



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

**MODELADO TRIDIMENSIONAL
E INGENIERÍA ASISTIDA POR
ORDENADOR DE LA MÁQUINA
DE VAPOR DE DOBLE EFECTO
DE AGUSTÍN DE BETANCOURT
Y MOLINA CON AUTODESK
INVENTOR PROFESSIONAL**

Alumna: Belén Galán Moral

Tutor: Prof. Dr. D. José Ignacio Rojas Sola
Dpto.: Ingeniería Gráfica, Diseño y Proyectos

Junio, 2017



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Ingeniería Gráfica, Diseño y Proyectos

Don **JOSÉ IGNACIO ROJAS SOLA**, tutor del Trabajo Fin de Grado titulado: *MODELADO TRIDIMENSIONAL E INGENIERÍA ASISTIDA POR ORDENADOR DE LA MÁQUINA DE VAPOR DE DOBLE EFECTO DE AGUSTÍN DE BETANCOURT Y MOLINA CON AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL*, que presenta **BELÉN GALÁN MORAL**, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, JUNIO de 2017

La alumna:

El tutor:

BELÉN GALÁN MORAL

JOSÉ IGNACIO ROJAS SOLA

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	4
1.1.	Breve reseña de Agustín de Betancourt y Molina.....	4
1.2.	Tipologías de máquinas de vapor. Perspectiva histórica	8
1.3.	Objetivos.....	11
2.	LA MÁQUINA DE VAPOR DE DOBLE EFECTO.....	12
2.1.	Introducción.....	12
2.2.	Recorrido histórico	12
2.2.1.	Siglo XVIII	12
2.2.2.	La máquina de vapor de doble efecto	14
3.	MODELADO TRIDIMENSIONAL.....	29
3.1.	Diseño asistido por ordenador (CAD)	29
3.2.	Resultados.....	31
3.2.1.	Válvulas	33
3.2.2.	Regulador de velocidad	35
3.2.3.	Moderador de velocidad	40
3.2.4.	Mecanismo planetario	43
3.2.5.	Paralelogramo.....	47
3.2.6.	Cajas de vapor.....	50
3.2.7.	Balancín.....	53
3.2.8.	Cilindro de vapor.....	60
3.2.9.	Bomba de agua	61
3.2.10.	Condensador.....	63
4.	INGENIERÍA ASISTIDA POR ORDENADOR.....	65
4.1.	Preprocesado	67
4.2.	Asignación de materiales.....	69
4.3.	Condiciones de contorno: Restricciones y contactos	74
4.4.	Fuerzas aplicadas	78
4.5.	Discretización o mallado	90
4.6.	Resultados.....	95
5.	CONCLUSIONES	124
6.	AGRADECIMIENTOS	126
	ÍNDICE DE FIGURAS.....	127

ÍNDICE DE TABLAS.....	130
ANEXO PLANOS.....	131
BIBLIOGRAFIA Y RECURSOS WEB.....	136

1. INTRODUCCIÓN

En el presente Trabajo Fin de Grado (TFG), que culmina la realización de los estudios concluyentes a la obtención del Grado en Ingeniería Mecánica por la Universidad de Jaén, se modela y analiza la máquina de vapor de doble efecto diseñada por el insigne ingeniero español Agustín de Betancourt y Molina en 1789.

Con objeto de obtener su documentación geométrica 3D, se han utilizado técnicas de modelado CAD paramétrico (*Computer-Aided Design*) para posteriormente realizar un análisis estático con técnicas CAE (*Computer-Aided Engineering*), obteniendo resultados fidedignos sobre el comportamiento de la invención en lo relativo a tensiones, deformaciones, desplazamientos y coeficiente de seguridad.

Asimismo, este TFG se ha desarrollado en el seno del Proyecto de Investigación de Excelencia financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (MINECO) dentro del Programa Estatal de Fomento de la Investigación Científica y Técnica de Excelencia, Subprograma Estatal de Generación del Conocimiento, en el marco del Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación 2013-2016, y por el Fondo Europeo de Desarrollo Regional (FEDER), concedido a la Universidad de Jaén titulado “*El patrimonio histórico de Agustín de Betancourt: estudio integral de las aportaciones a la ingeniería civil desde la ingeniería gráfica para su puesta en valor y difusión*”, y cuyo investigador principal es el Catedrático Prof. Dr. D. José Ignacio Rojas Sola.

1.1. Breve reseña de Agustín de Betancourt y Molina

Para presentar una breve reseña personal de Agustín de Betancourt y Molina se ha tomado como fuente de información el recurso electrónico de Wikipedia [1].

