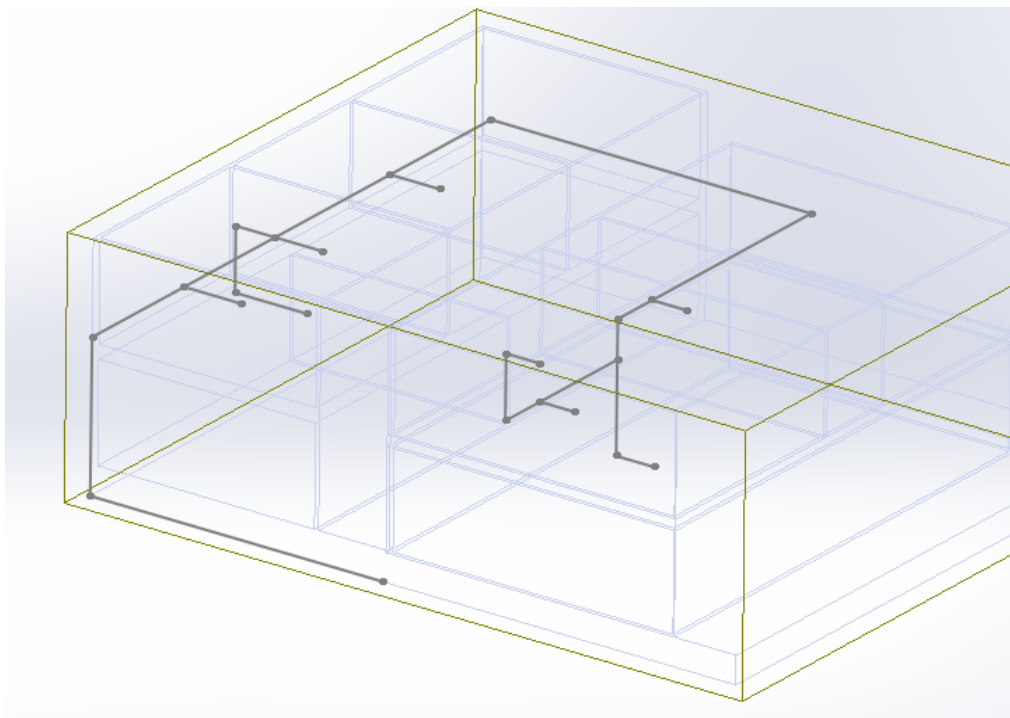


Figura 19. Sistema de ductos de retorno

Una vez definido el camino de los ductos a través de la edificación, se procede a la enumeración de los dispositivos y accesorios que están presentes en el diseño. Esta enumeración se la hace para luego realizar el cálculo de caídas de presión a través de las tuberías. La caída de presión en las cajas de 8'' y 9'' es de 0.6 pulgadas de agua y 10'', 11'' y 12'' es de 0.5.

Tabla 12. Lista de accesorios de ductos

Dimensión	Accesorios	Número	Coefficiente de pérdidas menores	Ancho	Alto
8''	Codo rectangular 90 grados	6	1,2	11''	6''
	Caja de volumen variable	1			
	Te rectangular	0	1,15		
9''	Codo rectangular 90 grados	6	1,2	12''	6''
	Caja de volumen variable	1			
	Te rectangular	2	1,24		
10''	Codo rectangular 90 grados	7	1,2	14''	7''
	Caja de volumen variable	1			
	Te rectangular	1	1,36		
11''	Codo rectangular 90 grados	2	1,2	14''	8''
	Caja de volumen variable				

	Te rectangular				
12"	Codo rectangular 90 grados	1	1,2	16"	8"
	Caja de volumen variable	1			
	Te rectangular				
29"	Codo rectangular 90 grados	2	1,2	38"	19"
	Te rectangular	1	1,64		
	reductores 2:1	2	1,1		

Una vez definida la geometría, el número de accesorios, se procede a definir el material. El material escogido para la presente aplicación es la lámina de acero galvanizada de 2 milímetros y tiene una rugosidad de 0.0005 ft (Ashrae Standard, 2001). Se escoge a este material, dado su disponibilidad, fácil manejo, y confiabilidad.

Luego se procede hacia el cuarto paso, el cual es el cálculo de las caídas de presión a lo largo de arreglo de tuberías. Con el uso de las fórmulas 14 ,15 y 16 y los parámetros de caídas de presión extraídos de ASHRAE, se procede a determinar las caídas de presión en este sistema. Se obtiene que la caída de presión en los ductos de alimentación es de 1078 Pa. o 4.36 pulgadas de agua y de 392 Pa. o 1.57 de los ductos de retorno. La presión estática para ductos de salida es de 661Pa o 2,65 pulgadas de agua. En el anexo F, se puede observar un cálculo más detallado para cada sección en particular del sistema de ductos.

Finalmente, se procede a la selección de equipos. Para aplicaciones medianas, Stein recomienda que el tipo de ventilador sea centrífugo inclinado hacia atrás. Debido a la calidad, variedad de productos, e información disponible, el fabricante Carrier ha sido escogido. La curva del fabricante para un ventilador de diámetro de 27 pulgadas en mostrada en la figura 5. Con los datos de flujo volumétrico y caída de presión a través del sistema, se obtiene el tipo de ventilador, su potencia y la velocidad de rotación.

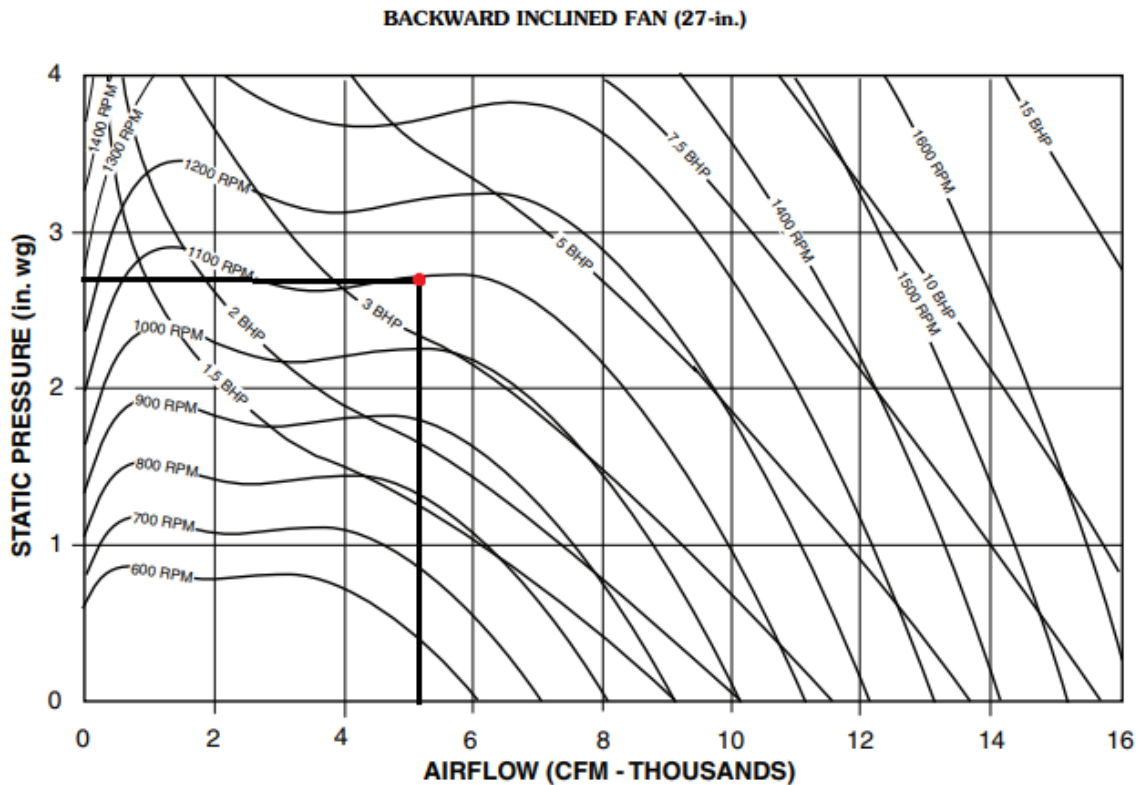


Figura 20. Curva de desempeño de ventilador centrífugo inclinado hacia atrás. (Absorption & Chiller, 2005)

El ventilador funcionará a 1100 rpm y tendrá una potencia al freno de aproximadamente 3.5 BHP. Luego, se procede a escoger una unidad autocontenida que cumpla con los requerimientos de diseño. La tabla 5 indica un resumen de las características de la unidad escogida. Esta unidad contenida tiene un EER de 12,82, y su consumo máximo de energía eléctrica es de 65,3kWh/día. En el Anexo G, se puede observar la información completa del sistema escogido.

