



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Diseño, cálculo y optimización de un sistema para
la limpieza de paneles fotovoltaicos
MEMORIA

Autor/es

José Manuel Martín González

Director/es

Paula Canalís Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza
Septiembre 2015



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. _____,

con nº de DNI _____ en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
_____, (Título del Trabajo)

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, _____

Fdo: _____



Agradecimientos

Varias han sido las personas que me han ayudado en la realización de este trabajo, por ello escribo estas líneas de agradecimiento a su apoyo durante la realización del mismo.

Este Trabajo Fin de Grado (TFG) no habría sido posible sin la ayuda brindada por Paula Canalís quien me aportó las pautas y bases para la realización del trabajo, me animó a comenzar con esta aventura y me ayudo siempre que la necesité.

Agradezco también el apoyo y el afecto que he recibido, no solo durante la realización del proyecto, sino también durante toda la carrera, de mis padres y mi hermana, y de toda mi familia en general.

Gracias también a los compañeros de carrera, quienes empecé la aventura de estudiar esta carrera y que, más que compañeros, se han convertido en amigos. Y agradecer a mi resto de amigos su apoyo en los momentos buenos y en los no tan buenos. Tener cerca gente así hace todo más fácil.



Diseño, cálculo y optimización de un sistema Para la limpieza de paneles fotovoltaicos

Resumen

El proyecto plantea como principal objetivo el diseño, cálculo y optimización de un sistema para la limpieza de paneles fotovoltaicos, con ciertos análisis del mecanismo con el fin de caracterizar su correcto funcionamiento.

La metodología aplicada considera el uso de herramientas CAD-CAE-CAM, en este caso, del software "SolidWorks 2014" en sus módulo "SolidMotion" (para el análisis cinemático del conjunto), del software "MEFI" y del software "AutoCAD".

El trabajo estará estructurado en las siguientes partes:

- Introducción, estudio de rentabilidad y descripción de las principales formas de limpieza en paneles fotovoltaicos hasta el momento.
 - Creación, descripción modelado y ensamblaje de la maquina en 3D de los componentes de la máquina mediante los softwares SolidWorks y AutoCAD.
 - Análisis y estudio del desplazamiento máximo de la viga estructural del sistema mecánico de limpieza por cepillos mediante el software MEFI y SolidWorks.
 - Análisis y estudio de la resistencia del piñón del sistema de desplazamiento y selección del material mediante el software SolidWorks.
 - Análisis y estudio y modelado de los componentes del sistema hidráulico de agua osmotizada.
-



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Contexto y motivación del proyecto.....	1
1.2 Limpieza de placas solares fotovoltaicas: Rentabilidad.....	2
1.3 Sistemas de limpieza de placas solares fotovoltaicas hasta ahora.....	3
1.4 Planteamiento y finalidad del proyecto.....	4
2 MODELADO DEL SISTEMA MECÁNICO	5
2.1 Motor.....	5
2.2 Reductora.....	6
2.3 Sistema mecánico de cepillos.....	8
2.4 Sistema hidráulico de agua osmotizada.....	9
2.5 Sistema mecánico de desplazamiento.....	11
3 ANÁLISIS Y ESTUDIO DE PROBLEMAS PLANTEADOS EN EL SISTEMA	13
4 ANÁLISIS Y ESTUDIO RESISTENTE DE LA VIGA SOPORTE	13
4.1 Cálculo desplazamiento máximo de manera analítica.....	14
4.2 Cálculo desplazamiento máximo de manera computacional.....	17
4.3 Cálculo y diseño de la solución al problema.....	21
5 ANÁLISIS Y ESTUDIO RESISTENTE DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO.....	26
5.1 Cálculo a flexión de la resistencia del piñón.....	26
5.2 Hipótesis de cálculo a desgaste de la resistencia del piñón.....	30
5.3 Comprobación computacional del material elegido.....	32
6 ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	35
6.1 Principios para el diseño. Tramos de tubería a considerar.....	38
6.2 Determinación del diámetro óptimo de la conducción.....	38
6.3 Cálculo de pérdidas de carga.....	41
6.4 Principios básicos para el cálculo de bombas.....	44
6.5 Selección de bomba en catálogo.....	47
7 CONCLUSIONES	49
7.1 Conclusiones del proyecto.....	49
7.2 Aporte del proyecto al autor.....	49



1. INTRODUCCIÓN

1.1. Contexto y motivación del proyecto

El proyecto nace con la motivación de estudiar, analizar y solucionar problemas de un sistema de limpieza de placas solares ideado desde el desconocimiento técnico.

La idea de la creación de este sistema data de 2010, cuando al visitar un huerto solar lleno de placas solares fotovoltaicas nos interesamos por saber en cómo se limpiaban las placas, cada cuánto y si era rentable.

De ahí surge la necesidad de idear una máquina automática que permite limpiar las placas solares fotovoltaicas con facilidad consiguiendo así tener las placas en un estado óptimo para aprovechar al máximo la radiación solar que reciben.

Como ninguno de los que tuvimos la idea éramos personas capacitadas para estudiar el sistema, analizarlo, modelarlo ni optimizarlo, se utilizó el ingenio y la consulta de medios para ir plasmando paso a paso nuestra idea, con los problemas que conlleva eso. Este proyecto lo utilizo para, ahora que estoy capacitado, dar forma a la idea, estudiar y analizar todo lo creado, y solucionar los numerosos problemas que surgen del diseño de una máquina desde el desconocimiento técnico.

Inicialmente expondré en este documento las partes de las que consta la máquina, así como el funcionamiento de cada una de ellas de manera detallada. También se hablara de la rentabilidad de la limpieza de las placas solares fotovoltaicas y de las formas de limpieza que había anteriormente de limpiar estas placas.

Posteriormente me dispondré a analizar ciertos problemas que tiene el sistema, para luego determinar cual es la mejor solución para hacer frente a cada uno de los problemas.

Todo lo expuesto anteriormente, estará acompañado con imágenes y planos diseñados en SolidWorks y AutoCAD, así como tablas diseñadas en Excel y estudios realizados con SolidWorks y MEFI.

Además de esta memoria, se dispondrá de un anexo, el cual explicara toda la máquina en detalle a base de planos.



1.2. Limpieza de placas solares fotovoltaicas: Rentabilidad

Se han realizado diferentes estudios destinados a analizar y cuantificar el impacto de la suciedad sobre el rendimiento de las placas solares fotovoltaicas. Responder a preguntas como si la lluvia es suficiente para limpiar las placas solares fotovoltaicas, o con qué frecuencia es necesario limpiarlas, han sido motivo principal de dichos estudios dado que esta información es importante para poder predecir el rendimiento real de las placas solares.

La óptima rentabilidad de una instalación de placas solares fotovoltaicas se ve afectada por la suciedad que se deposita sobre los paneles. Todos los estudios coinciden en la necesidad de realizar una limpieza periódica de las placas solares para mejorar su rendimiento, pero no existe una opinión consensuada en relación a la frecuencia de limpieza de huertos solares.

En concreto, estudios realizados por el Instituto Técnico Español de Limpiezas (ITEL) cuantifican la merma de rentabilidad entre un 7 y un 11,5 %, llegando en algunos casos al 16,7 %. Esta variable dependerá en gran medida de la ubicación del huerto solar, siendo más proclives a requerir una limpieza aquellos que se encuentran en zonas montañosas, con muchos árboles, cercanas a polígonos industriales o en lugares próximos a zonas de cultivo agrícola.

Considerando que, en base a la legislación vigente, este tipo de huertos tienen asegurado un funcionamiento de por lo menos 25 años, estas pérdidas pueden traducirse a lo largo de este periodo en grandes cantidades de dinero que el propietario de las placas solares fotovoltaicas dejara de percibir en consecuencia a este problema. Esto se traduce en una disminución de ingresos por venta de electricidad a la red.

Por tanto, la limpieza de los paneles es una necesidad real que no se puede pasar por alto ni en edificios de oficinas ni residenciales, ni tampoco en naves industriales.

En función del tamaño de la instalación (huerto solar, pequeña instalación de paneles térmicos...), ubicación (en el campo, en una cubierta, en vertical, con o sin tomas de agua o electricidad...) y grado de suciedad acumulado varía la frecuencia necesaria de limpieza de las placas solares fotovoltaicas para su óptima rentabilidad.



1.3. Sistemas de limpieza de placas fotovoltaicas hasta ahora

Las células fotovoltaicas deben estar limpias para poder ofrecer un 100% de productividad. Si presentan incrustaciones, polvo, excrementos de pájaros, polen, etc. disminuyen entre un 7% y un 17% su productividad, lo cual multiplicado por el número de paneles solares, por el número de días que están sucias y por el número de kilovatios (KW) que dejan de producir, da como resultado una importante pérdida de producción que se ve reflejado directamente en la cuenta de resultados.

Inicialmente, las placas solares fotovoltaicas eran limpiadas por los propios dueños del huerto solar de forma totalmente manual. Simplemente utilizaban un trapo, liberando parcialmente la suciedad que impedía la total absorción de radiación solar.

Hasta años después, no se utilizó el agua además del trapo, consiguiendo una mejor limpieza de las placas, pero siendo todavía un problema para el dueño el tema de la limpieza: tanto por comodidad, como por seguridad, como por frecuencia y por precio. Además se descubrió varias peculiaridades con respecto al agua:

- Si el agua utilizada era calcárea, la cal dejaba marcas blancas haciendo disminuir el rendimiento de la placa solar fotovoltaica.
- Si el agua estaba demasiado fría y el panel estaba caliente, podía producirse un shock térmico y estropear el panel solar fotovoltaico de forma irreversible.
- Si el agua era aplicada con demasiada presión sobre la placa solar fotovoltaica, podían ser deterioradas las juntas entre paneles.
- Si el agua utilizada contenía disolvente o detergente, podía dañar la superficie del panel solar fotovoltaico.

Posteriormente se comenzó a utilizar un sistema de cepillos con agua purificada, siendo también semiautomático, pues necesita de un operario cualificado para ser utilizado. Por un lado, el pelaje del cepillo debía ser especial para no dañar la placa solar fotovoltaica al limpiarla. Por otro lado, el agua debía ser purificada para no provocar problemas en su aplicación. Esto se lograba con un equipo que consta de un filtro descalcificador, un filtro de carbón, una etapa de osmosis inversa y un filtro de resina.

Actualmente, están apareciendo sistemas de limpieza integrados en brazos articulados de vehículos, e incluso robots semiautomáticos, con el fin de reducir la falta de seguridad y aumentar la comodidad del dueño, aunque estos sistemas nunca son automáticos del todo.



1.4. Planteamiento y finalidad del proyecto

Es preciso recalcar que la máquina en su totalidad esta creada ya físicamente e instalada en huertos solares y empresas que han solicitado nuestros servicios y han confiado en nuestra solución aún sin ser una máquina con una fiabilidad alta, confiando en un temprano estudio y desarrollo como el que se expone en este proyecto. Por ello me parece conveniente nombrar a algunas de las empresas que han confiado en nosotros y en nuestra solución: Grupo Gestan de servicios ambientales (Instalación en Barcelona, España), Martifer (Instalación en Monterrey, Méjico), Al Emadi (Instalación en Doha, Catar) y Saudí Aramco (Instalación en Dhahran, Arabia Saudí). Próximas colaboraciones con Abengoa (Posible instalación en Chile, requiere modificación del sistema).

También destacar el trabajo de información y de exposición de la idea en distintas ferias donde hemos estado presentes a lo largo de estos años. Nuestra idea se ha expuesto en Intersolar Europe (en Múnich, Alemania), en Solar Expo (en Verona, Italia), en Solar Energy UK (en Birmingham, Reino Unido), y en Ökoindustria (en Budapest, Hungría).

También destacar la obtención de la patente por nuestra parte con número P201430638, y del certificado de calidad y conformidad de CENER (Centro Nacional de Energías Renovables).

Por último, hacer especial hincapié en que este proyecto surge del desconocimiento técnico de una idea, y que la finalidad de éste es darle soporte técnico, y estudiar fallos que se han dado alguna vez en instalaciones reales que se encuentran en funcionamiento.

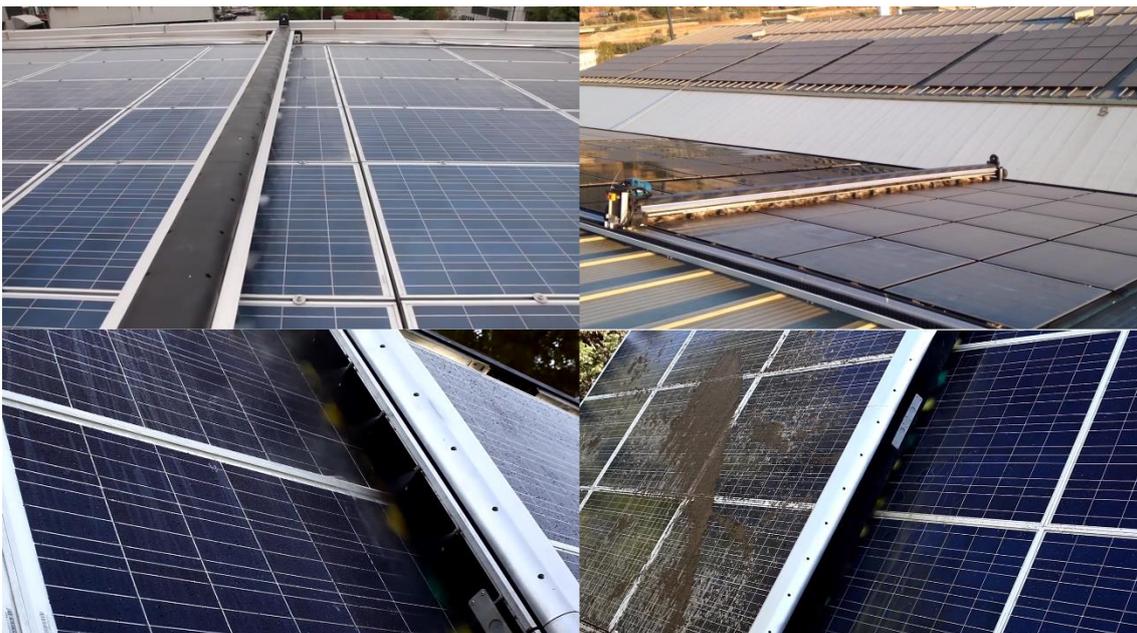


Imagen 1. Vista real de la máquina real en funcionamiento



2. MODELADO DEL SISTEMA MECÁNICO

2.1. Motor

Para la selección de motor, confiamos en la empresa VERNIS MOTORS, S.L. (VM) con sede en Sabadell (Barcelona). Es una de las principales empresas españolas dedicadas a la fabricación de máquinas eléctricas rotativas ya que, no sólo desarrollan motores y generadores eléctricos, si no que intentan proporcionar la solución óptima a las necesidades de cada cliente

Vernis Motors es una empresa que, debido a su tamaño y capacidad de producción, unido a un área técnica en continua investigación, puede aunar la fabricación de grandes series de producto sin olvidar las últimas novedades en el mundo de las máquinas eléctricas. Además, cabe destacar que Vernis Motors unifica en una sola empresa el desarrollo, diseño, bobinado, mecanizado y montaje de todos los componentes y motores que produce.