Agustín de Betancourt fue un ingeniero español, nacido en Puerto de la Cruz (Tenerife) el 1 de febrero de 1758 y fallecido en San Petersburgo el 14 de julio de 1824 (Figura 1).



Figura 1. Retrato de Agustín de Betancourt y Molina [1].

Procedía de una familia acomodada de la nobleza insular y desde muy joven manifestó su ingenio y su inclinación por las ciencias experimentales. A los 18 años construyó y presentó ante la Sociedad Económica de La Laguna una máquina de coser para seda. En 1777 ingresó como cadete en el Regimiento de milicias provinciales y en 1778 alcanzó el grado de teniente y se trasladó a Madrid, para proseguir sus estudios de matemáticas y física en los Reales Estudios de San Isidro. Estudió análisis matemático, cálculo diferencial e integral, teoría de las curvas y mecánica analítica en la Academia de Bellas Artes de San Fernando.

En 1783, realizó su primera comisión oficial, por encargo del conde de Floridablanca: una inspección de las obras y del estado del Canal de Aragón. También inspeccionó las minas de Almadén y redactó tres Memorias; dos sobre las máquinas y otra sobre los trabajos en el área de fundición.

En 1783, regresa a Madrid y lanza un globo aerostático ante la Corte, protagonizando la primera experiencia aerostática del país.

En 1784, es recomendado por Floridablanca al ministro de Indias como técnico para las minas americanas y se traslada a la capital del Sena para ampliar conocimientos de geometría y arquitectura subterránea.

Al año siguiente, Betancourt propone a Floridablanca crear en España una Escuela de Caminos y Canales, usando como modelo L' École des Ponts et

Chaussées de París. Para ello, debía permanecer en Francia durante varios años, y así estudiar hidráulica y mecánica, diseñar los planos y construir modelos reducidos de todas las máquinas y adelantos técnicos que pudieran ser útiles para obras hidráulicas o para la industria metalúrgica y textil.

Durante su estancia en París, asistió a los cursos de la École des Ponts et Chaussées, trabajó en los laboratorios y centros de experimentación de esta institución, y se relacionó con científicos, técnicos e instrumentistas como Prony, Perronet (director de la École); Jean Charles de Borda, Mathurin-Jacques Brisson, Louis François Clément Bréguet o el industrial Jean-Jacques Péricrès.

En 1788, Floridablanca aprobó el proyecto de crear un Gabinete de Máquinas, sobre la base del material elaborado por Betancourt y sus colaboradores. Se instaló entre los años 1791 y 1792, y su catálogo estaba compuesto por 210 modelos o maquetas, 359 planos y 99 memorias.

En 1788, para conocer los progresos en la máquina de vapor, se trasladó a Inglaterra. Aunque Watt y Boulton no le permitieron conocer los detalles de sus nuevas máquinas, observó en Londres, en una industria harinera, una de éstas y supuso sus mecanismos y funcionamiento.

De regreso a París, diseñó un modelo de máquina de doble efecto y presentó la *Mémoire sur une machine à vapeur à double effet* a L'École des Ponts et Chaussées y a la Académie Royale des Sciences. Gaspard Monge, Borda y Brisson emitieron en la Académie un dictamen muy favorable sobre dicha memoria.

Regresó a España, a finales de 1791, para organizar el Real Gabinete de Máquinas del Buen Retiro. También asistió a las juntas de la Real Academia de Bellas Artes de San Fernando y fue elegido miembro de la comisión encargada de mejorar las enseñanzas.

Entre 1793 y 1796 permaneció en Inglaterra, encargado por el gobierno español de recoger información sobre máquinas e ingenios de interés. Realizó proyectos y estudios sobre excavadoras, dragas y transmisiones para molinos de viento y comenzó sus trabajos de telegrafía óptica.

En 1795 obtuvo un premio de la Society for the Encouregement of Arts Manufactures and Commerce, por una máquina para cortar las cañas y otras plantas en los ríos y canales, y otros dos otorgados por la Royal Society of Agriculture de Londres. También estudió la aplicación de la máquina de vapor a los molinos azucareros y adquirió una gran cantidad de instrumental científico, para la expedición a Cuba organizada por Joaquín de Santa Cruz y Cárdenas, conde de Mopox.