Tabla 13 Resumen de unidad autocontenida de aire acondicionado

Unidad	Capacidad nominal	Código
Dedicated Outdoor Air Cooling Unit	20tons	62DD-20
EER	Consumo Diario	Refrigerante
12,82	65,3kWh/día	410-A

Tipo de Fan de alimentación	BHP	velocidad de rotación
Centrífugo inclinado hacia atrás	3,5HP	1100 rpm

Finalmente, en la figura 21, se puede observar la configuración de los accesorios y de los ductos a través de laboratorio. Este modelo ha sido hecho mediante el software SolidWorks

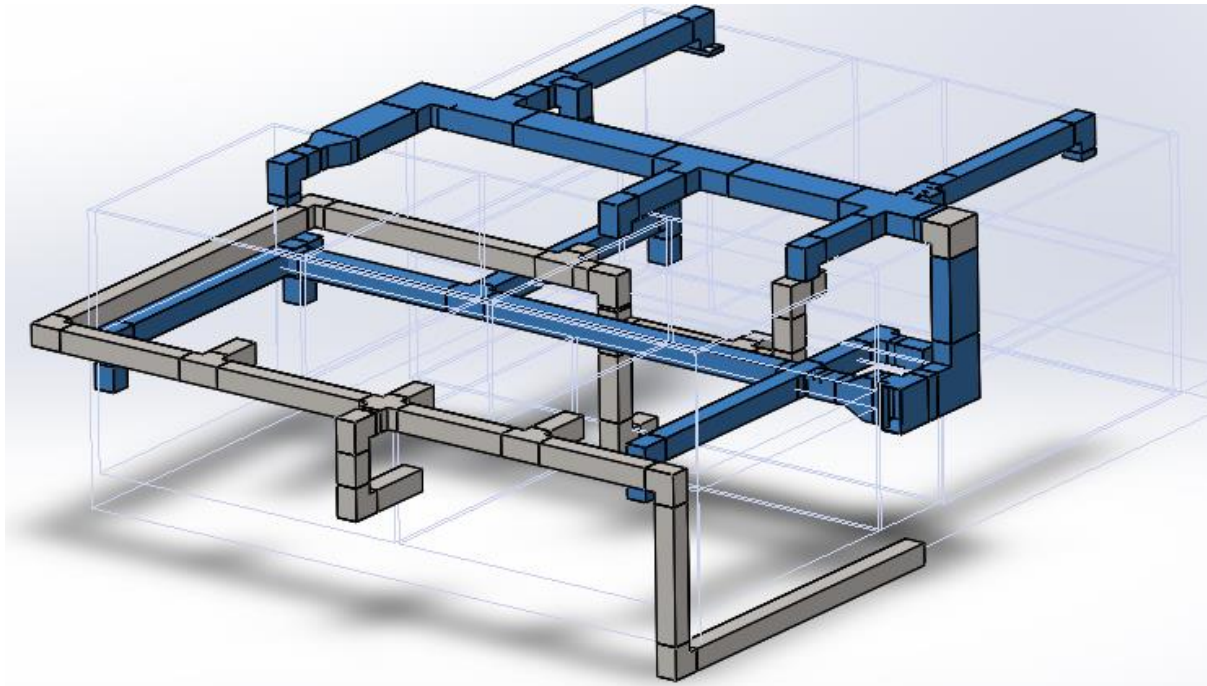


Figura 21. Configuración de ductos de salida y retorno.

Evaluación Tecno- Económica.

La primera parte consiste en la evaluación del ahorro generado por el cambio ventana simple a un sistema de ventana triple de PVC. Se obtuvo que el ahorro por dicho cambio es de aproximadamente de 9,25% del consumo de energía eléctrica consumida por el aire acondicionado tipo ventana. Por otro lado, se tiene que el consumo anual del generador a Diesel es de 450 galones al año y el consumo energético anual es de 33737,1 kWh/año. Tomando en cuenta que el costo de Diesel es de 1,03 dólares por galón, se llega a obtener el costo del kilovatio-hora para la estación, el cual es de aproximadamente 1,3 centavos/kWh.

Dado que el consumo anual del sistema de 4 aires acondicionados tipo ventana es de 13023 kWh, la mejora representa un ahorro total de 1204.62 kWh/año. En costos, esto se traduce como 16 dólares al año. Sin embargo, es necesario notar que este cálculo está hecho para los 4 aire acondicionados actualmente funcionando. Si se llega a reemplazar los aires dañados, el ahorro de energía puede llegar a ser mayor.

La segunda parte de este estudio consiste en el análisis comparativo de los sistemas de generación de energía. Los costos iniciales como instalación, compra, o anuales de mantenimiento, son los parámetros más importantes que tomar en cuenta para este análisis. En la tabla 1 se muestran los costos iniciales de mantenimiento y otros que tiene cada sistema.

Tabla 14. Costos de sistemas de generación de energía.

Sistema fotovoltaico autónomo	Valor Unitario	Valor Total	Generador a Diesel	Valor Total
Paneles Solares SW 300 Mono	361	49096	MODASA MP82	12438
Baterías de inmersión Rolls s1660	410	22140	Costos de operación	450
Inversor	6025	6025	Mantenimiento	337,1
Controlador	2136	2136	Instalación	1184
Estructura	1449,3	1449,3	Otros	621,9
O&M	1,805	245,48		
Instalación	4909,6	4909,6		

Revisando los catálogos de fabricantes, se obtiene que el costo de la estructura es de 96,2\$ por Kilovatio. Además, los costos de instalación y de operación y mantenimiento (O&M) para lugares remotos se puede aproximar como 10% y 1% respectivamente del costo total de los paneles solares (Nafeh, 2009). Por otro lado, los costos de mantenimiento y de instalación del generador a Diesel se los aproxima con 0,01\$/kWh y 5% del valor del

generador (Haghighat Mamaghani, Avella Escandon, Najafi, Shirazi, & Rinaldi, 2016). En la figura 22 y 23, se observa el flujo de caja de los dos generadores a lo largo de 20 años.

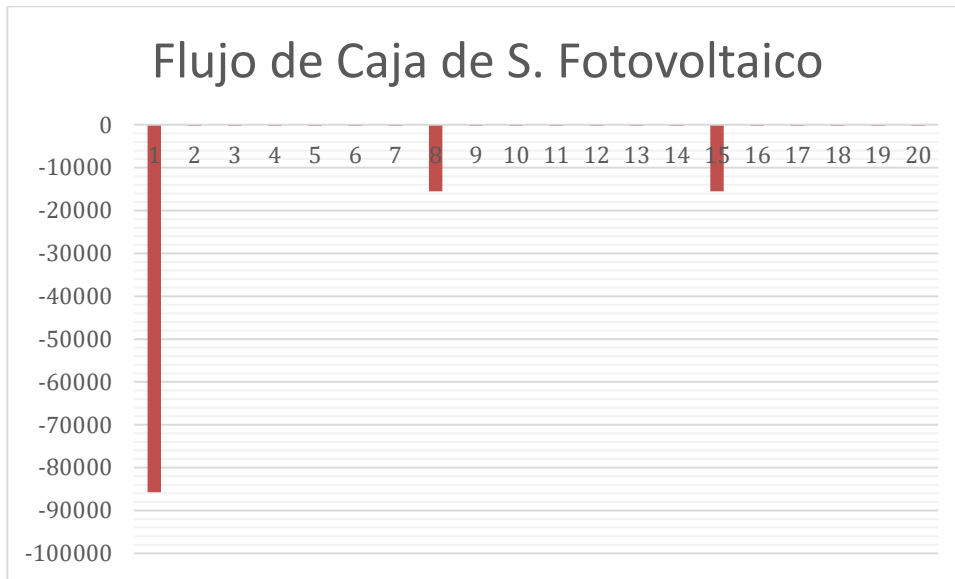


Figura 22. Flujo de caja de sistema fotovoltaico

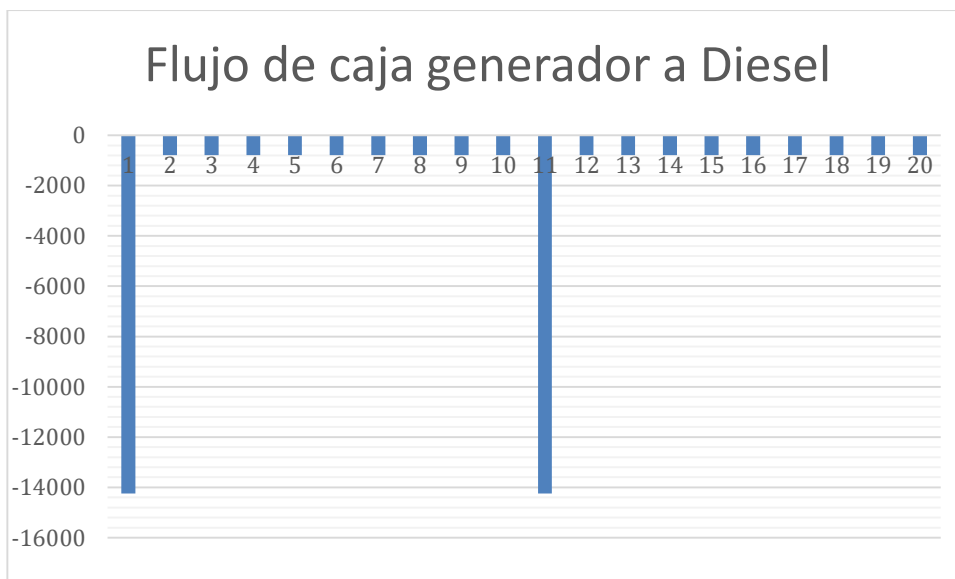


Figura 23. Flujo de caja de sistema fotovoltaico

Luego, con el uso de la ecuación 16 se procede a realizar el análisis comparativo anual.

En cuanto a la tasa de interés, se tiene que la tasa referencial para el segmento educativo es

del 9,47% (Banco Central, 2018) se obtiene que los costos anuales para el sistema fotovoltaico y el sistema de generación a Diesel es de 11135,64\$ y 2265,61\$ dólares respectivamente.

Finalmente, se procede a la tercera parte de este estudio económico, el cual consiste en analizar la factibilidad de implementar el diseño del sistema de aire acondicionado centralizado. Por lo tanto, en la tabla 15 se puede observar un resumen de los costos de los diferentes componentes.

Tabla 15. Costos de sistemas de aire acondicionado

Sistema de Aire Acondicionado Centralizado	Valor
Ductos e instalación	1655,5
Equipos	19507,24
Instalación equipos	590,08
Operativo anual	309,8485
Mantenimiento anual	900,81
Accesorios	317,25
Tipo Ventana	Valor
Equipos	4998,9
Instalación	2800
Operativo anual	521,95
Mantenimiento anual	949,791

Posteriormente, se procede a graficar el flujo de caja de los sistemas, tomando en cuenta de que el sistema de aire acondicionado centralizado tiene una vida de 15 años y el de tipo ventana una de 10 años (Carrier, n/d). La figura 24 y 25 muestra el flujo de caja de cada sistema.