Por esta todo lo expuesto, elegimos esta empresa como empresa proveedora de motores VERNIS MOTORS, S.L.

El motor elegido es de corriente continua de imanes permanentes. La carcasa del motor es de hierro con tratamiento anticorrosión.

El motor está equilibrado dinámicamente. Con tensión de alimentación de los 24 V, con una potencia útil hasta 750 W y una velocidad hasta 1700 rpm. El grado de protección es IP 55 y el aislamiento térmico 140°.

Tensión de alimentación:	24 V
Potencia útil:	750 W
Velocidad:	1700 r.p.m.
Diámetros:	52, 64, 80, 110
Excitación:	De imanes permanentes
Polos:	4
Aislamiento:	Clase 155
Grado de protección:	IP55
Forma constructiva:	acoples normalizados C3 y B5
Servicio:	S1 - S2 - S3
Eje:	AISI 420
Imanes:	Rigurosamente controlados, incorporados en el estator
Rodamientos:	Modelo 6202
Refrigeración:	Carcasa de aluminio con aletas y ventilador
Escobillas:	Fácilmente sustituibles

Tabla 1. Características Motor DC309023

2.2. Reductora

La reductora consta de 20 piezas que se dividen en: 12 engranajes, 6 carcasas que recubren estos engranajes y 2 piezas que se utilizan para unir la reductora con el cuerpo de la máquina.

La función de la reductora es, a partir de la potencia y la velocidad que posee el motor, y a través de una cadena de engranajes con unas relaciones de transmisión determinadas, reducir la velocidad y aumentar la potencia en función de las necesidades de la máquina.

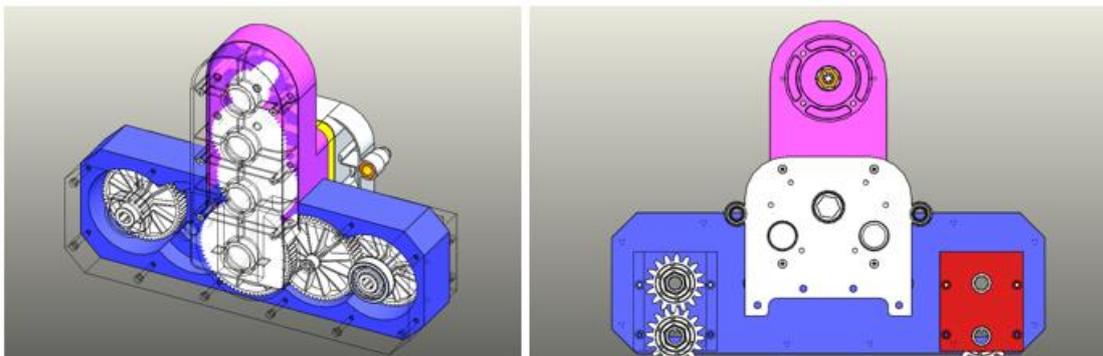


Imagen 2. Interior y exterior de la reductora



El motor proporciona a la reductora una potencia de 750 W, una velocidad de giro de 1700 rpm y un par de 4213.235 N*mm.

Datos/Eje	Eje Motor	Eje 2	Eje Sistema Cepillos	Eje 4	Eje 5	Eje S. Desplazamiento
Velocidad de giro (rpm)	1700	850	386,36	144,17	69,75	40,89
Par (N*mm)	4213,23	8426,47	18538,234	49682,46	102677,1	175155,05
					Velocidad Lineal (m/min)	18,221

Tabla 2. Velocidades y pares en los ejes de la reductora

Por un lado, para el eje del sistema de limpieza, se consigue una velocidad de giro de 386.36 rpm y un par de 18538.234 N*mm.

Por otro lado, para el engranaje del sistema de desplazamiento de la máquina, se consigue una velocidad de giro de 40.891 rpm y un par de 175155.05 N*mm.

En cuanto a los materiales de los componentes de la reductora:

- Los 2 adaptadores de la reductora al sistema de limpieza de cepillos, son de plástico PA tipo 6.
- Las 6 carcasas restantes que recubren los engranajes son de Duraluminio.
- La totalidad de los engranajes que conforman la reductora son de acero inoxidable AISI 431

Los plásticos que adaptan la reductora son proporcionados por la empresa Electroplásticos Peber, especializada en plásticos para máquinas y automoción cuya sede se encuentra en Cuarte de Huerva (Zaragoza).

El duraluminio de 6 de las carcasas que componen la reductora es proporcionado por la empresa Itesal Sistemas, empresa especializada en aluminios, perfiles extruidos, lacados, anodizado, corte y mecanizado del mismo y que se encuentra en Pina de Ebro (Zaragoza).

El acero inoxidable que conforman los engranajes es proporcionado por BARINOX, especializada en aceros y aceros inoxidables con sede en Derio (Vizcaya).

2.3. Sistema mecánico de cepillos

El sistema mecánico de limpieza con cepillos consta de 14 tipos distintos de piezas que son: la tapa superior del larguero, el cuerpo de larguero, la brida de ajuste del piñón, la rueda cónica, el cepillo, el casquillo partido, la tapa lateral del larguero, el casquillo de fricción, el casquillo de unión, el eje de transmisión, el piñón cónico, el casquillo de cierre y el eje de unión entre largueros.

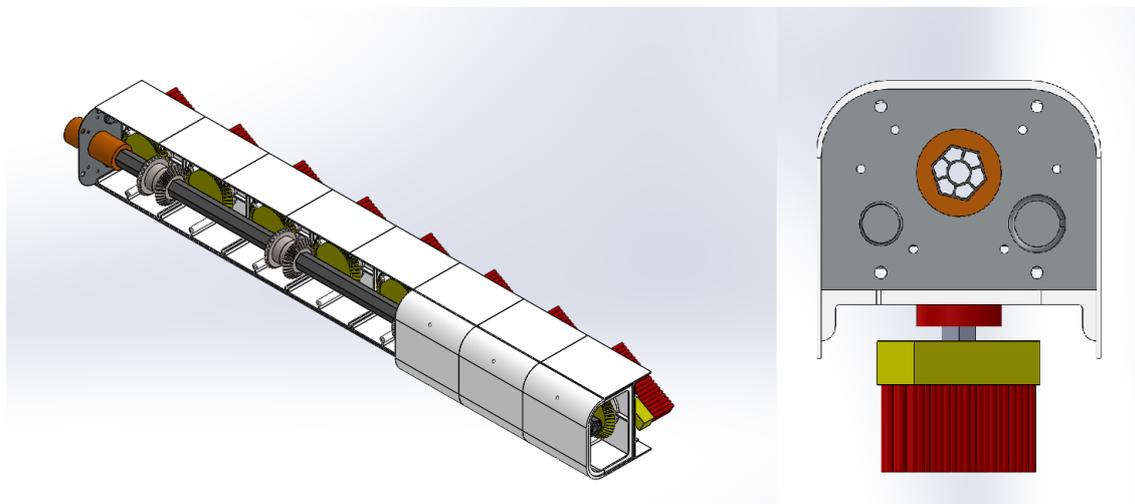


Imagen 3. Interior y exterior del sistema de limpieza con cepillos

En número de piezas de cada determinado tipo lo marca el tamaño de la máquina a construir, que será proporcional al tamaño de la placa solar fotovoltaica a limpiar. La construcción de los módulos del sistema mecánico son de 1.5 metros y sus múltiplos. La máquina sometida a estudio en este proyecto es de una longitud de 7 metros. La función del sistema mecánico de cepillos es la limpieza de la placa solar fotovoltaica a través del movimiento circular de los cepillos, a partir de las propiedades que posee el movimiento del eje de transmisión.

Datos/Eje	Eje Sistema Cep	Eje cepillo
Velocidad de giro (rpm)	386,36	257,573
Par (N*mm)	18538,234	695,184
	i	1,5

Tabla 3. Velocidades y pares del sistema de limpieza con cepillos



Como podemos observar, los cepillos giran a una velocidad de 257.57 rpm, suficiente para poder limpiar toda suciedad que impide el óptimo funcionamiento de la máquina, desde polvo, a tierra e incluso excrementos de animales.

El par obtenido para cada cepillo es 695.184 N*mm. Esto sucede porque, aunque se aumente el par de forma global debido a la relación de transmisión, ese par se ha de repartir para los 40 cepillos que se encargan de limpiar la placa de 7.5 metros.

En cuanto a los materiales de los componentes del sistema mecánico de limpieza con cepillos:

- Todos los engranajes del sistema mecánico de limpieza, tanto las ruedas cónicas como los piñones cónicos, son de plástico POM Acetal Copolymer.
- Tanto la viga que hace de cuerpo del sistema mecánico de limpieza, como la tapa superior del larguero, son de PVC 0.007 Plastificado.
- Tanto la brida de ajuste del piñón, como el casquillo partido, como el casquillo de fricción, como el casquillo de cierre, son de plástico ABS.
- Tanto la tapa lateral del larguero, como el casquillo de unión, como el eje de unión entre largueros, son de plástico PA66+GF30%.
- El eje de transmisión está hecho de Duraluminio.

Los plásticos que componen todo el sistema mecánico de limpieza de cepillos son proporcionados por la empresa Electroplásticos Peber, especializada en plásticos para máquinas y automoción cuya sede se encuentra en Cuarte de Huerva (Zaragoza).

El duraluminio del eje de transmisión del sistema mecánico de limpieza es proporcionado por la empresa ltesal Sistemas, empresa especializada en aluminios, perfiles extruidos, lacados, anodizado, corte y mecanizado del mismo y que se encuentra en Pina de Ebro (Zaragoza).

2.4. Sistema hidráulico de agua osmotizada

El sistema hidráulico de limpieza con agua osmotizada consta de un depósito de capacidad 500 litros, una bomba que se encarga de bombear el agua desde el depósito al sistema de limpieza propiamente dicho, unas tuberías que se encargan de transportar el agua a través del sistema hidráulico, y unos aspersores incorporados en el sistema que son los que se encargan de dispersar el agua para permitir la limpieza completa de la placa solar fotovoltaica, en conjunto con el sistema mecánico de limpieza por cepillos.



Por un lado consta de un depósito, de capacidad variable (En función de los metros de anchura de la placa a limpiar) y de llenado continuo. El depósito tendrá una entrada y una salida. La entrada será controlada por una válvula de boya, la cual permite un llenado continuo con el fin de que en el depósito siempre se encuentre la misma cantidad de agua disponible. A pocos metros de la salida (En función del lugar del depósito) se encuentra una bomba.

La bomba en cuestión es una bomba centrífuga, las cuales están especialmente indicadas para el manejo de productos de baja viscosidad, no siendo aptas para líquidos fuertemente aireados. Este tipo de bomba es el que se debe utilizar siempre que la aplicación concreta lo permita, ya que es la más barata en cuanto a compra, operación y mantenimiento, y también la más adaptable a diferentes condiciones de operación. Recibe el agua osmotizada procedente del tanque, y la dota de la presión y la velocidad necesaria para que pueda ser transportada y utilizada en la máquina de limpieza.

Las tuberías de la instalación, que son cuatro y de distintos tamaños, sirven para transportar el agua osmotizada del depósito a la bomba, y de la bomba a la propia máquina en sí.

Los aspersores son unos dispositivos cuya función es pulverizar el agua osmotizada a la vez que funciona el sistema mecánico de limpieza por cepillos para así, limpiar por completo las placas solares fotovoltaicas y así aprovechar al máximo la energía solar. La pulverización se realiza a partir de chorro plano, la cual se obtiene gracias a un orificio elíptico o una superficie de deflexión de chorro. Este tipo de pulverización permite una buena uniformidad de la distribución sobre toda la sección del chorro. Sus costos de reemplazo son reducidos, y su ángulo de pulverización es de 65 grados.

En cuanto a los materiales de los componentes del sistema hidráulico de agua osmotizada:

- El depósito que almacena el agua osmotizada está fabricado de PRFV (Poliéster Reforzado con Fibra de Vidrio).
- La bomba, la cual bombea el agua a los aspersores, está compuesta, entre muchos materiales, de acero inoxidable, fundición de hierro y aluminio.
- Las tuberías que se encargan de transportar el agua a lo largo del sistema son de plástico PVC.
- Los aspersores que se encargan de pulverizar el agua osmotizada son de latón, acero AISI 303 y AISI 316.

El depósito necesario para la instalación es proporcionado por Depósitos España S.L. empresa dedicada a la fabricación, distribución y comercialización de productos prefabricados en PRFV.



La bomba centrífuga necesaria para bombear el agua osmotizada es proporcionada por Lowara Xylem, empresa dedicada a la construcción y comercialización de grupos de presión, bombas de superficie y bombas para pozos entre otros.