Prosiguió sus trabajos sobre telegrafía óptica en París junto con Abraham Louis-Bréguet, autor de la construcción del telégrafo óptico de Claude Chappe. A finales de 1796, Betancourt y Bréguet presentaron al Directorio Ejecutivo de la República de Francia la memoria y los planos de su ingenio. Éste causó una gran polémica con Chappe, quien les acusó de plagio. Finalmente, la Academia de Ciencias emitió un informe, redactado por Jean-Baptiste Joseph Delambre, indicando que éste "se distingue esencialmente de todas las demás máquinas de este tipo que conozcamos". A pesar de las ventajas del nuevo telégrafo óptico, no logró imponerse sobre el de Chappe.

En 1798, Betancourt regresó a Madrid y se encargó de instalación de una línea telegráfica óptica que enlazaba Madrid con Cádiz. En 1799 Se crea la Inspección General de Caminos y Canales como órgano técnico de dirección en materia de obras públicas, y Agustín de Betancourt es designado comisario. En 1801 fue nombrado Inspector General de Caminos y Canales, y posteriormente, redactó *Noticia del estado de los caminos y canales en España. Causa de sus atrasos y defectos, y medios de remediarlos en adelante*. En 1802 se incorpora el Gabinete de Máquinas a la Inspección, y se fundan los Estudios de la Inspección General de Caminos que, en 1803, pasaron a denominarse Escuela de Caminos y Canales. Betancourt dirigió la Escuela desde 1802 hasta 1807, y redactó su plan de estudios. Entre los profesores de la Escuela estaban, además de Betancourt, José María de Lanz, Juan de Peñalver y José Chaix, quienes tradujeron y editaron la *Geometría descriptiva*, de Gaspard Monge y el *Tratado de Mecánica elemental*, de Louis B. F. Francoeur. La Escuela fue clausurada en 1808, al estallar la guerra de la Independencia.

En 1808 emigró a Rusia, trabajó al servicio del Zar e ingresó en el ejército con el grado de mayor general en el Departamento de Vías de Comunicación. Ascendió a teniente general y fue nombrado jefe del Instituto del Cuerpo de Ingenieros de Vías de Comunicación. Betancourt fijó las bases de funcionamiento del nuevo Instituto, con su experiencia en la Escuela de Madrid y en la Politécnica de París. También trabajó en la modernización de la fábrica de armas de Tula y en el proyecto de una draga para el puerto de Kronstadt. La draga de Kronstadt fue la primera máquina de vapor instalada en barcos fluviales en Rusia y empezó a funcionar en 1812.

Entre 1810 y 1812, proyectó varios puentes, entre los que destaca el Kamennostrovski, sobre el Málaia Nevka. En 1816 se le encargó proyectar una fábrica de papel moneda y tres años después fue designado director general del Departamento de Vías de Comunicación del Imperio Ruso, durante lo cual se dedicó a mejorar los canales y la navegación fluvial, a impulsar la construcción de carreteras y puentes y a organizar el Comité de Construcciones y Obras Hidráulicas para urbanizar San Petersburgo. También proyectó los pabellones permanentes para las ferias comerciales de Nizhni Novgorod y la feria de Macarief, levantada en la confluencia de los ríos Volga y Oca.

Desde 1822, su carrera en Rusia fue declinando, hasta su muerte el 14 de julio de 1824 en San Petersburgo, a los 66 años.

1.2. Tipologías de máquinas de vapor. Perspectiva histórica

Se ha recogido información referente a la historia de la máquina de vapor del recurso web perteneciente a Wikipedia [2], entre otros.

Según algunos historiadores, quien marcó el inicio de las máquinas de vapor fue Edward Somerset, Marqués de Worcester, quien en 1663 construyó una máquina bastante sencilla para elevar agua de un recipiente por medio de la presión de los vapores producidos en otro, comunicado con el primero. Somerset no pudo conseguir el capital necesario para producir y vender su máquina y murió en la pobreza.

Fue en 1698, cuando Thomas Savery consiguió la patente de la primera máquina de vapor utilizada para drenar el agua de las minas (Figura 2).