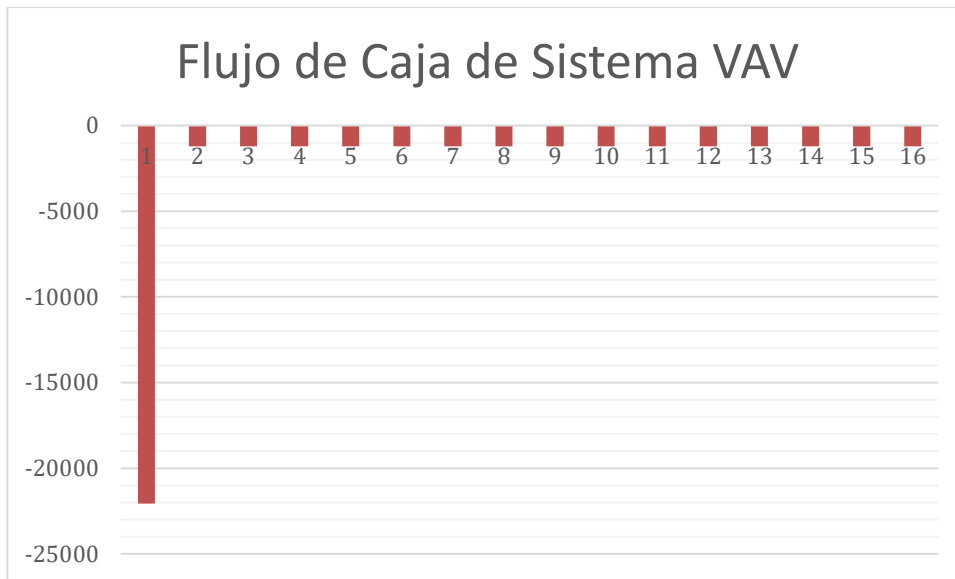


Figura 24. Flujo de caja de sistema VAV.

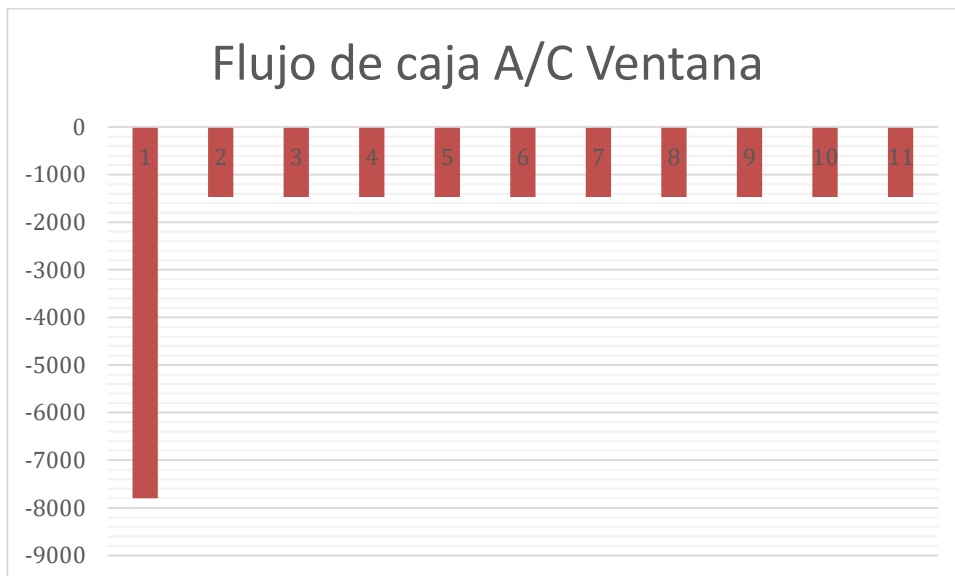


Figura 25. Flujo de caja de sistema de aire acondicionado centralizado.

Al realizar el análisis comparativo anual, se tiene que los costos anuales del sistema centralizado y del sistema tipo ventana son de 4024,58\$ y 2711,76\$ dólares respectivamente.

Construcción prototipo.

La construcción del prototipo ha sido llevada a cabo conectando 2 líneas en paralelo de paneles solares y 3 en serie. La potencia nominal de cada panel monocristalino es de aproximadamente 10W. Además, el voltaje nominal de cada uno es de 8V. Como resultado,

se tiene que el voltaje nominal del panel es de 24V, y tiene una potencia de 60W. En la figura 26, se muestra un esquema del sistema autónomo, la cual consiste en 1 batería de plomo ácido con válvula regulada, con capacidad de 7Amp.h y un controlador. Los componentes alimentan luces led con funcionamiento DC.

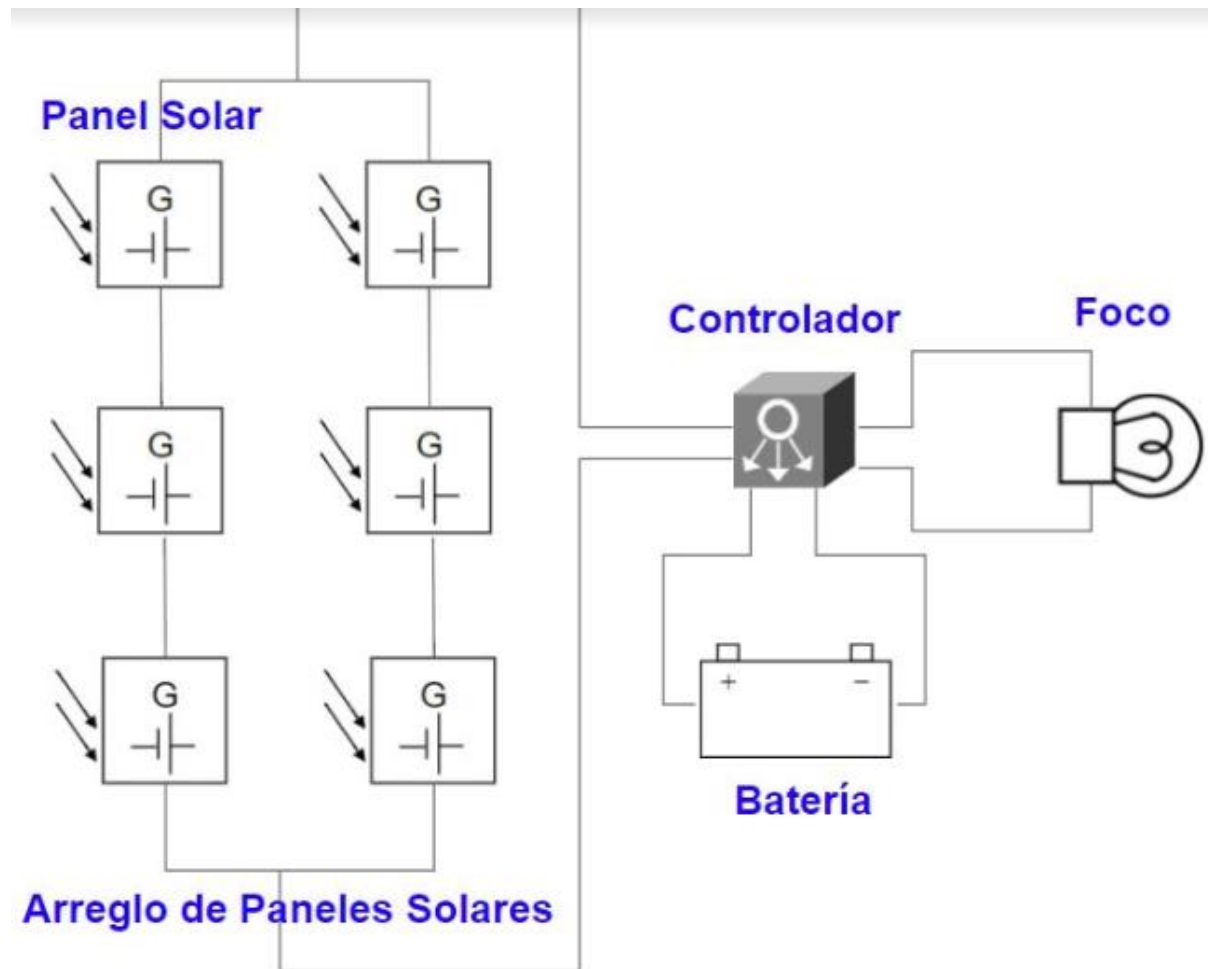


Figura 26. Esquema de sistema fotovoltaico autónomo.

Se procede a construir una estructura de madera, para la ubicación de los paneles. En la figura 27, se observa la construcción del prototipo, y esta tiene dimensiones de 60cm por 40cm. Como ya se ha mencionado, los 60W de capacidad sirven para cargar la batería y alimentar las luces led.