Las tuberías que transportan el agua osmotizada son proporcionadas por Plasex S.A., una empresa con dilatada experiencia en la fabricación de materiales de alta calidad, garantizados por las certificaciones más prestigiosas del mercado, especializada en tubos de PVC y tuberías de polietileno.

Los aspersores que se dedican a pulverizar el agua osmotizada son proporcionados por Euspray S.L., con sede en Barcelona, España, y su “partner” en la producción con sede en Italia, especializado en la fabricación estándar de boquillas de pulverización, sistemas de filtración y tubos, así como la fabricación específica según las necesidades.

2.5. Sistema mecánico de desplazamiento

El sistema mecánico de desplazamiento consta únicamente de 4 piezas: 2 engranajes que hacen de piñón y 2 guías dentadas acopladas a las placas solares fotovoltaicas que hacen las de cremallera, formado así el sistema piñón cremallera en el que se basa el sistema mecánico de desplazamiento.

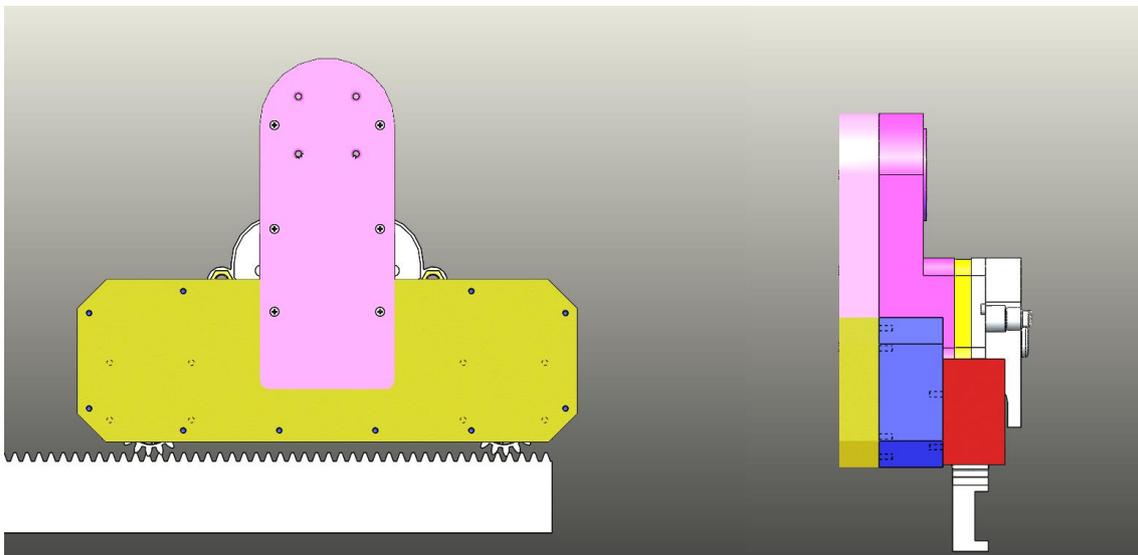


Imagen 4. Exterior y focalización del sistema mecánico de desplazamiento



La función del sistema mecánico de desplazamiento es, a partir de la potencia y la velocidad que posee el motor, y a través de la reductora, la cual posee una cadena de engranajes con unas relaciones de transmisión determinadas que reducen la velocidad y aumentan la potencia, transformar esa velocidad angular reducida en velocidad lineal que logre desplazar la máquina a lo largo de la placa solar fotovoltaica.

Datos/Eje	Eje S. Desplazamiento
Velocidad de giro (rpm)	40,89
Par (N*mm)	175155,05
Velocidad Lineal (m/min)	18,221

Tabla 4. Velocidades y pares del sistema de limpieza con cepillos

Como podemos observar, el piñón gira a 40.89 rpm. Por lo tanto, la máquina se desplaza a 18.221 m/min, suficiente para poder limpiar toda suciedad que impide el óptimo funcionamiento de la máquina, desde polvo, a tierra e incluso excrementos de animales, en un tiempo razonable.

En cuanto a los materiales de los componentes del sistema mecánico de desplazamiento piñón cremallera:

- Los piñones del sistema mecánico de desplazamiento son de acero inoxidable AISI 431
- La guía dentada que hace de cremallera y permite que se desplace el sistema mecánico es de PA66+GF30%.

Los plásticos que componen la guía dentada del sistema mecánico de desplazamiento son proporcionados por la empresa Electoplásticos Peber, especializada en plásticos para máquinas y automoción cuya sede se encuentra en Cuarte de Huerva (Zaragoza).

El acero inoxidable que conforman los engranajes es proporcionado por BARINOX, especializada en aceros y aceros inoxidables con sede en Derio (Vizcaya).



3. Especificaciones de los problemas planteados

Todos los análisis y estudios de problemas planteados en el sistema mecánico en general, son referidos a:

- Máquina de limpieza para un conjunto de placas solares fotovoltaicas de 7.5 metros de ancho.
- Las placas solares fotovoltaicas se encuentran en el techo de una nave industrial de 10 metros de altura.

4. Análisis y estudio resistente de la viga soporte

En este apartado del proyecto nuestro objetivo es estudiar el máximo desplazamiento en la viga soporte del sistema mecánico de limpieza de cepillos debido a las cargas que soporta, ya que nos especifican que el desplazamiento máximo puede ser de 2 cm. Para ello utilizaremos cálculos analíticos y recibiremos una ayuda esencial de los programas MEFI y SolidWorks.

Gracias al modelado previamente realizado en SolidWorks podemos averiguar el peso conjunto del motor, con la reductora completa y la reductora incompleta, y el sistema mecánico de limpieza de cepillos que, además, contiene dos tubos de PVC con 80 aspersores que forman parte del sistema hidráulico de limpieza con agua osmotizada.

En el apoyo izquierdo encontraremos el peso de la reductora completa (211.73 N) más el peso del motor (50.038 N). En el apoyo derecho encontraremos el peso de la reductora incompleta (196 N). De manera distribuida está el peso propio de la viga soporte, engranajes y ejes, tapas, cepillos y los tubos del sistema hidráulico,

Simplificaremos el sistema para poder estudiarlo de la manera más aproximada a la realidad. Consideraremos una viga apoyada con una carga puntual en cada apoyo (en un lado motor más reductora completa, en el otro lado reductora incompleta), y una carga uniformemente distribuida que es el resto del peso de la máquina.

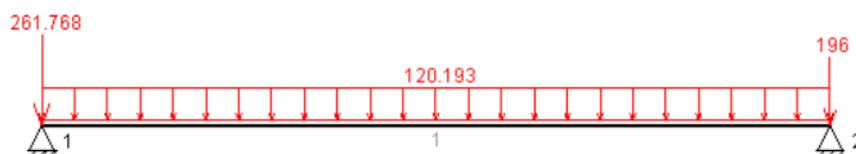


Imagen 5. Hipótesis de carga del problema de elementos rígidos que plantea el S. Mecánico

4.1. Cálculo desplazamiento máximo de manera analítica

Una vez plasmado el modelo a estudiar, nos disponemos a buscar en un prontuario la formula necesaria para calcular el desplazamiento máximo o flecha de nuestro modelo.

VIGAS DE EJE RECTO ISOSTÁTICAS

TABLAS DE M_0 - R - f

TIPO DE VIGA Y CARGA ACTUANTE	REACCIONES DE VÍNCULO	M_0 max en x_0	FLECHA MÁX. en x_1
	$R_A = R_B = q \frac{L}{2}$	$\frac{qL^2}{8}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{5}{384} q \frac{L^4}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = \frac{P}{2}$	$\frac{PL}{4}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{1}{48} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = P$	$P \cdot a$ $x_0 = \text{de } a \text{ hasta } L-2a$	$f_{max} = \frac{Pa(3L^2 - 4a^2)}{24 EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = \frac{1}{6} qL$ $R_B = \frac{1}{3} qL$	$q \frac{qL^2}{2}$ $x_0 = 0,577 L$	$f_{max} = \frac{0,00652 qL^4}{EI}$ $x_1 = 0,519 L$
	$R_A = \frac{Pb}{L}$ $R_B = \frac{Pa}{L}$	$\frac{Pab}{L}$ $x_0 = a$	
	$R_A = P$	$P \cdot L$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{3} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = qL$	$\frac{qL^2}{2}$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{8} \frac{qL^4}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = \frac{qL}{2}$	$\frac{qL^2}{6}$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{30} \frac{qL^4}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = R_B = \frac{qL}{4}$	$\frac{qL^2}{12}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{1}{60} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = q \frac{(L-a)}{2}$	$\frac{qL^2}{24} (3 - 4\alpha^2)$ $x_0 = \frac{L}{2}$ $\alpha = \frac{a}{L}$	

VALORES ADMISIBLES DE FLECHAS

MADERAS

Vigas para entresijos de viviendas, oficinas: $f \leq \frac{L}{300}$

Vigas para techos (correas, cabios): $f \leq \frac{L}{200}$

Tabla 5. Fórmulas asociadas a nuestro modelo



La fórmula escogida es la siguiente;

$$y = \frac{5 \times q \times l^4}{384 \times E \times I}$$

Siendo:

y = desplazamiento máximo o flecha máxima en m

q = carga uniformemente distribuida en N/m

l = longitud de la viga soporte en m

E = módulo de elasticidad del material en Pa

I = Inercia de la viga soporte en kg x m²

La carga uniformemente distribuida (q) sabemos que es 120.193 N/m. También sabemos que la longitud entre los dos puntos de apoyo (l) es de 7.61874 m.

El material del que está hecho la viga soporte es plástico PVC 0.007 Plastificado, que posee un módulo de elasticidad (E) de 6000000 Pa.

Por la geometría de la viga, podemos calcular la inercia a partir del teorema de Steiner:

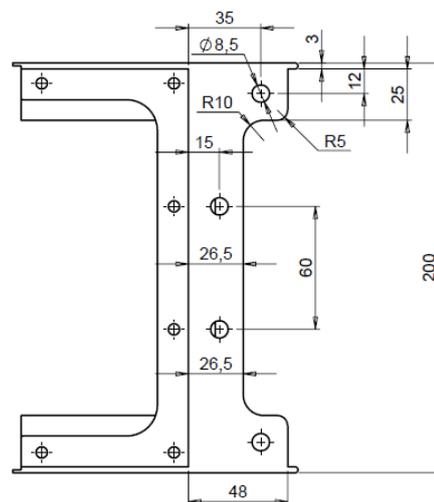


Imagen 6. Perfil de viga soporte



Para poder aplicar el teorema de Steiner, es necesario conocer el centro de masas de la viga soporte. El centro de masas es el punto donde se concentra la masa de un sólido o sistema material de puntos. Para calcular el centro de masas solo es necesario multiplicar la masa de cada punto o elemento, por su distancia al eje dividiéndolo después por el área total para obtener así unidades de longitud:

$$X = \frac{\sum_n m_n \times x_n}{A_T}$$

$$Y = \frac{\sum_n m_n \times y_n}{A_T}$$

Siendo:

X, Y = coordenadas del centro de masas de la viga soporte en m

m_n = masa de geometría regular en la que se ha dividido la viga en kg

x_n, y_n = distancias de cada masa el eje principal en m

A_T = Área total de la viga soporte en m^2

Por lo tanto, el centro de gravedad se encuentra en (-0.04, -25.21). Una vez calculado esto, podemos hallar la inercia del perfil gracias al teorema de Steiner:

$$I_T = \sum (\bar{I} + A_i \times d_i^2)$$

Siendo:

I_T = Inercia total del perfil de la viga en $kg \times m^2$

I = Inercia de cada subconjunto en $kg \times m^2$

A_i = área de cada subconjunto en m^2

d_i = distancia del centro de gravedad de cada subconjunto el centro de gravedad del conjunto en m

Calculando todo esto la inercia total del perfil $I_T = 0.00312 \text{ kg} \times m^2$

Con este dato calculado, y en conjunto con los otros anteriores, aplicamos la fórmula del prontuario de desplazamiento máximo en viga biapoyada con carga uniformemente distribuida y obtenemos que $y_{\max} = 0.278 \text{ m}$.

4.2. Cálculo desplazamiento máximo de manera computacional

Esto también se puede obtener de una manera más rápida, sin necesidad de fórmula y soportado por ciertos programas informáticos:

- Utilizamos el programa SolidWorks para que, una vez modelado el perfil, en su opción herramientas/propiedades físicas, nos devuelva el área (A) y el momento de inercia (I_T).

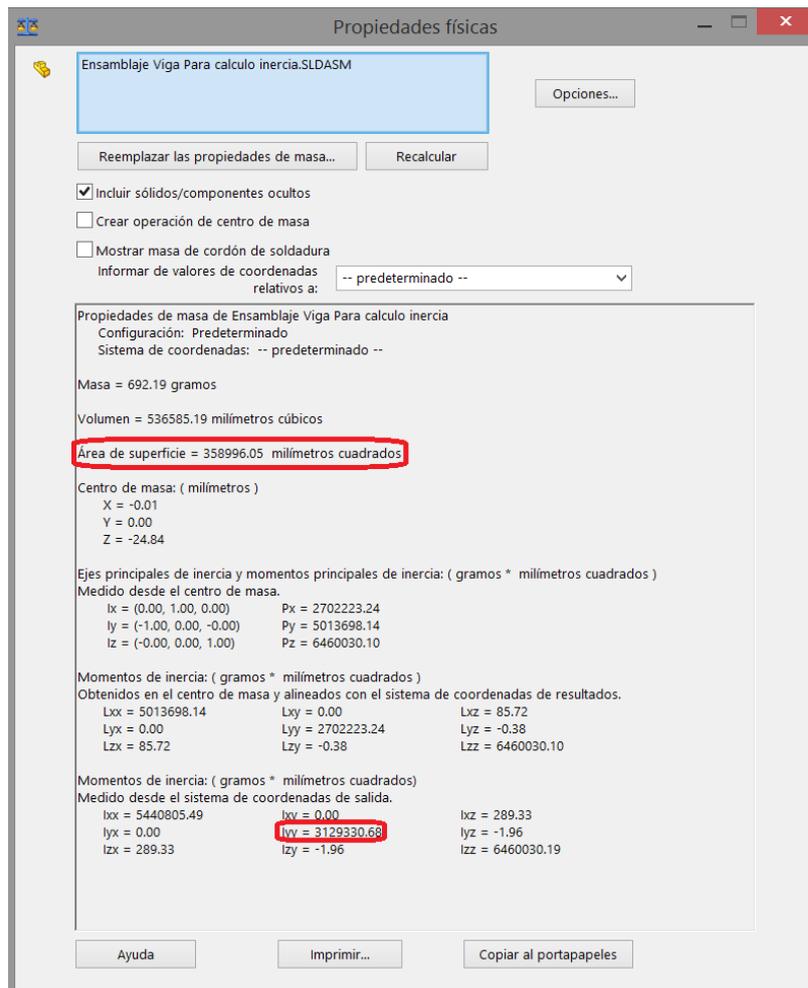


Imagen 7. Ventana propiedades físicas en SolidWorks

Como podemos observar, el SolidWorks nos devuelve que la sección del perfil es $A_T = 358996.05 \text{ mm}^2$ y que el momento de inercia total es $I_T = 3129330.68 \text{ g x mm}^2$



- Utilizamos MEFI para plantear el caso expuesto y que el programa nos devuelva automáticamente el desplazamiento máximo de la viga.