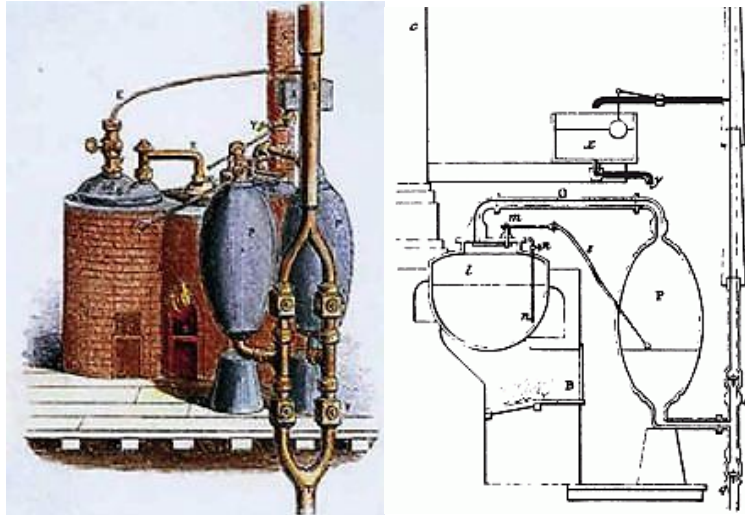


Figura 2. Máquina de vapor extractora de Thomas Savery (1698) [2].

Ésta consistía en un depósito conectado a una caldera y a dos tuberías, una llegaba el agua de la mina a extraer y la otra tubería al exterior. Su funcionamiento era el siguiente: primero se abría la válvula de conexión de la caldera al depósito, éste se llenaba de vapor de agua y salía el aire al exterior a través de una válvula anti-retorno. Posteriormente, se rociaba el depósito por fuera con agua fría y, al enfriarse, el vapor se condensaba y se hacía el vacío. Este vacío, hacía que subiera el agua de la mina al depósito por la tubería con válvula anti-retorno. Para vaciarlo, se volvía a abrir la primera válvula y el vapor a presión empujaba el agua por la válvula anti-retorno.

Siguió mejorando su invento hasta su muerte en 1716, y sus trabajos fueron continuados por numerosos técnicos, entre ellos el francés Denis Papin, quien fue el primero en emplear un émbolo o pistón. Éste era atraído por el vacío o empujado por la presión de los gases o del vapor, transmitiendo el movimiento producido por medio de un vástago. También inventó la válvula de seguridad, que ha permitido todos los experimentos posteriores sin riesgo de explosión.

En 1712, el inglés Thomas Newcomen agregó todos estos adelantos a su máquina de vapor (Figura 3). Ésta fue universalmente aceptada, y comenzó a

utilizarse en la mayor parte de las minas de Inglaterra, desde la primera mitad del siglo XVIII.

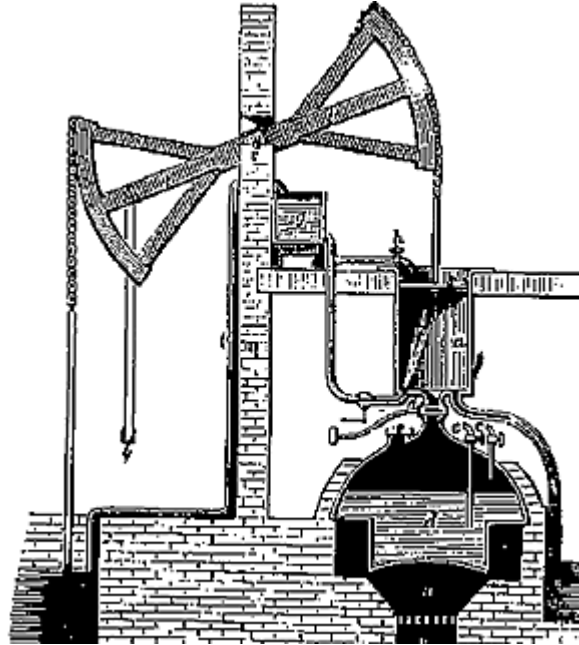


Figura 3. Máquina de vapor atmosférica de Thomas Newcomen (1705) [3].

Su funcionamiento era el siguiente: El vapor de agua entraba en el cilindro por debajo del pistón, empujándolo hacia arriba. Seguidamente, se introducía en la parte inferior agua fría que condensaba el vapor y producía cierto vacío, haciendo caer el pistón. Éste arrastraba el balancín por medio de un vástago y una cadena, transmitiendo el movimiento. El agua fría salía por la parte inferior del cilindro y volvía a entrar el vapor, elevando el pistón.

Pero esta máquina sólo invertía un cuarto de la energía en trabajo útil, mientras que el resto se perdía al calentar y enfriar sucesivamente el cilindro, y estos cambios de temperatura sólo eran recuperables consumiendo más combustible.