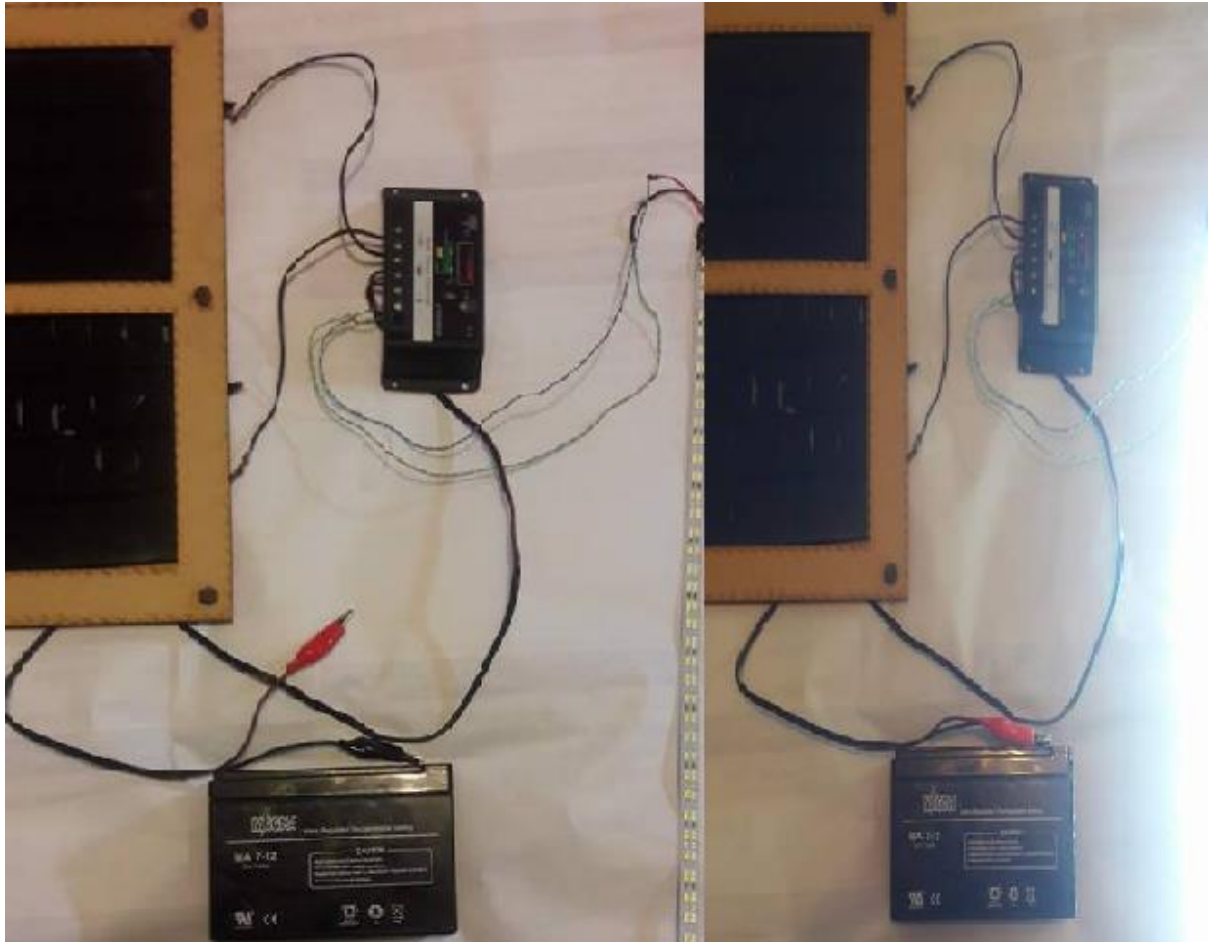


Figura 27. Construcción de prototipo de sistema fotovoltaico autónomo.

Como se observa en la figura 27, el prototipo funciona de manera correcta, y puede ser usado en un rango amplio de aplicaciones como, por ejemplo, la aplicación de luces, carga de baterías, etc. El panel solar tiene una vida útil de 20 años, mientras que la batería una vida útil de 6 años. Es importante no sobrecargar, ni sobre descargar la batería ya que esto puede hacer que el ciclo químico interno de la batería se vuelva irreversible.

CONCLUSIONES

La estación Tiputini presenta varias limitaciones energéticas, las cuales han sido estudiadas en el presente trabajo. En la primera parte del estudio, por medio de una simulación energética se obtiene que la ganancia máxima de calor en los laboratorios es por medio de las ventanas 18000kWh/año. Un cambio a un tipo de ventana triple de PVC puede ayudar a ahorrar el consumo energético del sistema de aire acondicionado actual en un 9,25%.

En la segunda parte, la cual es la principal del presente estudio, por medio del método de probabilidad de pérdida de carga, se logra optimizar el dimensionamiento de un sistema fotovoltaico autónomo. Dicha combinación consta de 54 baterías y 136 paneles solares, y es la que representa el menor costo. Sin embargo, dado a que los costos operativos del generador a Diesel son muy bajos, la viabilidad de implementar dicho sistema es muy costoso. El mismo problema se presenta en la tercera parte. Dado a que los costos de la energía son muy baratos, el sistema de aire acondicionado tipo ventana sigue siendo económicamente más viable que el sistema centralizado. Sin embargo, se recomienda considerar implementar este último ya que la calidad del aire y elementos de confort mejoran. Por otro lado, dado que consume menos energía, puede alargar las horas de funcionamiento del laboratorio o reducir las emisiones de CO₂, producidas por el generador a Diesel.

Se ha propuesto soluciones energéticas para la estación Tiputini. Estas mejoras pueden llegar a tener un costo inicial muy alto. Sin embargo, los beneficios obtenidos en términos de consumo eléctrico, eficiencia y sustentabilidad pueden ser de mayor valor para la Universidad San Francisco. Y por lo tanto, pueden ser implementados.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Absorption, H., & Chiller, L. (2005). Product Data Features / Benefits Features / Benefits (cont), 1–32.
- Abtdelkader, M. R., & Sharaf, F. (2010). A comparative Analysis of the Performance of Monocrystalline and Multycrystalline PV Cells in Semi Arid Climate Conditions : the Case of Jordan. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 4(5), 543–552.
- Ashrae Standard. (2001). *ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals*. *Ashrae Standard* (Vol. 53). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Ayop, R., Isa, N. M., & Tan, C. W. (2017). Components sizing of photovoltaic stand-alone system based on loss of power supply probability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (June), 0–1. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.079>
- Botelho, A., Lourenço-gomes, L., Pinto, L., Sousa, S., & Valente, M. (2017). Accounting for local impacts of photovoltaic farms : The application of two stated preferences approaches to a case-study in Portugal. *Energy Policy*, 109(June), 191–198. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2017.06.065>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2005). *Thermodynamics-An Engineering Approach*. *Energy*.
- Cevallos-Sierra, J., & Ramos-Martin, J. (2018). Spatial assessment of the potential of renewable energy: The case of Ecuador. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(July 2016), 1154–1165. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.015>
- Energy, U. D. (2017). *EnergyPlus™ Version 8.8.0 Documentation*.
- Haghighat Mamaghani, A., Avella Escandon, S. A., Najafi, B., Shirazi, A., & Rinaldi, F. (2016). Techno-economic feasibility of photovoltaic, wind, diesel and hybrid electrification systems for off-grid rural electrification in Colombia. *Renewable Energy*, 97, 293–305. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.086>
- Karakaya, E., & Sriwannawit, P. (2015). Barriers to the adoption of photovoltaic systems: The state of the art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 60–66. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.058>
- Kebour, O., Hadj Arab, A., Hamid, A., & Abdeladim, K. (2017). Contribution to the analysis of a stand-alone photovoltaic system in a desert environment. *Solar Energy*, 151, 68–81. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.009>
- Kim, K., Park, H., & Kim, H. (2017). Real options analysis for renewable energy investment decisions in developing countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75(November 2016), 918–926.
- Lee, T. D., & Ebong, A. U. (2017). A review of thin film solar cell technologies and challenges.

Renewable and Sustainable Energy Reviews, 70(November 2016), 1286–

Nafeh, A. E.-S. a. (2009). Design and Economic Analysis of a Stand-Alone PV System to Electrify a Remote Area Household in Egypt. *The Open Renewable Energy Journal*, 2(1), 33–37. <https://doi.org/10.2174/1876387100902010033>

Płaczek-Popko, E. (2017). Top PV market solar cells 2016. *Opto-Electronics Review*, 25(2), 55–64. <https://doi.org/10.1016/j.opelre.2017.03.002>

Recommendations, K., Impacts, E., Share, M., Issues, I. D., & Role, T. (n.d.). No Title. Ayop, R., Isa, N. M., & Tan, C. W. (2017). Components sizing of photovoltaic stand-alone system based on loss of power supply probability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (June), 0–1. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.079>

Sampaio, P. G. V., & González, M. O. A. (2017). Photovoltaic solar energy: Conceptual framework. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74(December 2016), 590–601. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.081>

Turak, E., Regan, E., & Costello, M. J. (2017). Measuring and reporting biodiversity change. *Biological Conservation*, 213, 249–251. <https://doi.org/10.1016/j.biocon.2017.03.013>
 Universidad San Francisco de Quito. (n.d.). Tiputini Universidad San Francisco de Quito. Retrieved from http://www.usfq.edu.ec/programas_academicos/Tiputini/Paginas/About-us.aspx

Vasquez, C. T. (2015). *Instalaciones Solares Fotovoltaicas*. Bogota : Cano Pina.

Zhou, X., Yan, D., & Shi, X. (2017). Comparative research on different air conditioning systems for residential buildings. *Frontiers of Architectural Research*, 6(1), 42–52. <https://doi.org/10.1016/j.foar.2016.11.004>

ANEXO A: PLANO LABORATORIO TIPUTINI

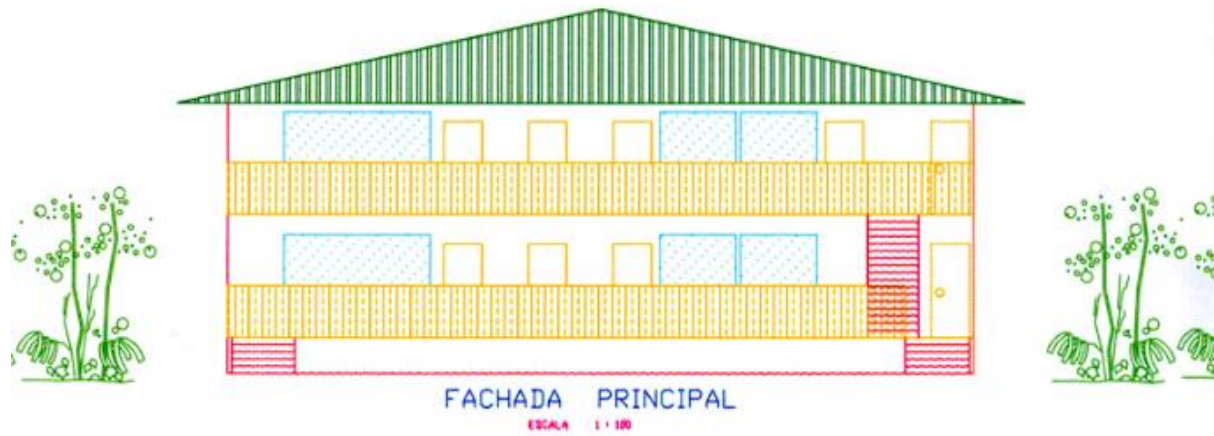


Figura A.1 Fachada Principal de laboratorios de la TBS.