Problema de elementos rígidos (estado 1)

Deformada x 2

MEFI

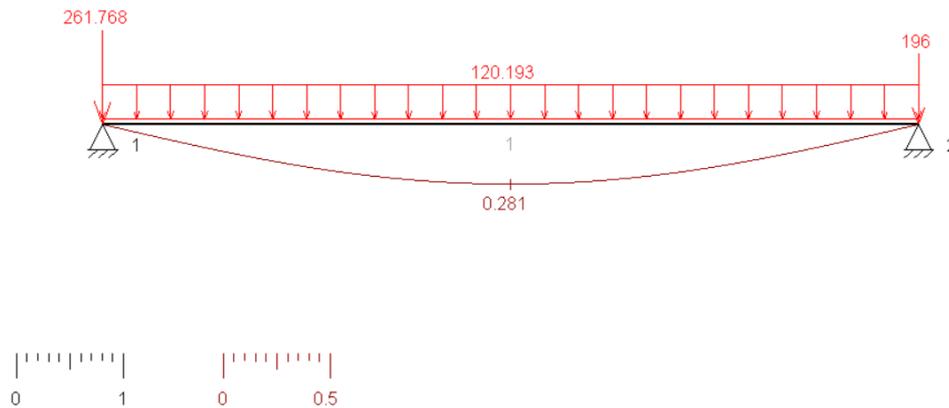


Imagen 8. Resultados obtenidos por MEFI

El desplazamiento máximo obtenido por MEFI es $y_{\max} = 0.281$

Por lo tanto, a través de métodos analíticos y de métodos informáticos, los resultados son los siguientes:

	Analítico	MEFI
Deflexión Máxima (m)	0,278	0,281

Tabla 6. Resultados comparativa

Como podemos observar, la deflexión máxima es aproximadamente de $y_{\max} = 0.28$ m, muy superior a 2 cm que era la deflexión máxima exigida, por lo tanto habrá que buscar una solución que elimine este contratiempo.

Como hemos observado en el apartado anterior, el desplazamiento máximo se produce en la longitud media de la viga soporte y tiene un valor aproximado de 28 cm. Según especificaciones del estudio, esta deflexión debería de tener un valor máximo de 2 cm, por lo tanto hemos de encontrar una solución a este problema.

Una solución podría ser reducir peso del sistema completo, con el fin de que la carga a soportar fuera menor y por tanto, reducir este desplazamiento máximo.



Otra solución podría ser cambiar la geometría de la sección del perfil, modificando así área e inercia y disminuyendo la deflexión máxima en el centro de la viga soporte.

La solución finalmente elegida de entre todas las pensadas es colocar un apoyo central, con el que reducir la deflexión máxima por debajo de los valores admisibles. Vamos a proceder al estudio de esta solución.

Problema de elementos rígidos (estado 1)

MEFI

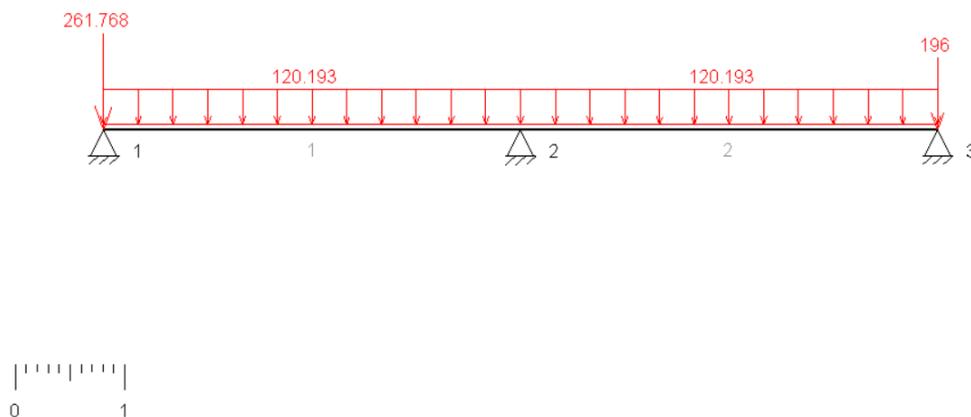


Imagen 9. Nueva hipótesis de carga del problema de elementos rígidos que plantea el S. Mecánico

Una vez plasmado el nuevo modelo a estudiar, nos disponemos a buscar en un prontuario la fórmula necesaria para calcular el desplazamiento máximo o flecha de nuestro modelo, que es la siguiente:

$$y = \frac{5 \times q \times l^4}{384 \times E \times I}$$

Siendo:

y = desplazamiento máximo o flecha máxima en m

q = carga uniformemente distribuida en N/m

l = longitud de la viga soporte en m

E = módulo de elasticidad del material en Pa

I = Inercia de la viga soporte en kg x m²



La carga uniformemente distribuida (q) sabemos que es 120.193 N/m. También sabemos que la longitud entre dos puntos de apoyo (l) es de 3.80937 m.

El material del que está hecho la viga soporte es plástico PVC 0.007 Plastificado, que posee un módulo de elasticidad (E) de 6000000 Pa. Calculada anteriormente, la inercia total del perfil $I_T = 0.00312 \text{ kg} \times \text{m}^2$.

Aplicamos la fórmula del prontuario de desplazamiento máximo en viga biapoyada con carga uniformemente distribuida y obtenemos que $y_{\max} = 0.0068 \text{ m}$.

Esto también se puede obtener de una manera más rápida, sin necesidad de fórmula y soportado por MEFI:

Problema de elementos rígidos (estado 1)

Deformada x 77

MEFI

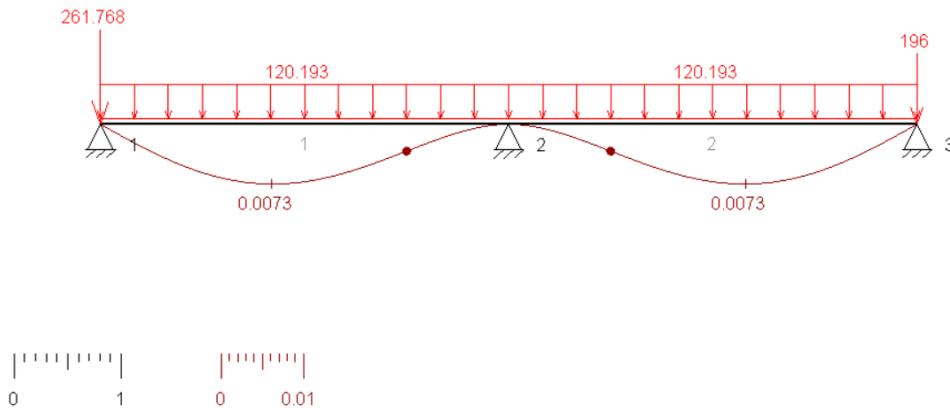


Imagen 10. Resultados obtenidos por MEFI

El desplazamiento máximo obtenido por MEFI es $y_{\max} = 0.0073 \text{ m}$.

Por lo tanto, a través de métodos analíticos y de métodos informáticos, los resultados son los siguientes:

	Analítico	MEFI
Deflexión Máxima (m)	0,0068	0,0073

Tabla 7. Resultados comparativa

Visto esto, damos el visto bueno a la solución propuesta.



4.3. Cálculo y diseño de la solución al problema

El apoyo diseñado está compuesto de un adaptador a la viga soporte, una rueda que no dañe la placa solar fotovoltaica y un perno desmontable.

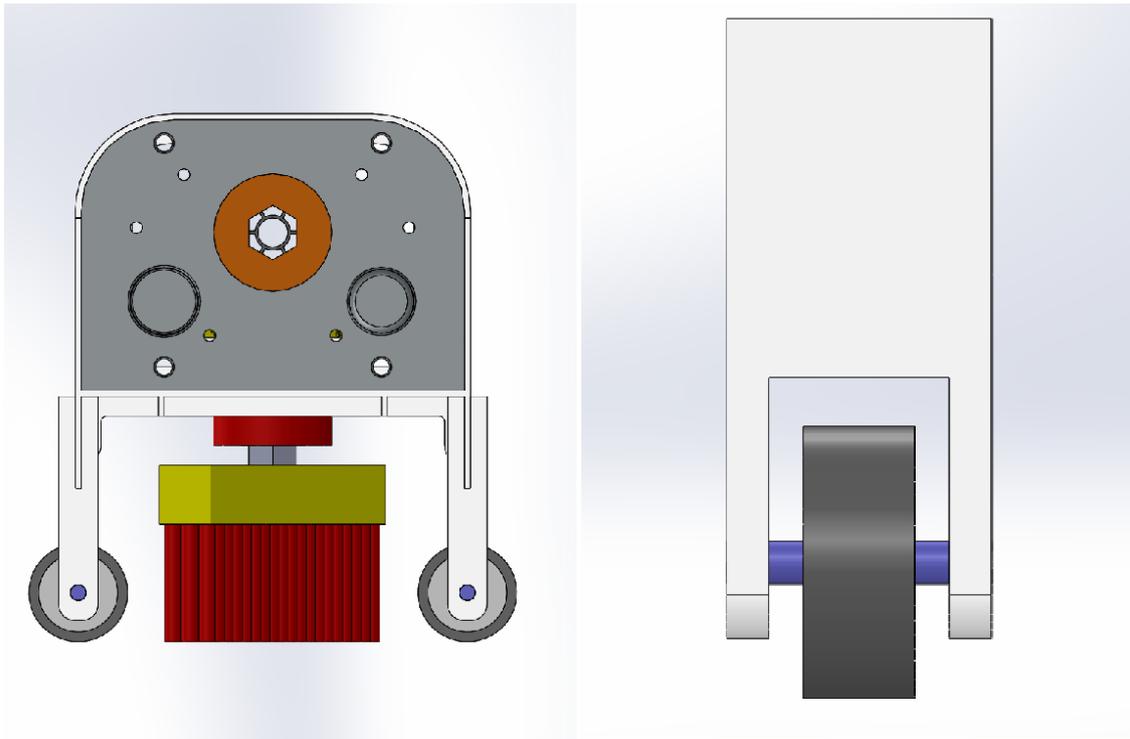


Imagen 11 .Solución montada y aislada en SolidWorks

La solución consta de dos sistemas colocados en el centro de la viga. Cada sistema tiene:

- Un adaptador a la viga soporte, hecho a medida de esta viga, y que es de plástico PVC 0.007 plastificado.

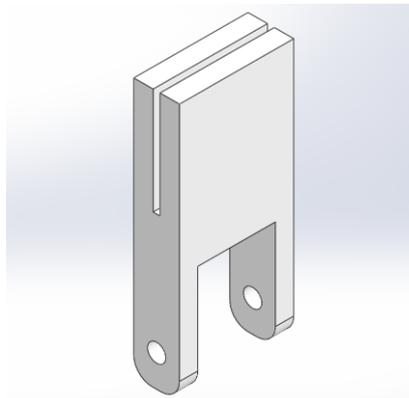


Imagen 12. Adaptador a la viga soporte



- Una rueda con núcleo de polipropileno gris, que no deja huella con cojinete de bolas de precisión. Comprada a la empresa Tente S.L.

PJP100x32-Ø8

EAN 4031582070255

Núcleo de rueda de polipropileno, bandaje de TENTEprene (goma termoplástica), gris, no deja huella, con placas anti-hilos, cojinete de bolas de precisión, con anti-hilos

Datos técnicos

Diámetro de la rueda	100 mm
Ancho de la rueda	32 mm
Diámetro del eje	8 mm
Longitud de cubo	36.5 mm
Temperatura	- 20 / + 60 °C
Normal	EN 12530
Peso de la rueda	0.194 kg
Dureza del bandaje	A 87 Shore
Capacidad de carga	100 kg
Capacidad de carga estática	200 kg



Imagen 13. Datos técnicos rueda

- Un perno desmontable que ha de aguantar una fuerza cuantificada sin romperse.

Para definir por completo la solución, vamos a proceder al cálculo de la resistencia que ha de tener el perno para poder aguantar la sollicitación de fuerzas, y en función de ello vamos a elegir el material del que hacerlo.