Posteriormente, James Watt corrigió los inconvenientes de esta máquina con el diseño del condensador. Éste, separado del cilindro y comunicado con él, enfriaba y condensaba el vapor de agua. Así pues, el cilindro conservaba una temperatura más o menos constante y el pistón podía elevarse tras la admisión del nuevo vapor, eliminando el tiempo de espera que antes se necesitaba para volver a

calentar el cilindro enfriado. La primera máquina con condensador se construyó en 1774 en Kinneil, cerca de Boroughstiness. Más tarde, patentó el engranaje planetario, mecanismo que transformaba el movimiento alternativo del pistón en movimiento de rotación.

1.3. Objetivos

Los objetivos del presente TFG son:

- Difusión y puesta en valor del patrimonio histórico del insigne ingeniero español Agustín de Betancourt y Molina.
- Obtención de la documentación geométrica de la máquina de vapor de doble efecto diseñada por Betancourt: modelado 3D con técnicas de diseño asistido por ordenador (CAD) y obtención de su planimetría gracias al concurso del software Autodesk Inventor Professional.
- Análisis estático con técnicas de Ingeniería Asistida por Ordenador (CAE) a partir del modelo CAD obtenido previamente, gracias al concurso del software Autodesk Inventor Professional.
- Conclusiones a la luz de los resultados y caracterización de la invención histórica.

2. LA MÁQUINA DE VAPOR DE DOBLE EFECTO

2.1. Introducción

La introducción del condensador por James Watt, permitió triplicar el rendimiento de la máquina de Newcomen y, además, mostró que se podía aprovechar la expansión del vapor para mover el cilindro disminuyendo la cantidad de vapor empleada en cada ciclo.

Este modelo fue el que Betancourt reprodujo en 1788, en proporciones reducidas, para las colecciones del Real Gabinete de Máquinas del Buen Retiro.

2.2. Recorrido histórico

2.2.1. Siglo XVIII

En la redacción de este apartado se ha tomado la información contenida en el recurso de Wikipedia [4].

En 1782, Watt patenta la máquina de doble efecto (Figura 4). Adaptó la parte superior del cilindro para que la admisión del vapor pudiera hacerse sucesivamente por debajo y por encima del pistón, permitiendo el doble empuje del émbolo, de arriba a abajo y de abajo a arriba. Esto añadía fuerza y rapidez, ya que el vapor sólo entraba por la parte inferior del cilindro y el vacío sólo ayudaba en la carrera descendiente del émbolo, empujado por su propio peso y por la presión atmosférica.

La última mejora de Watt fue el 'paralelogramo'. En la máquina de simple efecto, el pistón sólo ejercía acción motora en su carrera descendiente y la transmitía al balancín mediante una cadena. En la nueva máquina, la cadena no transmitiría el movimiento ascendiente, por lo que se remplazó por una palanca que unía el vástago con el extremo del balancín. Ésta presentaba la dificultad de que su movimiento, así como el del vástago, debía mantenerse sobre la vertical, mientras que el extremo del balancín describía un movimiento circular.

Para solucionar este problema colocó entre el extremo del balancín y el de la palanca el 'paralelogramo', un conjunto de articulaciones que transmitían el empuje al balancín y, a la vez, mantenían la carrera de la palanca a lo largo de una línea vertical.