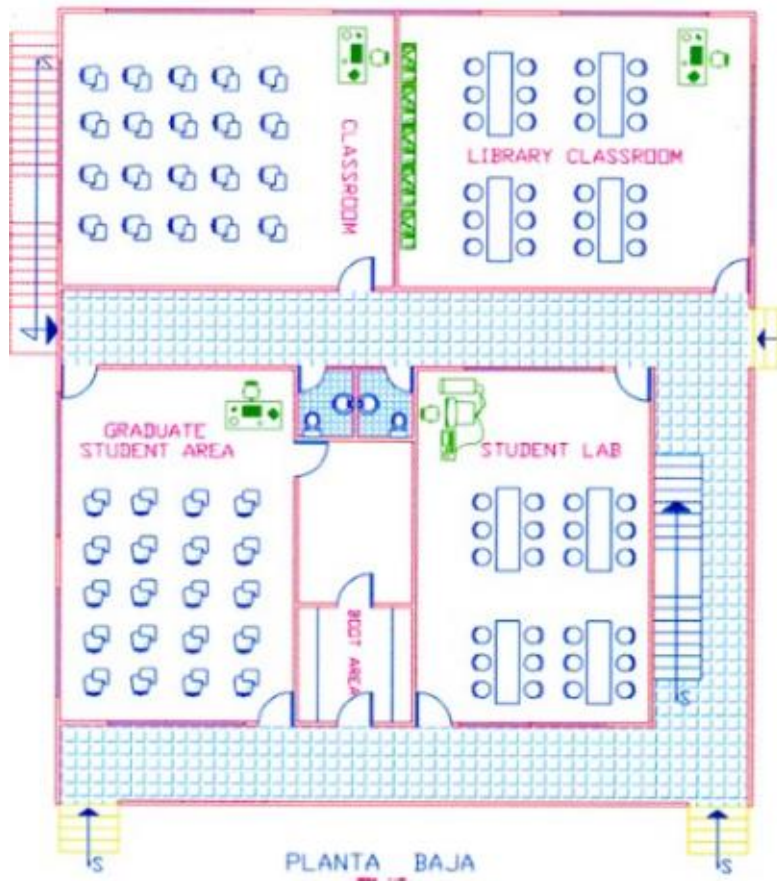


Figura A.2 Planta baja de laboratorios de la TBS.

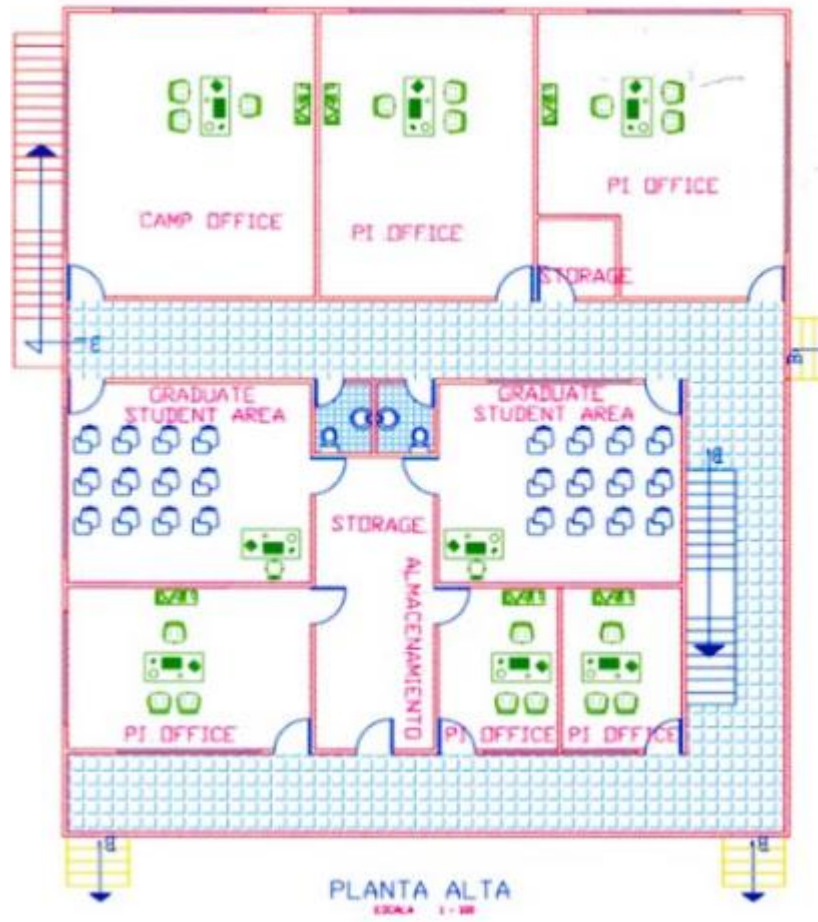


Figura A.3 Planta alta de laboratorios de la TBS.

ANEXO B: NÚMERO DE VISITANTES EN ESTACIÓN TIPUTINI**Tabla B.1** Número de visitantes en estación tiputini.

MES	INVESTIGADORES	ESTUDIANTES	TOTAL
ENERO	6	93	99
FEBRERO	11	98	109
MARZO	4	141	145
ABRIL	4	11	15
MAYO	4	73	77
JUNIO	18	81	99
JULIO	5	36	41
AGOSTO	1	36	37
SEPTIEMBRE	2	47	49
OCTUBRE	4	70	74
NOVIEMBRE	14	71	85
DICIEMBRE	5	7	12
TOTAL	78	764	842

ANEXO C: CÓDIGO DE MATLAB LPSP

Programa que calcula LPSP y la combinación óptima de baterías y paneles solares.

```
%Programa que calcula el LSPS y combinación óptima de un sistema solar para
el laboratorio de la
%estación tiputini.

clear
clc
contador=0;
K_ti=0.070/100; %Coefficente de Temperatura para corriente Sunmodule solar
world 300W Mono
K_tv=-0.29/100; %Coefficente de Temperatura para voltaje Sunmodule solar
world 300W Mono
    %Temperatura a una determinada hora

Tstc=25; %temperatura standart conditions
Rs=0.263; %Resistencia Teórica de modelo de diodo unico
Gstc=1000; %Irradiacion solar en condiciones estandar
Voc_ref=37;

V_ref=24;
n_batt=0.85;
n_inv=0.98;

E_bmax=2131.02;
E_bmin=482.73;
cont=1;

P(1)=0;
LPS(1)=0;

Eb=zeros(1,8761);
num=xlsread('C:\Users\s_nic\Dropbox\Tesis\sam\-0.636056_-
76.150231_psm_satellite_60_tmy.xlsx');

I_ref=12.5; %AMps
    %n es el numero de miteraciones

b=0;
paneles=1;
baterias=1;
E_L=(num(:,15))*1000;

costo=(ones(151,151))*100000000; %Matriz de costos. El numero menor de esta
matriz será el costo óptimo

while paneles<=150

while baterias<=150

    Eb(1)=E_bmax*baterias;
```

```

for t=(1:(24*365))    %t es el numero de hora a determinada epoca del año

    G=num((t),12); %Radiacion a una hora determinada

cont=0;

T=(num(t,11))/(10^15); %Temperatura a una determinada hora
a=((1+(K_ti*(T-Tstc)))*G/Gstc);

I_pv(t) =I_ref*(a);

Voc=Voc_ref*(1+(K_ti*log(G/Gstc))+(K_tv*(T-Tstc)));

V_pv(t)= V_ref+(Voc-Voc_ref)+(Rs*(I_ref-I_pv(t)));

if I_pv(t)==0

V_pv(t)=0;

End

P(t)=V_pv(t)*I_pv(t)*panels;    %Cálculo de la potencia de salida del
arreglo de modulos solares

if P(t)>=E_L(t,1)

Eb(t+1)=Eb(t)+(P(t)+E_L(t)/n_inv)*n_batt;

else

Eb(t+1)=Eb(t)-((E_L(t)/n_inv)-P(t));

End

if Eb(t+1)<=E_bmin*baterias

Eb(t+1)=E_bmin*baterias;

end

```

```

    if Eb(t+1)>=E_bmax*batterias
        Eb(t+1)=E_bmax*batterias;
    end

    Eb;

    LPS(t)=(E_L(t)-(P(t)+Eb(t)-(E_bmin*batterias))*n_inv);

    %si LPS es negativo, existe in exceso de energía
    % si LPS es positivo existe un deficit de energía

    if LPS(t)<0
        LPS(t)=0;
    end

end

% x(paneles,batterias)=sum(contador);
%De aquí salen analizados todos los LPS para todo un año con cirto numero
%de baterías

LPSP1(paneles,batterias)=sum(LPS)/sum(E_L);

if LPSP1(paneles,batterias)==0
    cost(paneles,batterias)=(panels*361)+(batteries*410);
end

batterias=batterias+1;

end

LPSP1(paneles,batterias)=sum(LPS)/sum(E_L);

if LPSP1(paneles,batterias)==0
    cost(paneles,batterias)=(panels*361)+(batteries*410);
end

paneles=paneles+1;

```

```
baterias=1;

end

LPSP1 (paneles,baterias)=sum(LPS)/sum(E_L);

Eb;
LPS;
% figure(1)
% contour(LPSP1,1000)
%min(cost)

imshow(LPSP1)
colorbar
axis on
ylabel('Número de Paneles')
xlabel('Número de Baterías')
title('LPSP para varias configuraciones de paneles y baterías')
```