Las dimensiones del perno son las siguientes:

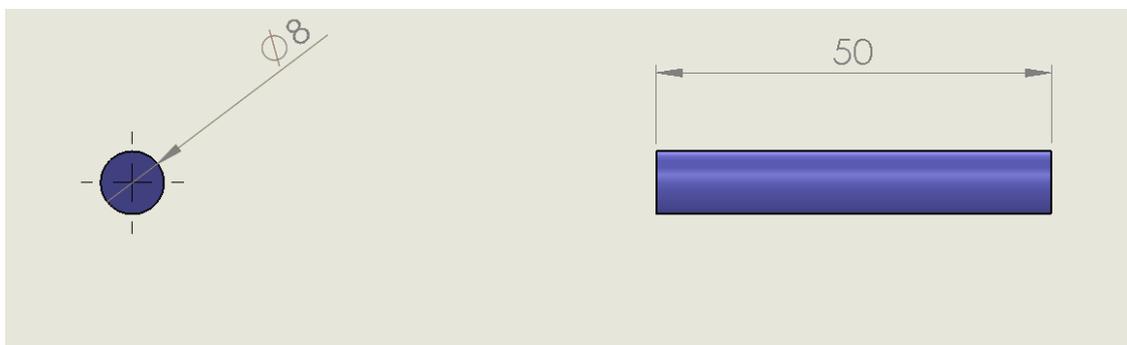


Imagen 14. Alzado y vista lateral del perno



Luego, con las dimensiones del perno somos capaces de hallar el área:

$$A = \pi \times r^2$$

Siendo:

A = sección del perno en mm²

r = radio del perno en mm

La sección del perno es A = 50.265 mm²

Las sollicitaciones en forma de fuerza del perno se calculan gracias a MEFI, y son las siguientes:

Problema de elementos rígidos (estado 1)
Esfuerzos axiales y cortantes

MEFI

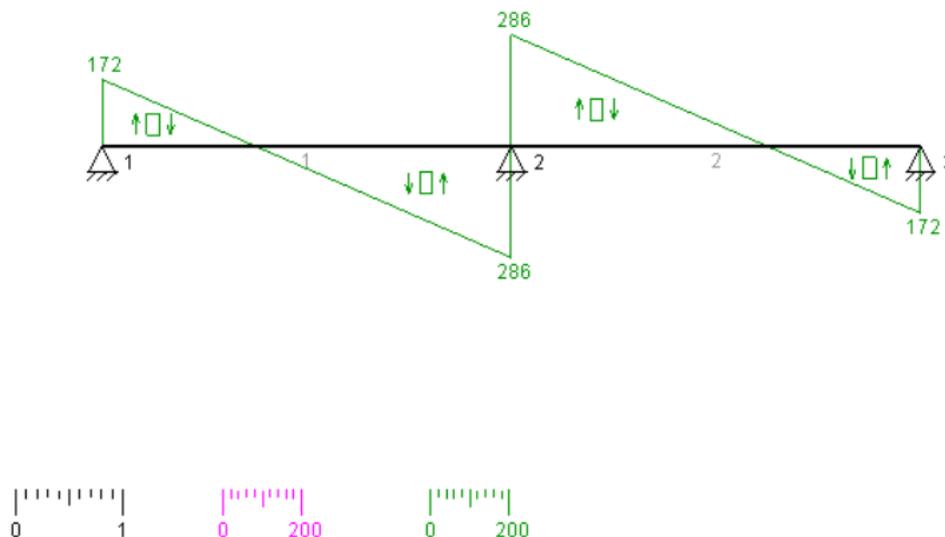


Imagen 15. Esfuerzos axiales y cortantes en MEFI

Como podemos observar, la máxima sollicitación del apoyo central es 572 N, luego como realmente hay dos ruedas, cada perno tendrá una sollicitación máxima de 286 N.



Para calcular la resistencia que debe tener el perno y así elegir el material hay dos hipótesis a elegir:

- Realizar el cálculo a flexión, que establece la siguiente condición:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I} \times y_{max}$$

Siendo:

σ_{max} = tensión máxima admisible en MPa

M_{max} = momento máximo solicitado en N x mm

I = inercia de la viga soporte en kg x mm²

Y_{max} = distancia máxima del centro de masas al extremo en mm

Luego se necesita un material cuya tensión máxima admisible cumpla lo siguiente:

$$C_s = \frac{\sigma_{mat}}{\sigma_{max}}$$

- Realizar el cálculo a cortadura. De hecho, podemos hacer una aproximación haciendo un cálculo a cortadura, ya que con los espesores del soporte y de la rueda, a flexión es imposible que rompa y por lo tanto podemos despreciar ese cálculo. La condición que establece el cálculo a cortadura es:

$$\tau = \frac{F/2}{A}$$

Siendo:

τ = Esfuerzo máximo a cortadura en MPa

F = máxima sollicitación del perno en N

A = sección del perno en mm²

Por consiguiente, el esfuerzo máximo solicitado a cortadura (τ) es 2.845 MPa. Luego se necesita un material cuya tensión máxima admisible σ_{max} cumpla lo siguiente:

$$\sigma_{max} \geq 2 \times \tau$$

Por lo tanto, se necesita un material con una tensión máxima admisible mínima de $\sigma = 5.69$ MPa.



El material elegido es el plástico PA tipo 6, con una tensión máxima admisible de $\sigma = 103.65$ MPa, por lo que se consigue un coeficiente de seguridad de:

$$C_s = \frac{\sigma}{2 \times \tau}$$

Siendo:

C_s = Coeficiente de seguridad

σ = límite elástico del material en MPa

τ = esfuerzo máximo a cortadura del perno en MPa

El coeficiente de seguridad es $C_s = 18.21$, por lo que cumple el requisito con creces.



5. Cálculos del análisis y estudio resistente del sistema de desplazamiento

Vamos a analizar el mecanismo piñón cremallera en el que se basa el sistema de desplazamiento. Este estudio sirve para poder escoger un material común en todos los engranajes de la reductora y del sistema de desplazamiento asegurando que ninguno se va a romper. Esto es seguro debido a que el piñón del sistema de desplazamiento es el engranaje que tiene unas condiciones más desfavorables y es más fácil que se rompa.

Definimos el piñón como un engranaje que tiene como características geométricas:

- Número de dientes $Z = 16$
- Módulo $M = 8$
- Anchura de diente $b = 40$
- Angulo de presión $\alpha = 20$ grados

Tenemos una serie de datos cinemáticos calculados anteriormente:

- Velocidad de rotación = 40.89 rpm
- Momento $M_t = 175155.05$ N x mm
- Velocidad lineal $v = 18.221$ m/min

5.1. Cálculo a flexión de la resistencia del piñón

Conocidos todos estos datos, se procede a realizar el cálculo a flexión con el fin de encontrar el material necesario para el piñón. Esta hipótesis de cálculo determina:

$$M = 0.86 \times \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \times Z \times y \times \sigma_{adm}}}$$

Siendo:

M = módulo en mm

M_{tc} = momento corregido en N x mm

δ = coeficiente de rigidez (Adimensional)

Z = número de dientes

Y = factor de forma del diente o cociente de Lewis

σ_{adm} = límite elástico del material en MPa



Sabemos que el modulo $M = 8$, que el número de dientes $Z = 16$ y que el límite elástico del material σ_{adm} es la incógnita.

El momento corregido M_{tc} viene dado por la siguiente expresión:

$$M_{tc} = M_t \times f_d \times f_s$$

Siendo:

M_{tc} = momento corregido en N x mm

f_d = factor de esfuerzos dinámicos, coeficiente que tiene en cuenta la calidad del engranaje. Para calcularlo, buscaremos en la siguiente tabla la fórmula necesaria para engranajes ordinarios fabricados con fresa de modulo en una sola pasada.

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Tabla 8. Valores del factor de esfuerzo dinámico

Una vez encontrada la fórmula, se procede al cálculo del factor de esfuerzo dinámico f_d teniendo en cuenta que la velocidad de desplazamiento $V = 18.221$ mm/min. En nuestro caso es el factor de esfuerzo dinámico es $f_d = 1.1$



f_s = factor de servicio, coeficiente que permite tener en cuenta la influencia del tipo de máquina que se está accionando. Para calcularlo, hemos de entrar a la siguiente tabla buscando el valor para cargas con choque fuerte.

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para <u>cargas uniformes sin choque</u> , como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para <u>cargas con choque medio</u> , como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para <u>cargas con choque fuerte</u> , como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

Tabla 9. Valores del factor de servicio

Una vez encontrado el rango de valores, hemos de elegir el valor más grande o desfavorable. Por lo tanto, el factor de servicio es $f_s = 1.25$.

Por lo tanto, el momento corregido $M_{ic} = 240838.194 \text{ N} \times \text{mm}$.

El coeficiente de rigidez δ viene dado por la siguiente expresión:

$$\delta = \frac{b}{M}$$

Siendo:

δ = coeficiente de rigidez (Adimensional)

b = anchura del diente en mm

M = módulo del piñón en mm

Así pues, el coeficiente de rigidez $\delta = 5$



El factor de forma o cociente de Lewis es un factor en función de la geometría del diente y del número de dientes. Para determinar este valor, hemos de entrar en la siguiente tabla en función del número de dientes del piñón ($Z = 16$) y del ángulo de presión del diente ($\alpha = 20$ grados).

Factor de Lewis, Y

Número de dientes	$\alpha = 14,5^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	Diente corto
10	0,056	0,064	0,083
11	0,061	0,072	0,092
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,074	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,080	0,094	0,115
17	0,083	0,096	0,117
18	0,085	0,098	0,120
19	0,088	0,100	0,123
20	0,090	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,127
23	0,094	0,106	0,130
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142
38	0,106	0,122	0,145
43	0,109	0,126	0,147
50	0,111	0,130	0,151
60	0,113	0,134	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,150	0,170
Cremallera	0,124	0,154	0,175

Tabla 10. Valores del factor de Lewis

Entrando como anteriormente hemos explicado, llegamos a la conclusión de que el factor de forma o cociente de Lewis de nuestro piñón es $y = 0.094$.

Con todos los datos hallados ya, despejamos la fórmula del cálculo a flexión para hallar el límite elástico necesario del material $\sigma_{adm} = 370.104$ MPa.



5.2. Hipótesis de cálculo a desgaste de la resistencia del piñón

Por otro lado se va a realizar una hipótesis de cálculo a desgaste. No está comprobada su validez, pero llevando su formulación a los valores más desfavorables, se logra calcular una dureza máxima con la que poder seleccionar el material. La hipótesis de cálculo a desgaste es la siguiente:

$$K_r = 0.667 \times \frac{HB^2}{E \times W^{\frac{1}{2}}}$$

Siendo:

K_r = coeficiente de presión a rodadura (Adimensional)

HB = Dureza del material en N/mm²

E = módulo de elasticidad del material en MPa

W = Millones de vueltas del engranaje

Para calcular el coeficiente de presión a rodadura se utiliza la siguiente ecuación:

$$K_r = \frac{1}{\delta \times M^3 \times Z^2} \times \frac{4 \times M_{tc}}{\text{sen}(2 \times \alpha)} \times \frac{1 \pm i}{i}$$

Siendo:

δ = coeficiente de rigidez (Adimensional)

M = módulo en mm

Z= número de dientes

M_{tc} = momento corregido en N x mm

α = ángulo de presión sobre el diente en grados

i = relación de transmisión piñón cremallera

Como no sabemos realmente la relación de transmisión i, determinamos que sea $i = 1$, ya que con ese valor el último factor será el número máximo. Determinamos que el coeficiente de presión a rodadura $K_r = 4.574$



Por otro lado, el módulo de elasticidad del material E depende de los módulos del material del piñón y del material de la guía. Por lo tanto:

$$E = 2 \times \frac{E_1 \times E_2}{E_1 + E_2}$$

Sabiendo que $E_1 = 3000$ MPa y $E_2 = 650$ MPa; el módulo de elasticidad material total $E = 1068.49$ MPa.

Los millones de vueltas del engranaje W se calculan con la siguiente expresión:

$$W = \frac{L_h \times n \times 60}{10^6}$$

Siendo:

W = millones de vueltas del engranaje

L_h = duración en horas de funcionamiento

n = velocidad de giro del engranaje en rpm

Sabiendo que la duración en horas de funcionamiento es 608 horas, y la velocidad de giro del engranaje es 40.89 rpm; los millones de vueltas del engranaje son $W = 1.492$.

Una vez sabidos todos los datos de la ecuación de la hipótesis de desgaste, se despeja la dureza HB dando como resultado $HB = 93.887$ MPa.

Por lo tanto elegiremos un material con una σ_{mat} mayor que el valor calculado y con una dureza HB mayor que la requerida. El material elegido es un acero inoxidable AISI 431, con una $\sigma = 920$ MPa y una dureza $HB = 270$ MPa. Será suministrado por BARINOX, empresa especializada en aceros y en aceros inoxidables con sede en Deusto (Vitoria).

Luego el coeficiente de seguridad C_s será:

$$C_s = \frac{\sigma_{mat}}{\sigma_{adm}}$$

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad $C_s = 2.485$



CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS					
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	LÍMITE ELÁSTICO	ALARGAMIENTO	DUREZA/HARDNESS	
AISI	Tensile Strength Kg/mm ²	Yield Point Rp 0.2 % Kg/mm ² Min	Elongation E=50 mm A % Min	H Rc Máx	Brinell Máx
201	70-80	30	50	95	201
301	52-75	21	30	88	185
302	52-70	21	30	88	183
302 B	55-75	21	35	88	183
303	52-70	21	40	90	180
304	50-70	21	40	88	183
304 L	50-65	18	40	88	183
304 H	75	30	40	92	183
304 LN	75	30	40	92	202
305	50-70	20	40	88	183
308	50-70	21	40	88	183
309	50-75	25	40	95	217
309 S	50-75	25	40	95	217
310	50-75	25	40	95	217
310 S	50-75	25	40	95	217
314	50-75	25	40	95	217
316	50-75	21	40	95	217
316 L	50-70	18	40	95	217
316 N	80	35	30	95	217
316 LN	75	30	30	95	217
316 Ti	50-78	25	40	95	217
317	55-75	25	35	90	217
317 L	80	35	30	95	217
321	55-75	25	40	88	183
321 H	75	30	40	95	217
347	55-75	25	40	92	201
348	55-75	25	40	92	201
403-410S	45-60	24	25	90	183
405	42-53	25	20	88	183
410	45-88	30	20	95	217
416	45-74	24	20	98	215
420	55-77	33	20	95	220
430	45-62	25	18	90	185
430 F	45-63	25	18	-	185
431	84-92	65	15	-	270
440 A	65-80	30	20	95	-
440 B	75-85	40	15	-	-
446	52-60	31	20	90	185

Tabla 11. Características de acero inoxidable Barinox

5.3. Comprobación computacional del material elegido

Podemos hacer uso del programa SolidWorks, y modelar un sistema equivalente en el cual poder estudiar que ocurre cuando funciona el sistema de desplazamiento una vez elegido el material. Para ello utilizaremos SolidWorks Simulation.