ANEXO D: ESPECIFICACIONES DE BATERÍAS Y PANELES

S-1660



CONTAINER:	High Density Polypropylene
COVER:	High Density Polypropylene
TERMINALS:	2V L-16
HANDLES:	Rope

2 VOLTS		
WEIGHT DRY:	40 kg	89 Lbs.
WEIGHT WET:	58 kg	127 Lbs.
LENGTH:	318 mm	12 1/2 Inches
WIDTH:	181 mm	7 1/8 Inches
HEIGHT:	432 mm	17 Inches

PLATE HEIGHT:	293 mm	11.550 Inches
PLATE WIDTH:	143 mm	5.625 Inches
THICKNESS (POSITIVE):	4.32 mm	0.170 Inches
THICKNESS (NEGATIVE):	3.05 mm	0.120 Inches

COLD CRANK AMPS (CCA):	0°F / -17.8°C	3119
MARINE CRANK AMPS (MCA):	32°F / 0°C	3898
RESERVE CAPACITY (RC @ 25A):		2485 Minutes

CAPACITY 1284 AH

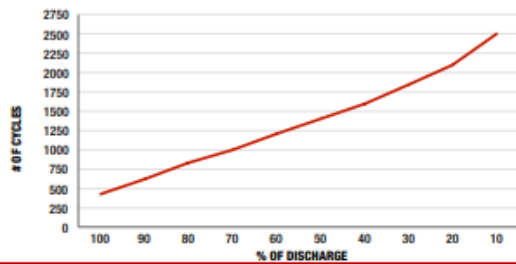
HOUR RATE:	SPECIFIC GRAVITY	CAPACITY / AMP HOUR	CURRENT / AMPS
@ 100 HOUR RATE	1.280	1660	16.60
@ 72 HOUR RATE	1.280	1618	22.47
@ 50 HOUR RATE	1.280	1528	30.56
@ 24 HOUR RATE	1.280	1323	55.11
@ 20 HOUR RATE	1.280	1284	64.20
@ 15 HOUR RATE	1.280	1207	80.46
@ 12 HOUR RATE	1.280	1143	95.23
@ 10 HOUR RATE	1.280	1091	109.14
@ 8 HOUR RATE	1.280	1027	128.40
@ 6 HOUR RATE	1.280	950	158.36
@ 5 HOUR RATE	1.280	899	179.76
@ 4 HOUR RATE	1.280	835	208.65
@ 3 HOUR RATE	1.280	758	252.52
@ 2 HOUR RATE	1.280	655	327.42
@ 1 HOUR RATE	1.280	462	462.24

Ampere Hour capacity ratings based on a specific gravities of 1.280. Reduce capacities 5% for 1.265 specific gravity and 10% for specific gravities of 1.250

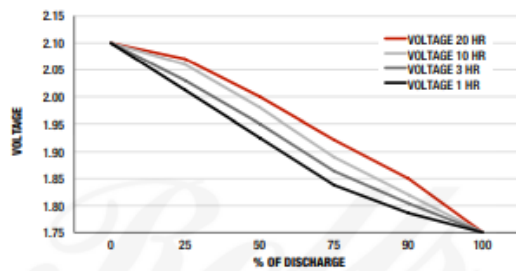


CELLS:	49 Plates/Cell	1 Cell
SEPARATOR THICKNESS:	2 mm	0.061 Inches
GLASS MAT INSULATION:	1 mm	0.02 Inches
ELECTROLYTE RESERVE: ABOVE PLATES	57 mm	2.25 Inches

CYCLE LIFE VS. DEPTH OF DISCHARGE



VOLTAGE VS. DEPTH OF DISCHARGE



SPEC 01

WWW.ROLLSBATTERY.COM

SURRETTE BATTERY COMPANY 1 STATION RD SPRINGHILL, NS CANADA B0M 1X0

14-01-01 REV. 1

Figura D.1 Especificaciones Baterías. Extraído de Wholesolar.com

Sunmodule[®] SW 320-325 XL MONO

Pulsa **F11** para salir del modo de pantalla completa



PERFORMANCE UNDER STANDARD TEST CONDITIONS (STC)*

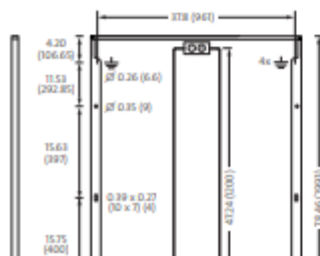
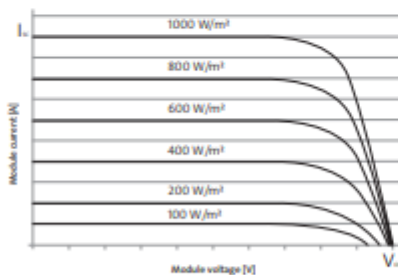
		SW 320	SW 325
Maximum power	P_{max}	320 Wp	325 Wp
Open circuit voltage	V_{oc}	45.9 V	46.1 V
Maximum power point voltage	V_{mp}	36.7 V	37.0 V
Short circuit current	I_{sc}	9.41 A	9.48 A
Maximum power point current	I_{mp}	8.78 A	8.84 A
Module efficiency	η_{mod}	16.04 %	16.29 %

*STC: 1000W/m², 25 °C, AM 1.5

PERFORMANCE AT 800 W/M², NOCT, AM 1.5

		SW 320	SW 325
Maximum power	P_{max}	244.4 Wp	247.7 Wp
Open circuit voltage	V_{oc}	40.1 V	40.2 V
Maximum power point voltage	V_{mp}	33.8 V	34.0 V
Short circuit current	I_{sc}	7.82 A	7.88 A
Maximum power point current	I_{mp}	7.23 A	7.28 A

Minor reduction in efficiency under partial load conditions at 25 °C: at 200 W/m², 100% of the STC efficiency (1000 W/m²) is achieved.



COMPONENT MATERIALS

Cells per module	72	Front	Low-iron tempered glass with ARC (EN 12150)
Cell type	Monocrystalline	Frame	Clear anodized aluminum
Cell dimensions	6.17 in x 6.17 in (156.75 x 156.75 mm)	Weight	47.6 lbs (21.6 kg)

THERMAL CHARACTERISTICS

NOCT	46 °C
TCI_{oc}	0.042% / °C
TCV_{mp}	-0.304% / °C
TCP_{mp}	-0.43% / °C
Operating temperature	-40 to +85 °C

ADDITIONAL DATA

Power sorting	-0 Wp/+5 Wp
J-Box	IP65
Connector	PV wire per UL4703 with H4/UTX connectors
Module fire performance	(UL 1703) Type 1

PARAMETERS FOR OPTIMAL SYSTEM INTEGRATION

Maximum system voltage NEC	1000 V or 1500 V - Specify when ordering
Maximum system voltage SC II	1000 V
Maximum reverse current	25 A
Number of bypass diodes	3
Desian loads*	Two rail system 113 osf downward, 64 osf upward

Figura D.2 Especificaciones Paneles. Extraído de Wholesolar.com

TECHNICAL SPECIFICATIONS	
Electrical	
• Peak Efficiency	97.9%
• Maximum Battery Current	60A
• Maximum Input Operating Current	15A (self limiting)
• Maximum Solar Open Circuit Voltage	600V
• Nominal Maximum Operating Power****	3200Wp, 48 Volt
• Nominal System Voltage	48 Vdc custom programmable to 24V, 36V and 60V
• Battery Operating Voltage Range	16-72 Vdc
• PV Input Operating Voltage Range	100V to Voc = 525V
• Wind/Hydro Input Operating Voltage Range	Battery Voltage to 500V
• Self-Consumption	1.75 - 2.50 W
• Transient Surge Protection	4500 Watts/port
Electronic Protections	
• Input	Overload, high voltage
• Battery	High voltage, battery sense disconnected, remote temperature sense disconnected
• General Operation	High temperature, reverse current at night, lightning and transient surges
Environmental	
• Ambient Temperature	-40 °C to +45 °C
• Storage Temperature	-55 °C to +85 °C
• Humidity	100% non-condensing
• Tropicalization	Epoxy encapsulation, conformal coating, marine-rated terminals
Battery Charging	
• Charging Stages	MPPT, absorption, float, equalize
• Temperature Compensation	
Coefficient	-5mV/°C/cell (25° ref)
Range	-30 °C to +80 °C / -22 °F to +176 °F
Set points	Absorption, Float, Equalize, HVD
Note: Remote Temperature Sensor is included.	
* Can be used as a 2-pole version of the Disconnect Box.	
** See GFPD-600V datasheet for additional specifications.	
*** Can be replaced with 2-pole battery breaker.	
**** Input power can exceed Nominal Maximum Operating Power, but controller will limit and provide its rated continuous maximum output current into batteries. This will not harm the controller.	
WARRANTY: Five year warranty period. Contact Morningstar or your authorized distributor for complete terms.	
Mechanical	
• Dimensions	
Standard Version	39.2 x 22.1 x 14.9 cm / 15.4 x 8.7 x 5.9 in
DB & TR Version	54.2 x 22.1 x 14.9 cm / 21.4 x 8.7 x 5.9 in
• Unit Weight	
Standard Version	9.0 kg / 19.8 lbs
DB & TR Version	12.8 kg / 28.1 lbs
• Maximum Wire Size	
Power Terminals	2.5 mm ² - 35 mm ² / 14 AWG - 2 AWG
RTS/Sense Terminals	0.25 mm ² - 1.0 mm ² / 24 AWG - 16 AWG
• Conduit Knockouts	M20; 0.50, 1.00, 1.25 inches
• Enclosure Rating	Type 1 (Indoor and vented), IP20
Communication	
• Ports	Ethernet, EIA-485, RS-232, MeterBus
• Supported Protocols	MeterBus, MODBUS RTU, MODBUS TCP/IP, HTTP, SNMP v2, SMTP
Options	
• TriStar 600V Meter (TS-M-2-600V)	
• TriStar Remote Meter (TS-RM-2)	
• Meter Hub (HUB-1)	
• Relay Driver (RD-1)	
• 600V Ground Fault Protection Device (GFPD-600V)	
Certifications	
• CE, RoHS, NEC Compliant	
• ETL Listed: UL-1741 and Canadian CSA C22.2 No. 107.1.01	
• FCC Class B Part 15 Compliant	
Revision: 11/2016.EN Control no. MS-001897 Copyright 2016 www.morningstarcorp.com	

Figura D.3. Especificaciones Controlador

ANEXO E: ESPECIFICACIONES DE DUCTOS DE ENTRADA Y SALIDA

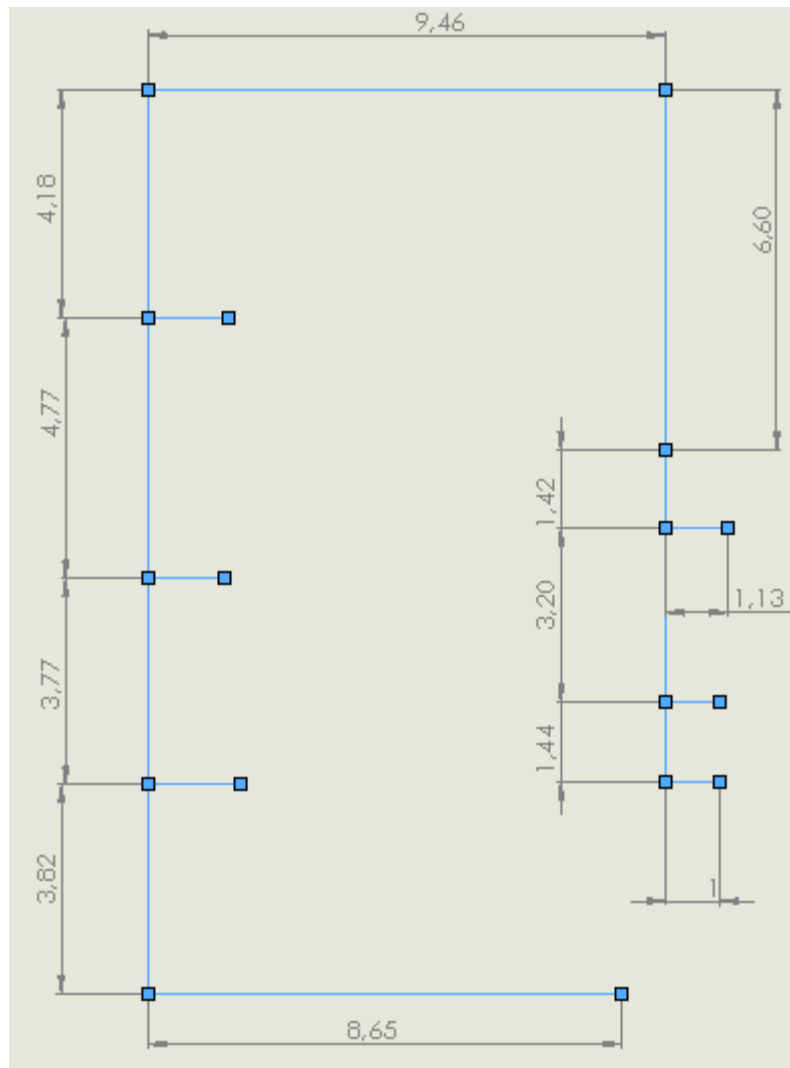


Figura E.1. Vista superior ductos de retorno

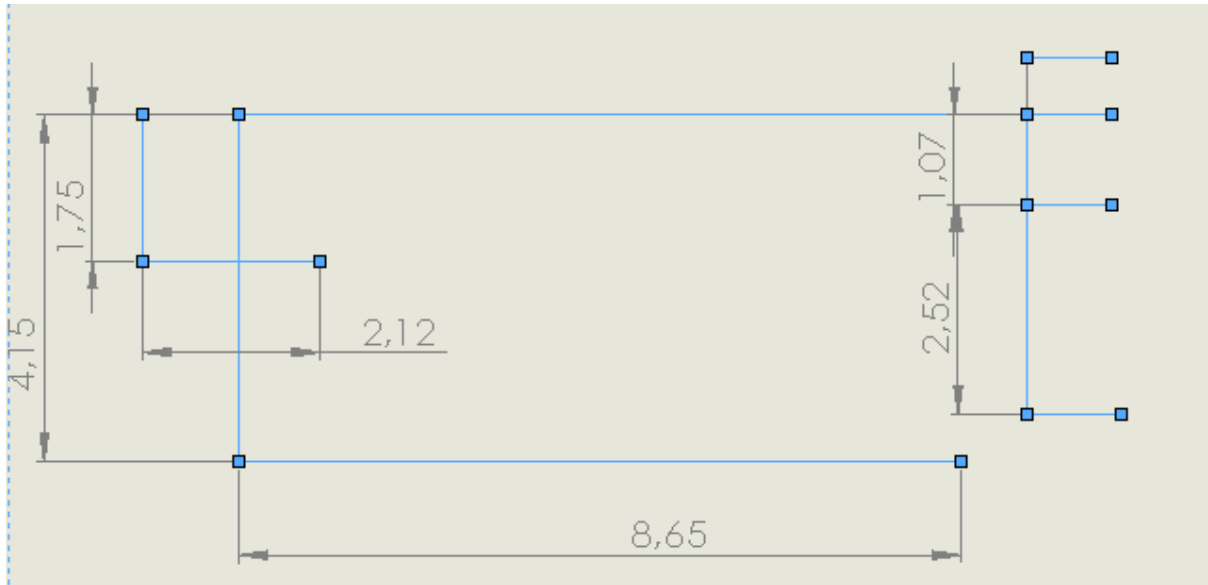


Figura E.2. Vista posterior ductos de retorno

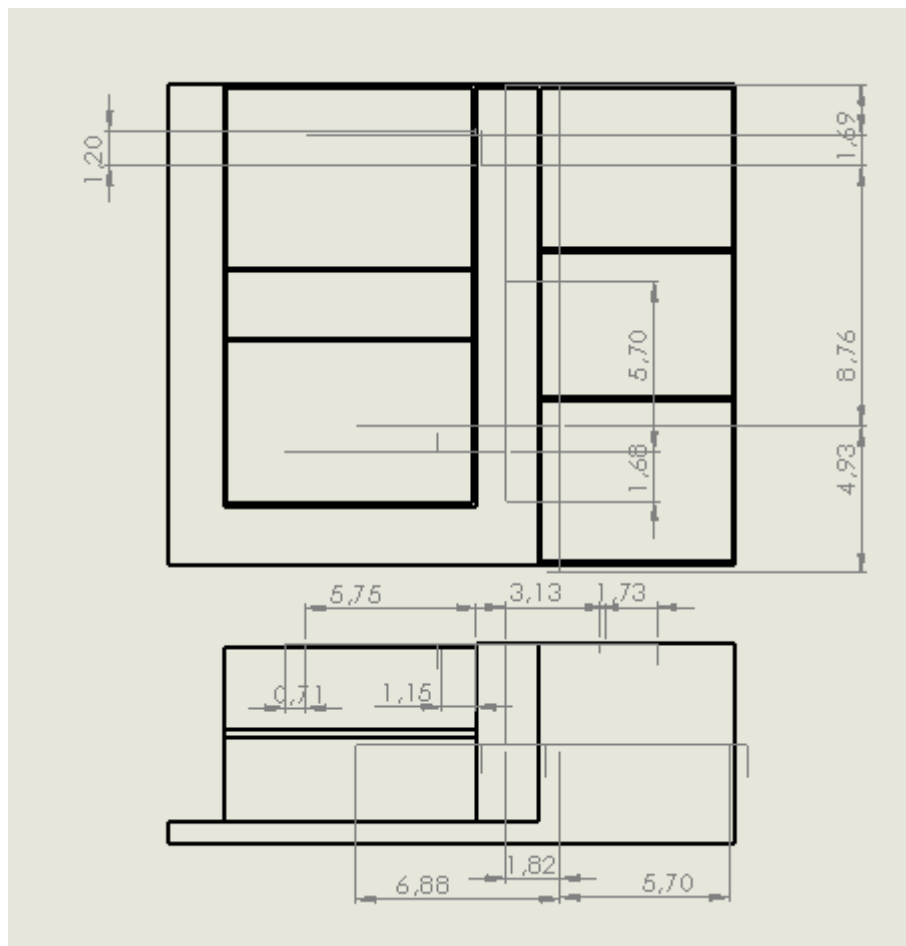


Figura E.3. Vista superior y posterior ductos de salida

ANEXO F: CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN

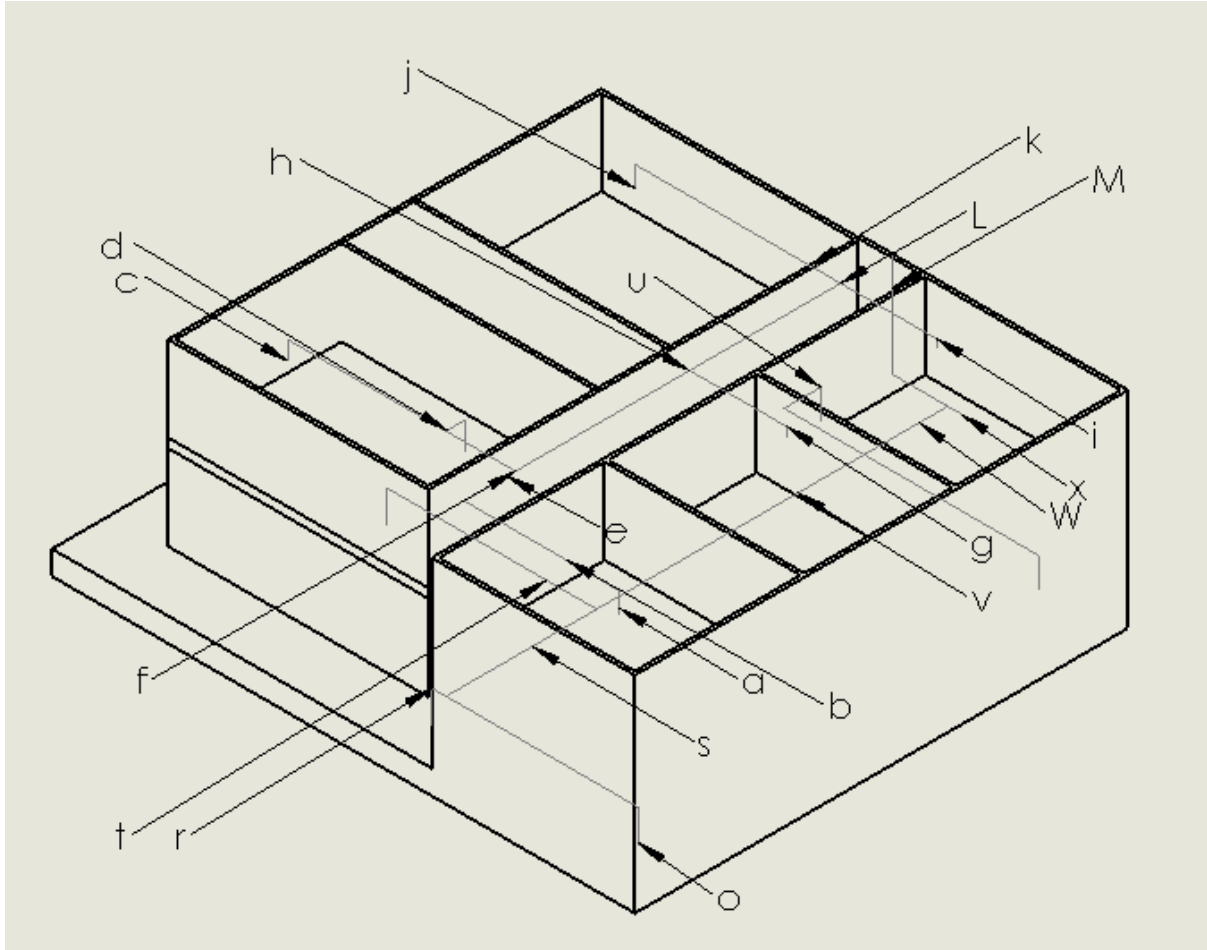


Figura F.1. Tramos de salida para cálculo de presiones

TABLA F.1. CALCULO DE PERDIDAS DE PRESIÓN EN DUCTOS DE EDIFICACION.

Sección	Velocidad (m/s)	Largo (m)	Coefficiente de perdidas	Número de Reynolds	factor de fricción	Perdida de fricción (Pa)	Caída de presión en louvers	Caída por cajas VAV (Pa)	Caída Total de presión (Pa)
a	3,93	2,61	1,20	72573,05	0,02	15,00	23,14		38,14
b	4,51	6,11	1,15	83183,14	0,02	23,31			23,31
c	3,06	5,43	1,20	50132,70	0,02	11,35	7,00		18,35
d	3,06	1,25	1,20	50132,70	0,02	8,42	7,00		15,42
e	2,72	2,27	1,36	66843,59	0,02	7,53		124,00	131,53
f	2,69	5,70	2,64	110196,44	0,02	13,85			13,85
g	2,96	3,93	1,20	72891,35	0,02	8,66	25,00		33,66
h	2,61	4,94	2,64	128276,04	0,02	12,74		124,00	136,74
i	5,27	3,93	1,20	97188,46	0,02	28,91	25,00		53,91
j	3,06	5,43	1,20	50132,70	0,02	11,35	7,00		18,35
k	3,06	1,25	1,20	50132,70	0,02	8,42	7,00		15,42
l	2,72	2,27	1,36	66843,59	0,02	7,53			7,53
m	2,76	4,92	3,74	163980,84	0,02	19,73			19,73
o	2,33	6,01	1,20	57214,93	0,02	5,91	23,00		28,91
p	2,33	1,25	1,20	57214,93	0,02	4,69	23,00		27,69
q	1,16	0,25	4,20	57214,93	0,02	3,83		124,00	127,83
r	3,75	7,38	1,20	84476,41	0,02	16,40	23,00		39,40
s	5,73	8,76	2,20	164457,07	0,02	58,48			58,48
t	4,82	7,26	1,20	108685,95	0,02	26,72	63,00		89,72