Para poder simular una situación similar hemos de calcular la fuerza tangencial T que afecta al piñón:

$$M_t = T \times \frac{D_p}{2}$$

Siendo:

M_t = Momento que afecta al piñón en N x mm

T = fuerza tangencial que afecta al piñón en N

D_p = diámetro primitivo del piñón

Despejamos la ecuación y obtenemos que la fuerza tangencial $T = 2736.796 \text{ N}$.

Una vez calculada esta fuerza tangencial T , creamos un archivo de SolidWorks con un engranaje modelado con el material seleccionado al que le aplicamos esta fuerza en la cara de un diente.

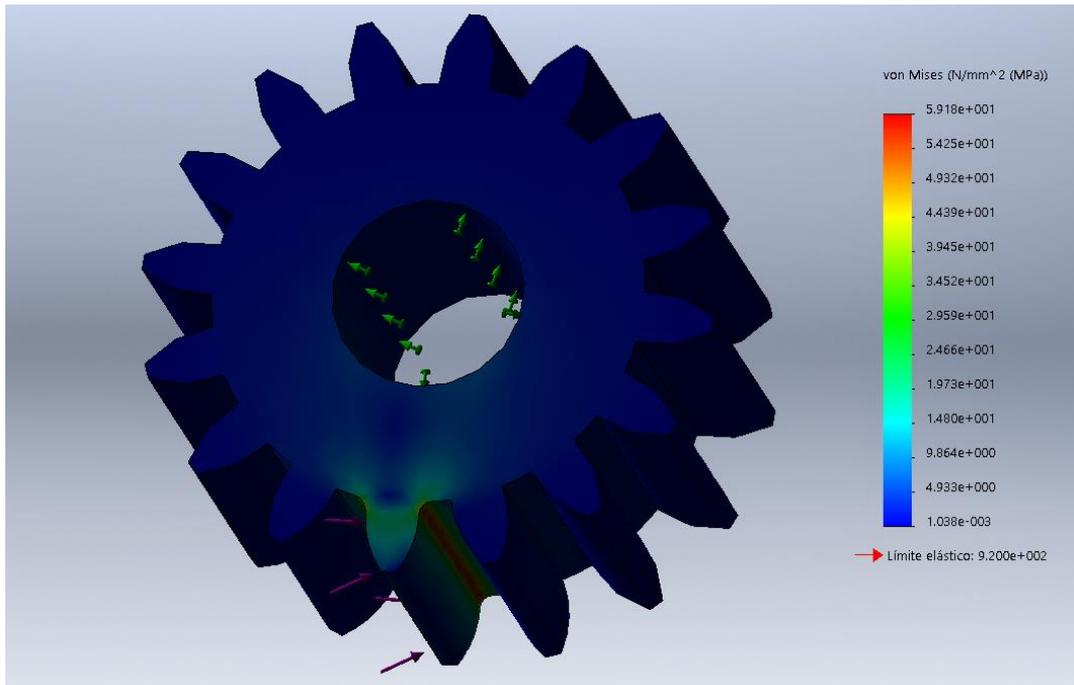


Imagen 16. Tensiones de Von Mises sacadas en el modelo de SolidWorks

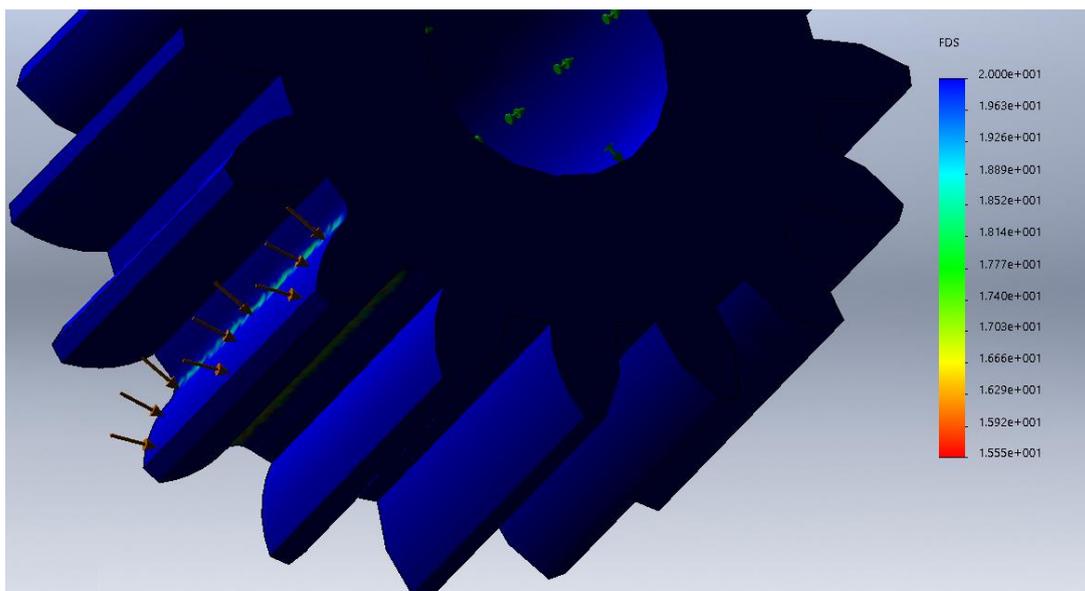


Imagen 17. Distribución del coeficiente de seguridad en el modelo de SolidWorks



Como podemos observar, tanto la sollicitación máxima es muy inferior al límite elástico, como el coeficiente mayor mínimo es mucho mayor que el calculado, por lo tanto no hay ningún tipo de problema de rotura con el material. En cuanto al desplazamiento, apenas llega al milímetro, por lo que el material elegido es el correcto.



6. Cálculos del análisis fluido dinámico del sistema hidráulico

En este último apartado de análisis y estudio nos dedicaremos al cálculo completo de la instalación hidráulica que consta de un depósito, cuatro tuberías, una bomba y 80 aspersores y cuya función es bombear agua osmotizada desde el depósito que se encuentra en un lateral de la nave industrial, hasta el sistema mecánico de limpieza propiamente dicho que se encuentra en el techo, a 10 metros de altura respecto del suelo.

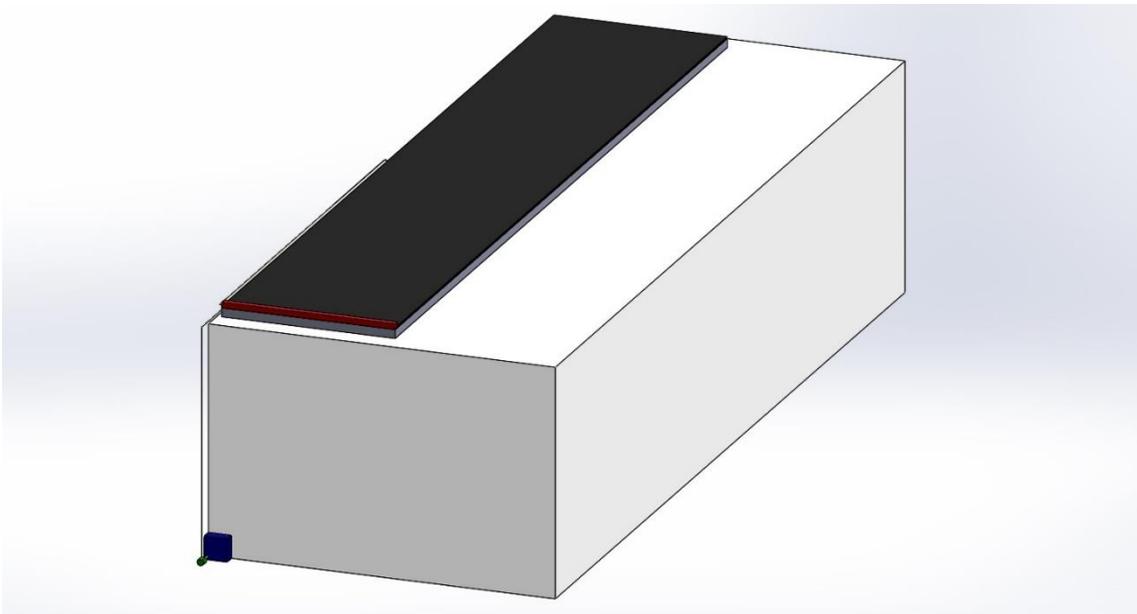
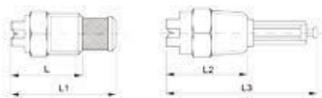


Imagen 18. Dimétrica de la nave industrial equipada con todos los sistemas

La nave industrial en cuestión cuenta con una luz de 15 metros, una altura de 10 metros y una largura de 40 metros. La instalación fotovoltaica cuenta con 7.5 metros de ancho y 38 metros de largo.



Catálogo EUSPRAY página 30



DIMENSIONE - DIMENSIONS - DIMENSIONES (mm)				
Ø	L	L1	L2	L3
1/8	-	-	22	42.5
1/4	23.5	41	-	-

TIPO DI UGELLO TYPE OF NOZZLE TIPOS DE BOQUILLAS		Ø1 mm	PRESSIONE - PRESSURE - PRESIÓN (bar)									
			1	2	3	4	5	6	7	10	20	35
		PORTATA - CAPACITY - CAUDAL (l/min)										
1/8 M - C2 - 0017 *	1/4 M - C2 - 0017 *	0.28	-	0.055	0.067	0.078	0.086	0.095	0.10	0.12	0.17	0.23
1/8 M - C2 - 0025 *	1/4 M - C2 - 0025 *	0.33	-	0.08	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.18	0.25	0.33
1/8 M - C2 - 0033 *	1/4 M - C2 - 0033 *	0.38	0.07	0.11	0.13	0.14	0.17	0.18	0.20	0.24	0.33	0.45
1/8 M - C2 - 0050 *	1/4 M - C2 - 0050 *	0.46	0.11	0.16	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.52	0.66
1/8 M - C2 - 0067 *	1/4 M - C2 - 0067 *	0.53	0.15	0.21	0.26	0.30	0.34	0.36	0.40	0.48	0.68	0.90
1/8 M - C2 - 01	1/4 M - C2 - 01	0.66	0.22	0.32	0.39	0.46	0.50	0.55	0.60	0.70	1.00	1.30
1/8 M - C2 - 015	1/4 M - C2 - 015	0.79	0.34	0.48	0.59	0.68	0.76	0.83	0.90	1.10	1.50	2.00
1/8 M - C2 - 02	1/4 M - C2 - 02	0.94	0.43	0.64	0.78	0.90	1.00	1.10	1.20	1.50	2.00	2.70
1/8 M - C2 - 03	1/4 M - C2 - 03	1.1	0.68	0.96	1.20	1.36	1.50	1.70	1.80	2.10	3.00	4.00
1/8 M - C2 - 04	1/4 M - C2 - 04	1.3	0.90	1.30	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.90	4.00	5.30
1/8 M - C2 - 05	1/4 M - C2 - 05	1.4	1.10	1.60	2.00	2.20	2.50	2.80	3.00	3.60	5.00	6.70
1/8 M - C2 - 06	1/4 M - C2 - 06	1.6	1.40	1.90	2.30	2.60	3.00	3.30	3.60	4.30	6.10	8.00
1/8 M - C2 - 08	1/4 M - C2 - 08	1.8	1.80	2.60	3.2	3.60	4.08	4.40	4.80	5.70	8.10	10.70
1/8 M - C2 - 10	1/4 M - C2 - 10	2.0	2.30	3.20	3.90	4.60	5.00	5.50	6.00	7.10	10.10	13.50
1/8 M - C2 - 15	1/4 M - C2 - 15	2.4	3.40	4.80	5.90	6.80	7.60	8.30	9.00	10.70	15.20	20.00

Imagen 19. Localización de la elección de aspersores en el catálogo de EUSPRAY

En cuanto a elementos técnicos del sistema hidráulico de limpieza con agua osmotizada, sabemos que los aspersores que pulverizan el agua necesitan un caudal de $Q_a = 0.59$ l/min, y una presión de $P_2 = 300000$ Pa. Teniendo en cuenta estas especificaciones, y que el número de aspersores son 80, podemos calcular el caudal total (Q) necesario en la instalación:

$$Q = Q_a \times n^{\circ} \text{Aspersores}$$

Luego el caudal total (Q) necesario en la instalación es $Q = 47.2$ l/min

Por lo tanto, para seleccionar un depósito, habrá que calcular la cantidad mínima de agua que se necesita para el uso diario, de tal manera que su capacidad sea mayor que el agua que se necesita para uso diario, aunque el nivel del agua permanezca constante gracias a la válvula de entrada de agua al depósito.

Para calcular la cantidad mínima de agua, se utiliza la siguiente ecuación:

$$C = Q \times t$$

Siendo:

C = Capacidad del depósito en litros

Q = caudal total necesario en l/min

t = tiempo de utilización diario en min, el cual se calcula dividiendo el número de metros recorrido (80 m) entre la velocidad de desplazamiento (18.221 m/min)



Por lo tanto, la capacidad necesaria del depósito $C = 207.23$ l.

Finalmente, colocaremos un depósito de 500 l, de dimensiones 1 x 1 x 0.5 metros.

Junto al depósito, controlando que el nivel de agua osmotizada siempre sea el mismo, hay una válvula de boya que deja pasar o no el agua en función del nivel de agua que haya en el depósito.