u	3,42	1,70	1,20	84031,95	0,02	10,30	32,00		42,30
v	2,61	1,31	2,74	155390,61	0,02	12,73		124,00	136,73
w	2,61	1,42	0,05	155390,61	0,02	0,38			0,38
x	5,37	1,42	0,05	319371,45	0,02	1,56			1,56

ANEXO G: ESPECIFICACIONES DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

UNIT 62DC,DD WITH ECW	07	08	09	12	14	15	16	20
NOMINAL CAPACITY (TONS)	6	7	8	10	12	14	15	18
COMPRESSOR								
Quantity/Unit ... Model	1 ... ZP51	1 ... ZP61	1 ... ZP72	2 ... ZP42	2 ... ZP51	2 ... ZP67	2 ... ZP83	2 ... ZP90
Number of Refrigerant Circuits	1			2			2	
Oil	Pre-Charged			Pre-Charged				
REFRIGERANT TYPE	R-410A				R-410A			
CONDENSER COIL								
Rows ... Fins/in.	2 ... 16				2 ... 16			
Face Area (sq ft)	12.38				24.75			
CONDENSER FAN								
Nominal Cfm (total)	4000	5500		8000		11,000		
Quantity ... Diameter (in.)	1 ... 24	1 ... 26		2 ... 24		2 ... 26		
Motor Hp	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$		$\frac{1}{2}$		$\frac{3}{4}$		
HIGH-PRESSURE SWITCH (PSIG)								
Cutout	640							
Reset (Manual)	595							
EVAPORATOR COIL*								
Tube Size (in.)	$\frac{3}{8}$				$\frac{3}{8}$		$\frac{3}{8}$	
Rows ... Fins/in.	4 ... 12		7.5		4 ... 12		6 ... 12	
Face Area (sq ft)	4.0	7.5		12.0		12.0		
SUPPLY FAN								
Backward Curved (mm)	180				N/A			
Forward Curved (in.)	12 x 9				N/A			
Airfoil (in.)	12 x 12				12 x 12			
Oversize Airfoil (in.)	N/A				15 x 15			
Backward Inclined (in.)	15				15			
Oversize Backward Inclined (in.)	18.5				18.5			
Nominal Cfm 100% OA	1000	1200	1400	1500	1900	2300	2800	3100
Motor Hp Range	$\frac{1}{2}$ - 5		$\frac{3}{4}$ - 5		1 - 10		1 $\frac{1}{2}$ - 10	

Figura G.1. Especificaciones de unidad autocontenida.

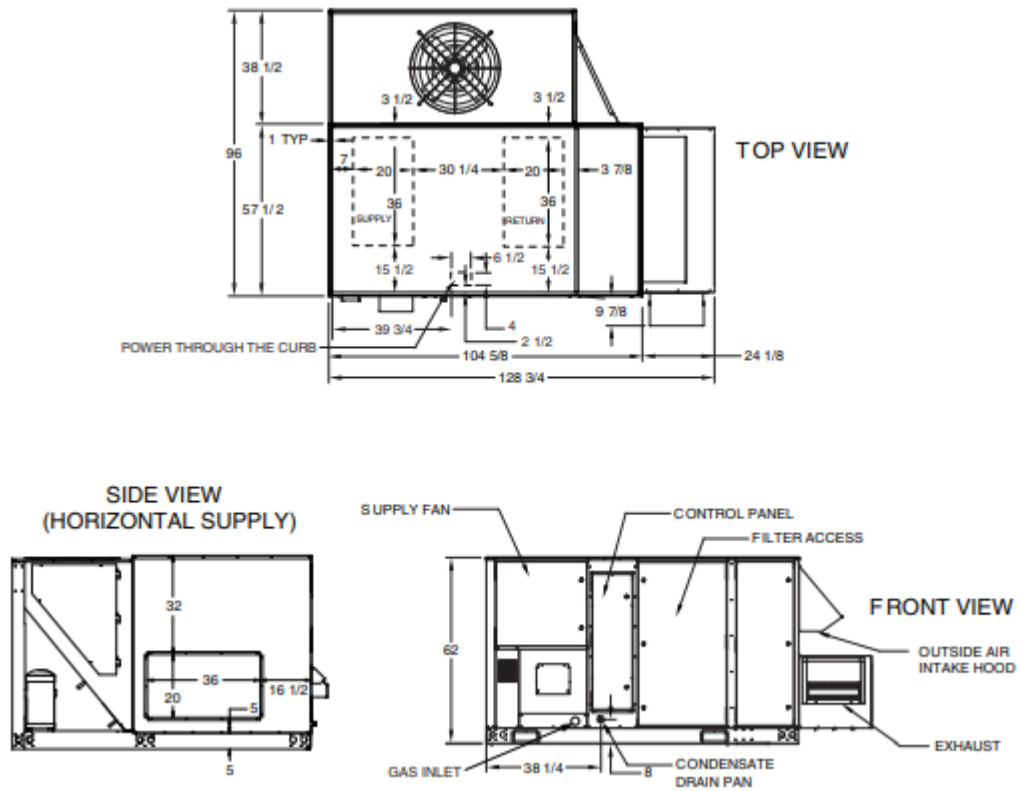


Figura G.2. Planos de unidad autocontenida.