Válvula de Boya

LD-855A

• Modelo:	LD-855A
• Conexiones:	Rosca Hembra BSPT de 1/2 a 1.1/2"
• Cuerpo:	PVC
• Asiento:	EPDM
• Flotador:	PVC
• Presión Máx.:	150 PSI
• Temperatura Máx.:	60°C



Características Generales

- Ideal para aplicaciones de tanques que requiere llenado automático.
- Alternativa con un costo bajo comparado con las costosas válvulas de acero inoxidable o metal.
- Construcción sólida y de material termoplástico, nunca se oxida!
- Libre de oxidación piezas de acero inoxidable.
- Sello y junta reemplazables, diseñado para largas duración.
- Angulo fácil de ajustar para el control de nivel del agua.
- Da la máxima eficiencia en el control de nivel de líquido.

La válvula de flotador es un mecanismo de retro alimentación mecánico que regula el nivel del fluido mediante el uso de un flotador para conducir una válvula de entrada de tal manera que un mayor nivel de líquido se fuerza a cerrar la válvula mientras que un menor nivel de líquido se fuerza la apertura de la válvula. El uso más común de una válvula de flotador es para controlar el llenado de agua en el tanque de agua.

Dirección: Avda. Eusebio Ayala N° 3747 Asunción - Paraguay
Teléfonos: (595-21) 605-848 • Fax: (595-21) 605-012 • C.F.: 01910
WWW.PROVINDUS.COM.PY
provindus@provindus.com.py

Imagen 20. Características generales de la válvula de boya



6.1. Principios para el diseño. Tramos de tubería a considerar.

Para llevar a cabo el diseño de las tuberías que componen las distintas líneas de proceso se dividirán éstas en tramos, cada uno de los cuales estará formado por la porción de línea comprendida entre dos equipos consecutivos. De esta forma los diferentes aspectos a calcular (diámetro óptimo de la conducción, pérdidas de carga, etc.) se evaluarán independientemente para cada uno de estos tramos. La definición y descripción de los diferentes tramos de tubería se realizará sobre el correspondiente diagrama de flujo, usándose para designar cada uno de ellos los nombres de los equipos que constituyen su principio y su final.

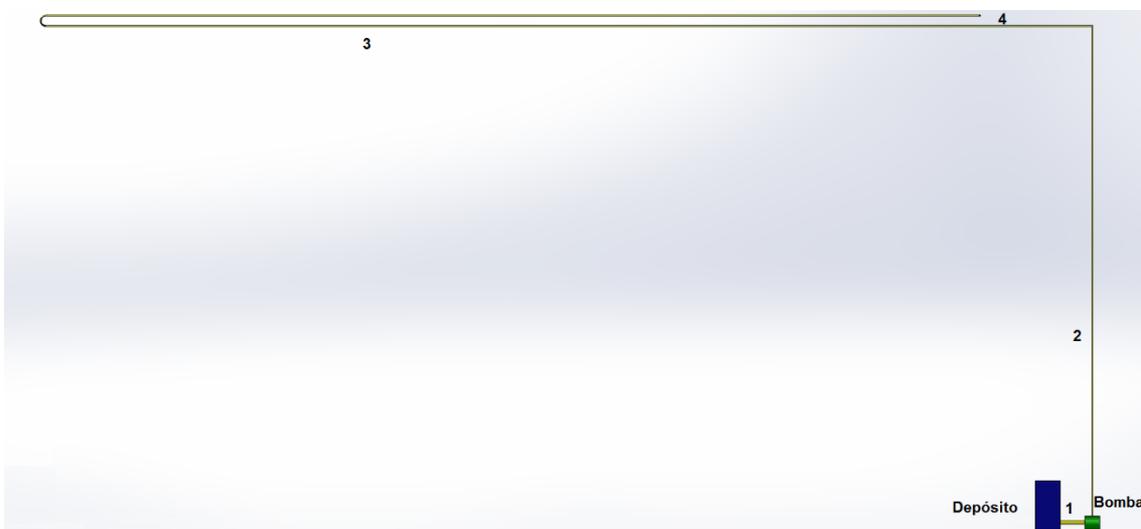


Imagen 21. Sistema de tuberías del que consta el sistema hidráulico

6.2. Determinación del diámetro óptimo de la conducción.

Un aspecto muy importante a tener en cuenta para el diseño del sistema de tuberías sistema es el de la velocidad que alcanza el fluido por el interior de las conducciones. Dicha velocidad, en el caso de la circulación isoterma de fluidos incompresibles, viene determinada por el caudal y el diámetro de la sección interna de la conducción, y para cada fluido tiene un valor máximo que no debe ser sobrepasado, ya que de lo contrario puede producirse un deterioro del producto por tratamiento mecánico inadecuado. Los valores aproximados que se usan en la práctica dependen del tipo de fluido que se trate, pero los más corrientes se recogen en la siguiente tabla. Los valores de la tabla son los más corrientes en la práctica ordinaria, sin embargo, en condiciones especiales, pueden requerirse velocidades que están fuera de los intervalos indicados. Las velocidades pequeñas han de ser las más utilizadas, especialmente cuando el flujo es por gravedad desde tanques elevados.



Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

Tabla 12. Datos de velocidad máxima para cada fluido en cada situación

Nos meteremos en la tabla utilizando como fluido un líquido poco viscoso, el agua osmotizada.

El agua osmotizada es agua prácticamente exenta de sales e impurezas y obtenida por la tecnología de membranas de ósmosis inversa.

Antes de dar una explicación sobre el funcionamiento de la tecnología de ósmosis inversa, debemos de conocer el fenómeno biológico de ósmosis que se produce en las células humanas. En las células se produce este fenómeno físico-químico por el cual, a través de una membrana semipermeable que separa dos disoluciones de distintas concentraciones, pasa el disolvente pero no el soluto. Por tanto, se produce una difusión de moléculas de agua que pasan de la zona menos concentrada a la más concentrada manteniendo así un equilibrio.

En el caso de la ósmosis inversa (que es el caso que nos atañe), ocurre este mismo fenómeno pero al revés, esto es, aplicando presión en la zona concentrada, el agua va pasando a través de la membrana semipermeable dejando atrás las impurezas. Elimina el cloro y las típicas sales disueltas de sulfatos y cloruros. Así mismo retiene o impide el paso de contaminantes como el arsénico, el asbesto, la atrazina, pesticidas, herbicidas, flúor, plomo, mercurio, nitratos, benceno, tricloroetileno, trihalometanos e incluso algunos radionúcleos. Eliminar estas sustancias hace que no se taponen los aspersores, y que el agua depositada en las placas no deje residuos y baje el rendimiento de las mismas.



Las velocidades que alcanzan en cada tubería son $v_1 = 0.9$ m/s, $v_2 = 3$ m/s, $v_3 = 2.4$ m/s y $v_4 = 2.4$ m/s. Teniendo en cuenta estas velocidades y el caudal total (Q) necesario, podemos calcular la sección interior de cada tramo de tubería (A):

$$v = \frac{Q}{A}$$

Siendo:

Q: Caudal total de la instalación en m³/h

A: Sección interior de la tubería en m

V: velocidad máxima del fluido en m/s

Y una vez calculado el área de cada tramo de tubería (A), somos capaces de calcular el diámetro interior de cada tramo de tubería (\varnothing_n):

$$A = \frac{\pi \times \varnothing_n^2}{4}$$

Siendo:

A: Sección interior de la tubería en mm

\varnothing_n : diámetro interior de la tubería en mm

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	\varnothing_1	\varnothing_2	\varnothing_3	\varnothing_4
Valor (mm)	34	19	21	21

Tabla 13. Valores de los diámetros de cada tramo de la tubería

Una vez obtenidos los diámetros interiores de cada tramo de tubería, podemos ir a los catálogos del proveedor, Plasex S.A., y elegir el tipo de tubería y el tamaño a elegir:



TUBO PVC FLEXIBLE CON ESPIRAL DE PVC RÍGIDO AMARILLO



D.E	D.I	Espesor (mm)	PESO	m/ ROLLO	CÓDIGO	€/ METRO
16	13	1,5	0,08	25	HA1613	0,85
19	16	1,5	0,11	25	HA1916	0,95
20	16	2	0,15	25	HA2016	1,10
24	19	2	0,19	25	HA2420	1,50
25	21	2,5	0,22	25	HA2520	1,80
30	26	2	0,21	25	HA3026	1,60
32	26	3	0,34	25	HA3226	2,55
38	34	2	0,32	25	HA3834	2,20
40	34	3	0,43	25	HA4034	2,95
40	35	2,5	0,39	25	HA4035	2,70
48	43	2,5	0,50	25	HA4843	3,90
50	43	3,5	0,66	25	HA5043	4,10
61	55	3	0,70	25	HA6155	5,40
63	55	4	1,00	25	HA6355	6,30

Imagen 22. Localización de la elección de tubos en el catálogo de Plasex. S.A.

6.3. Calculo de pérdidas de carga

Una vez calculados los diámetros interiores de cada tramo de tubería (\varnothing_n), procedemos al cálculo de las pérdidas de carga. Conocer el valor de esta caída de presión es necesario de cara al cálculo de las bombas. Esta caída de presión, es debida al rozamiento del fluido (en este caso agua osmotizada) con las paredes de la tubería.

Para calcular las pérdidas de carga en una conducción se suele utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach, que expresada en términos de altura es la siguiente:

$$H = f \times \frac{L}{\varnothing} \times \frac{v^2}{2 \times g}$$

Siendo:

H: perdida de carga en metros columna de líquido (m.c.l)

f: factor de fricción de Darcy (adimensional)

L: longitud de la tubería en m

\varnothing : diámetro interior de la tubería en m

V: velocidad máxima del fluido en m/s

g: aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)



El factor de fricción de Darcy (f) es función del tipo de flujo y se calcula:

- Si el fluido es newtoniano:

- 1) Caracterizar el tipo de flujo que se da en cada conducción, y para eso es preciso conocer el número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\varnothing \times v \times \rho}{\mu}$$

Siendo:

Re: número de Reynolds

\varnothing : diámetro interior de la tubería en m

v: velocidad máxima del fluido en m/s

ρ : densidad del fluido (1000 kg/m³)

μ : viscosidad dinámica del fluido en (1.02 x 10⁻³ Pa x s)

- 2) En función del valor del número de Reynolds (Re) se actúa de la manera siguiente:

- Si el flujo es laminar (Re ≤ 2000):

$$f = \frac{16}{Re}$$

- Si el flujo es turbulento (Re ≥ 4000) se recurre al diagrama de Moody que expresa la relación entre el factor de fricción de Darcy (f) y un parámetro conocido como rugosidad relativa (\mathcal{E}/\varnothing) y que se encuentra tabulado para distintos materiales. Sabemos que la rugosidad absoluta (\mathcal{E}) del material de las tuberías es de 0.1 mm.

Gráfico de Moody

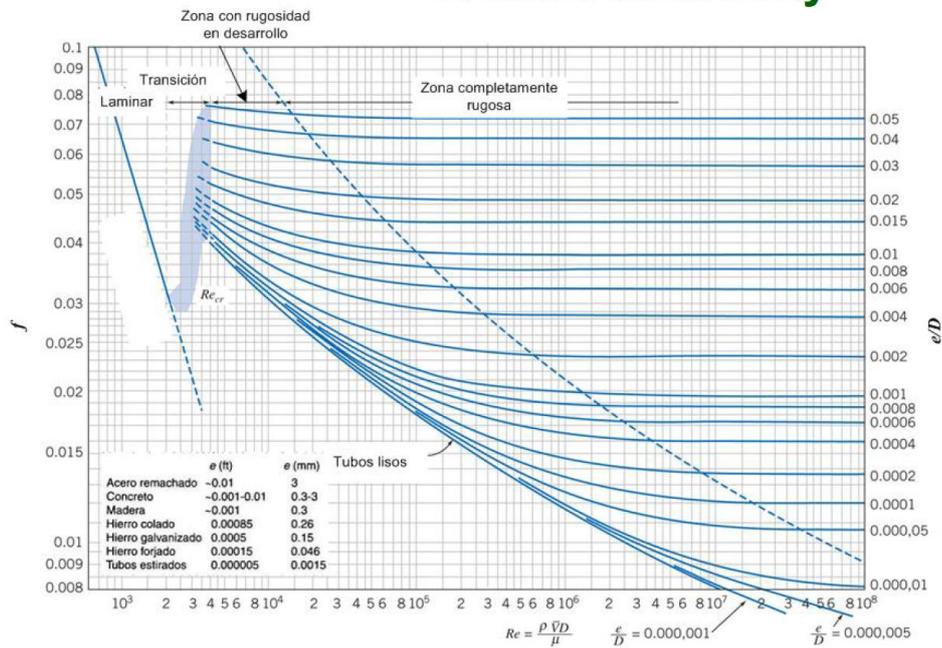


Imagen 23. Gráfico de Moody

- Si el fluido no es newtoniano:

Se recurrirá a un gráfico de Moody modificado en el que se usa el número de Reynolds generalizado (Re'), que se calcula de la expresión siguiente:

$$Re' = \frac{d^n \times v^{(n-1)} \times \rho}{\mu}$$

Donde n es el exponente de la ley de la potencia para el fluido en cuestión.

Como el fluido es newtoniano y el número de Reynolds (Re) en cada tramo son todos superiores a 4000, se procederá a calcular como flujo turbulento con fluido newtoniano.

Las pérdidas de carga (H) en las distintas conducciones son las siguientes:

	Tubería 1	Tubería 2	Tubería 3	Tubería 4
\varnothing_n (m)	0,034	0,019	0,021	0,021
L(m)	0,5	9,5	21	20
v_n (m/s)	0,9	3	2,4	2,4
Re	30000	55882,353	49411,765	49411,765
f	0,028	0,031	0,032	0,032
H (m.c.l)	0,017	7,11	9,248	8,807

Tabla 14. Resultados en el proceso de cálculo de pérdidas de carga (H)



A pesar de que la longitud tratada hasta ahora se refiere a la de conducción, los accesorios incluidos en la misma (válvulas, codos, té, reducciones, etc.) provocan también una pérdida de carga en el fluido que ha de ser tenida en cuenta. Estas son llamadas pérdidas secundarias o localizadas:

$$h_s = K \times \frac{v^2}{2 \times g}$$

Siendo:

h_s : pérdidas de carga secundarias en m.c.l

K: coeficiente de pérdidas locales (adimensional)

v: velocidad máxima del fluido en m/s

g: gravedad (9.81 m/s²)

El coeficiente de pérdidas locales (K) tiene un valor u otro en función de los distintos accesorios. Sabiendo esto podemos calcular las pérdidas de carga secundarias (h_s).

	Salida deposito	Codo 1	Cambio dirección
K	0,5	0,9	0,6
h_s (m.c.l.)	0,021	0,413	0,176

Tabla 15. Resultados en el proceso de cálculo de pérdidas de carga (h_s)

6.4. Principios básicos para el cálculo de bombas.

Una vez determinados los diámetros interiores de las tuberías (\varnothing) y las pérdidas de carga (H), es el momento de calcular la carga necesaria en la bomba para poder bombear el agua osmotizada hasta los aspersores con las condiciones necesarias

Son dos los tipos de bombas que se utilizan en instalaciones de proceso.

- 1) Bombas centrífugas, muy extendidas, cuentan con una gran variedad de aplicaciones. Están especialmente indicadas para el manejo de productos de baja viscosidad, no siendo aptas para líquidos fuertemente aireados. Este tipo de bomba es el que se debe utilizar siempre que la aplicación concreta lo permita, ya que es la más barata en cuanto a compra, operación y mantenimiento, y también la más adaptable a diferentes condiciones de operación. Se recurrirá a ella para el bombeo de todo tipo de líquidos de relativamente baja viscosidad y que no requieran un tratamiento particularmente suave.



- 2) Bombas de desplazamiento positivo. Existen diversas clases, como las alternativas (pistón) y las rotativas (lóbulos). Están especialmente indicadas para el bombeo de fluidos de viscosidad elevada.

Entre los dos tipos de bombas, y por lo expuesto anteriormente, elegimos una bomba centrífuga.

Para continuar estudiaremos por un lado, la zona de aspiración, y por otro lado la zona de impulsión. La zona de aspiración es la comprendida entre el tanque o reserva desde donde se bombeará el líquido y la bomba. Por su parte, el tramo situado a la salida de la bomba es lo que se conoce como línea o zona de impulsión.

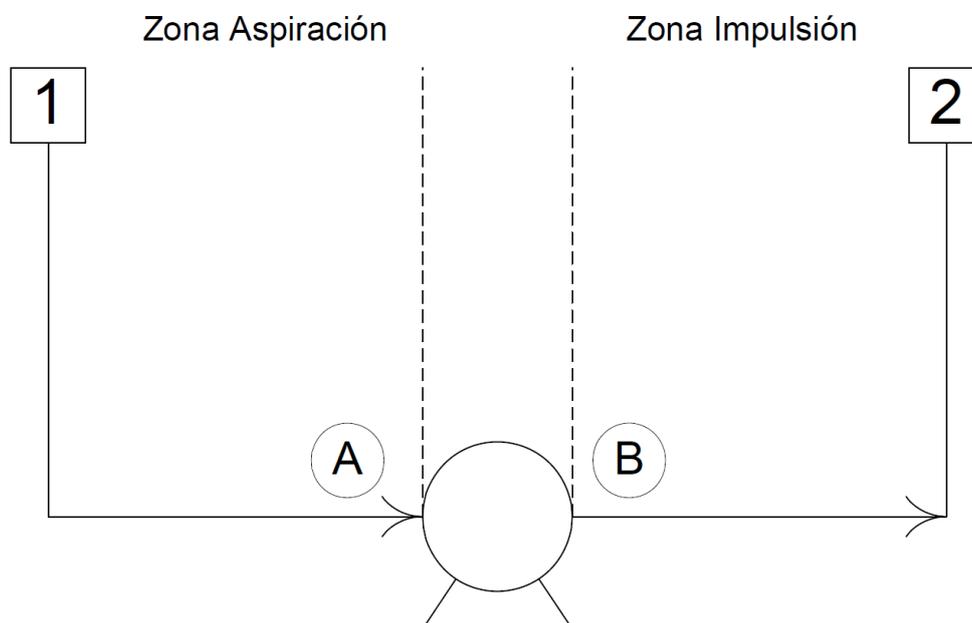


Imagen 24. Diferenciación de Zona de Aspiración y Zona de Impulsión

La ecuación que nos permite realizar todos los cálculos necesarios es la ecuación de Bernoulli. Es un balance de energía mecánica para la circulación isotérmica de un fluido incompresible de un punto "1" a otro "2". Expresado en términos de altura (m.c.l.) es la siguiente:

$$Z_2 - Z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\rho \times g} + \frac{v_2^2}{2 \times \alpha_2 \times g} - \frac{v_1^2}{2 \times \alpha_1 \times g} + h_{fs} = \Delta h$$

Si aplicamos la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 (depósito) y A (zona de aspiración), considerando que la elevación del eje de la bomba es igual a 0 ($Z_a = 0$) y que al tratarse de un fluido incompresible y considerando una tubería de sección constante, la ecuación de continuidad determina que $v_1 = v_a$, resulta que:



$$\frac{P_a - P_1}{\rho \times g} + h_{fa} - Z_1 = 0$$

Siendo:

P_a : presión en la zona de aspiración en Pa

P_1 : presión en el depósito en Pa (Presión atmosférica)

ρ : densidad del fluido (1000 kg/m³)

g : gravedad (9.81 m/s²)

h_{fa} : pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en la zona de aspiración en m.c.l

Z_1 : elevación en el depósito (1 m)

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos B (Zona de impulsión) y 2 (Aspersores) con las mismas consideraciones anteriores, tenemos que:

$$\frac{P_2 - P_b}{\rho \times g} + h_{fb} + Z_2 = 0$$

Siendo:

P_b : presión en la zona de impulsión en Pa

P_2 : presión en el aspersor en Pa (300000 Pa)

ρ : densidad del fluido (1000 kg/m³)

g : gravedad (9.81 m/s²)

h_{fb} : pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en la zona de impulsión en m.c.l

Z_2 : elevación en el aspersor (10 m)

Para evitar la cavitación, se habrían de comparar el NPSH_{dis} y el NPSH propio de las curvas de la bomba. En este caso no es necesario hacer la comprobación, pues una bomba colocada en la misma salida de un depósito no va a cavitarse nunca si está bien diseñada por el fabricante.



Con todo esto, es posible calcular la presión en la zona de aspiración (P_a) y la presión en la zona de impulsión (P_b):

	Zona Aspiración	Zona Impulsión
H_n (m.c.l.)	0,04	25,75
P (Pa)	110762,22	650697,69

Tabla 16. Resultados con pérdidas totales y presiones en cada zona

Una vez calculado esto, podemos aplicar la ecuación de Bernoulli a la bomba (entre A y B) para hallar la carga necesaria en la bomba (Δh):

$$\frac{P_a - P_b}{\rho \times g} + h_{fs} = \Delta h$$

Siendo:

P_b : presión en la zona de impulsión en Pa

P_a : presión en la zona de aspiración en Pa

ρ : densidad del fluido (1000 kg/m³)

g : gravedad (9.81 m/s²)

h_{fs} : pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en el interior de la bomba en m.c.l

Δh : carga necesaria en la bomba en m.c.l

La carga necesaria en la bomba (Δh) es de 55.039 m.c.l.

6.5. Selección de bomba en catálogo

Resumiendo, gracias a todos los cálculos realizados sabemos que:

- La carga necesaria en la bomba (Δh) es de 55.039 m.c.l.
- El caudal total (Q) necesario en la instalación es $Q = 47.2 \text{ l/min} = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$

Estos datos son los necesarios para poder encontrar la bomba necesaria en nuestra instalación. Por lo tanto, cogeremos un catálogo de nuestro proveedor de bombas, Lowara, y buscaremos una bomba de superficie, monofásica y que cumpla estos requisitos.



Serie 3 SV

Monofásica

MODELO	Q (Caudal)										
	m ³ /h	0	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3	3,6	4,4
3SV02F003M		14,9	14,5	14,3	14	13,5	13	12,4	11,7	9,8	6,5
3SV03F003M		22	21,2	20,8	20,3	19,6	18,7	17,7	16,6	13,7	8,6
3SV04F003M		28,9	27,7	27,1	26,2	25,2	23,9	22,5	20,8	16,8	10,1
3SV05F005M		37,2	36,4	35,8	35	33,9	32,6	31,1	29,2	24,5	16,2
3SV06F005M		44,4	43,4	42,6	41,6	40,2	38,6	36,6	34,3	28,5	18,5
3SV07F007M		52,5	51,8	51	50	48,7	47	45	42,5	36,1	24,6
3SV08F007M		60	59,1	58,2	57	55,4	53,4	51	48,1	40,7	27,5
3SV09F011M		67,7	66,8	65,8	64,5	62,8	60,6	57,9	54,6	46,4	31,6
3SV10F011M	H (m.c.a.)	75	73,8	72,7	71,3	69,3	66,9	63,8	60,2	51	34,5
3SV11F011M		82,3	81	79,7	78	75,8	73,1	69,7	65,7	55,5	37,4
3SV12F011M		89,6	87,8	86,4	84,5	82,1	79,1	75,5	71,1	59,9	40,1
3SV13F015M		98,1	96,7	95,4	93,5	91	87,8	83,9	79,2	67,2	45,6
3SV14F015M		105,6	104,1	102,5	100,4	97,7	94,2	89,9	84,8	71,8	48,5
3SV16F015M		119,9	117,8	116,1	113,6	110,5	106,5	101,6	95,8	80,9	54,2
3SV19F022M		144,3	142,3	140,3	137,5	133,9	129,2	123,5	116,7	99,1	67,6
3SV21F022M		159,3	156,9	154,6	151,4	147,3	142,1	135,7	128	108,5	73,6
3SV23F022M		174	171,1	168,5	165	160,4	154,7	147,6	139,2	117,7	79,4
3SV25F022M		188,5	186,1	183,3	179,3	174,1	167,6	159,7	150,3	126,6	84,8

Tabla 17. Grafica Q/H para seleccionar la bomba

Como podemos observar, la bomba centrífuga que satisface de manera más correcta las especificaciones calculadas pertenece a la serie 3 SV, y es el modelo 3SV09F011M. Además, su rendimiento es alto (81%), por lo que es la bomba perfecta para nuestra instalación.



7. Conclusiones

7.1. Conclusiones del proyecto

Lo primero en aparecer fue la idea: limpiar las placas solares fotovoltaicas de manera mecánica y sin la necesidad de ningún operario. Se estudió la viabilidad de la idea, como se limpiaban estas placas hasta el momento y si era rentable la construcción de una máquina para este fin.

Una vez concretado esto, se creó la máquina: selección del motor, diseño de la reductora, y diseño del sistema mecánico de limpieza con cepillos, del sistema mecánico de desplazamiento y del sistema hidráulico de limpieza con agua osmotizada.

Una vez creada la máquina, se procede al análisis y al estudio de ciertos problemas que surgen o pueden surgir en la máquina: desplazamiento máximo de la viga estructural (con apoyo computacional de MEFI), cálculo del material del piñón del sistema de desplazamiento (con apoyo computacional de SolidWorks) y cálculo elemental del sistema hidráulico de agua osmotizada.

Como paso final, se procede a dar soluciones a los problemas anteriores si es preciso, y a la selección y optimización de materiales y componentes de los anteriores análisis.

7.2. Aporte del proyecto al autor

El proyecto de fin de carrera ha sido totalmente un reto pero a su vez una grata experiencia. El hecho de poder plasmar una idea propia en planos, analizarla y poder estudiarla ha sido algo gratificante. Gracias al trabajo y la constancia ha sido posible obtener resultados útiles y solventar los problemas encontrados.

En términos generales debo destacar que tanto en el proceso de documentación como durante la realización de las tareas propias del proyecto el aprendizaje ha sido continuo. Tanto de manera individual mediante la consulta de fuentes como por la colaboración de las diferentes personas que me han ayudado a llevar el proyecto a buen término.

En resumen, la realización de este proyecto me ha aportado una gran experiencia en el campo del diseño de maquinaria. Me ha ayudado a evolucionar y a adquirir la preparación para cumplir las exigencias que se requieren de un ingeniero en el mundo laboral.



Bibliografía

ABAD BLASCO, J. (2015). *Apuntes de la asignatura "Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos"*. Zaragoza: Escuela de ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

ABAD BLASCO, J., CANALÍS MARTÍNEZ, P. Y MALÓN LITAGO, H. (2013). *Apuntes de la asignatura "Criterios de diseño de máquinas"*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

CALVO BERNAD, E. (2013). *Apuntes de la asignatura "Sistemas y máquinas hidráulicas"*. Zaragoza: Escuela de ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

CANALÍS MARTÍNEZ, P (2015). *Guión de las prácticas de la asignatura "Cálculos y selección de elementos de máquinas"*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

GERE, J. M., TIMOSHENKO, S. Y BUGEDA, G. (2004). *Timoshenko: Resistencia de materiales*. Madrid: S.A. Ediciones Paraninfo.

MOTT, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: Pearson educación, área de ingeniería.

NORTON, R. (2009). *Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. Monterrey: instituto tecnológico, McGraw-Hill.

SOLIDWORKS EDUCATION (2010). *Guía del estudiante para el aprendizaje del software SolidWorks*. Massachusetts: Dassault Systèmes.

MCCABE WARREN, L. (1991). *Operaciones unitarias en ingeniería química*. Mexico: McGraw-Hill.

UNIVERSIDAD DE CARTAGENA (2014). *Manual de usuario del programa MEFI*. Cartagena.