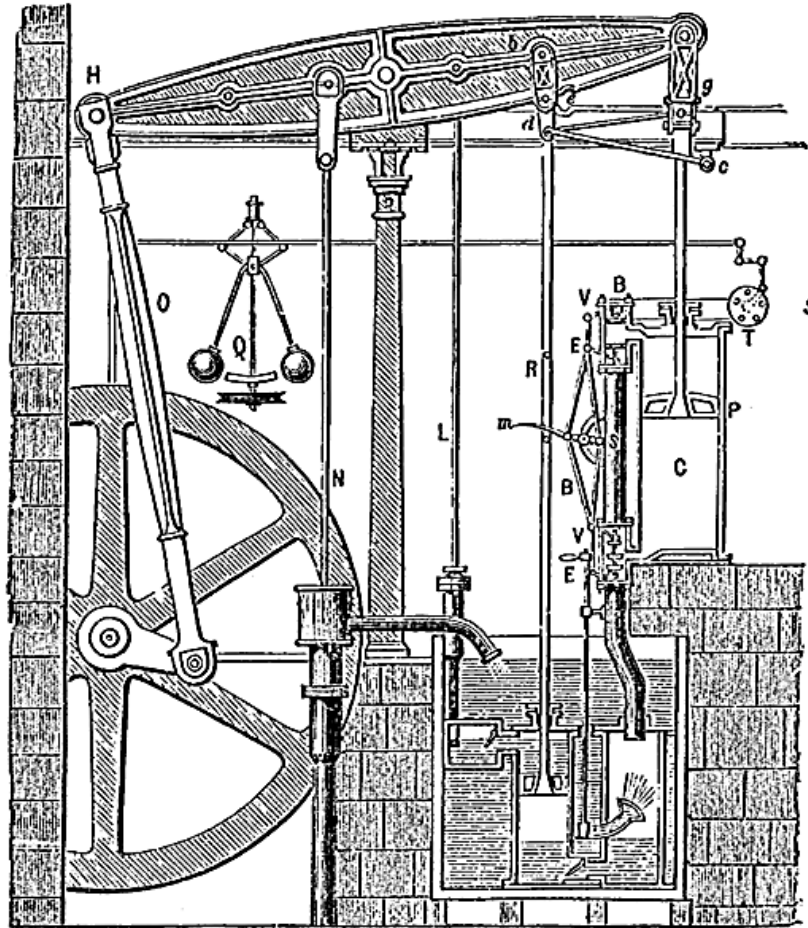


Figura 4. Máquina de vapor de doble efecto de Watt [4].

De todas estas mejoras, sólo llegó a conocerse el condensador separado del cilindro, mientras que el resto se mantuvieron en secreto y sólo se aplicaron a las máquinas fabricadas en los talleres de Watt y Bolton a partir de 1784.

Fue en 1788, cuando Agustín de Betancourt y Molina se dedicó al estudio de la máquina de vapor, tras recibir el encargo de la Corte de España de formar una colección de modelos relativos a la hidráulica. Viajó a Inglaterra y visitó Birmingham, para conocer a los señores Watt y Bolton. Estos le enseñaron sus fábricas de botones y de plata chapada, pero ninguna de sus máquinas de vapor: *"Sólo me dijeron que las que estaban fabricando en aquellos momentos eran*

superiores a todas las demás, ya que su velocidad podía regularse a voluntad y que consumían mucho menos combustible que las que habían hecho anteriormente. Ni siquiera me dejaron entrever de qué modo habían conseguido tan grandes ventajas” [5].

Aun así, consiguió visitar los molinos que se estaban construyendo cerca del puente de Black Friar. Este establecimiento se componía de tres máquinas de vapor, una de las cuales estaba terminada:

"Lo que me llamó la atención en primer lugar, fue ver que se había suprimido la cadena que antes estaba atada al balancín y que tenía suspendido el émbolo dentro del cilindro. Esta cadena había sido sustituida por un paralelogramo, que describiré un poco más adelante. Observé, además, que en lugar del conducto que en las máquinas de Watt y en las de Chaillot comunica el vapor de la parte superior a la inferior del cilindro, había dos tubos, cuyo uso no comprendí enseguida, y cuatro válvulas que se movían a cada oscilación del balancín. También me llamó la atención la pequeñez del cilindro, en comparación con el efecto maravilloso de la máquina. Todo ello me hizo sospechar que debía haber en aquella máquina algún doble efecto; es decir que, mientras el vapor hacía presión sobre la cara superior del émbolo, se hacía el vacío en su parte inferior; y recíprocamente, cuando el vapor empujaba el émbolo de abajo hacia arriba, se hacía el vacío en su parte superior. En cuanto a la bomba de aire, al condensador y al moderador de velocidad, no pude darme cuenta de ellos, ya que todas las piezas estaban tapadas” [5].

A partir de entonces, comenzaron sus estudios sobre la máquina de vapor de doble efecto, que se recogen en la publicación *Mémoire sur une machine à vapeur à double effet*, de 1792.

2.2.2. La máquina de vapor de doble efecto

Betancourt presentó a la Academia de las Ciencias su memoria a la vez que su modelo era sometido a una serie de pruebas, con resultados satisfactorios.

Los hermanos Périer, importantes industriales del último cuarto del s. XVIII, ya poseían una máquina de simple efecto de Watt en Chaillot, en las proximidades de París, y mandaron a Betancourt construir una máquina de doble efecto, igual a la de su modelo.

Empezó a construirse y se colocó a principios de 1790 en la isla de los Cisnes, sobre el Sena, para a poner en marcha molinos harineros. Los técnicos admiraron la ejecución y el mecanismo de la nueva máquina y, además, las máquinas fabricadas a base de los dibujos de Betancourt fueron las primeras máquinas de vapor fabricadas en Francia.

En la Figura 5, se puede observar un alzado de la máquina.

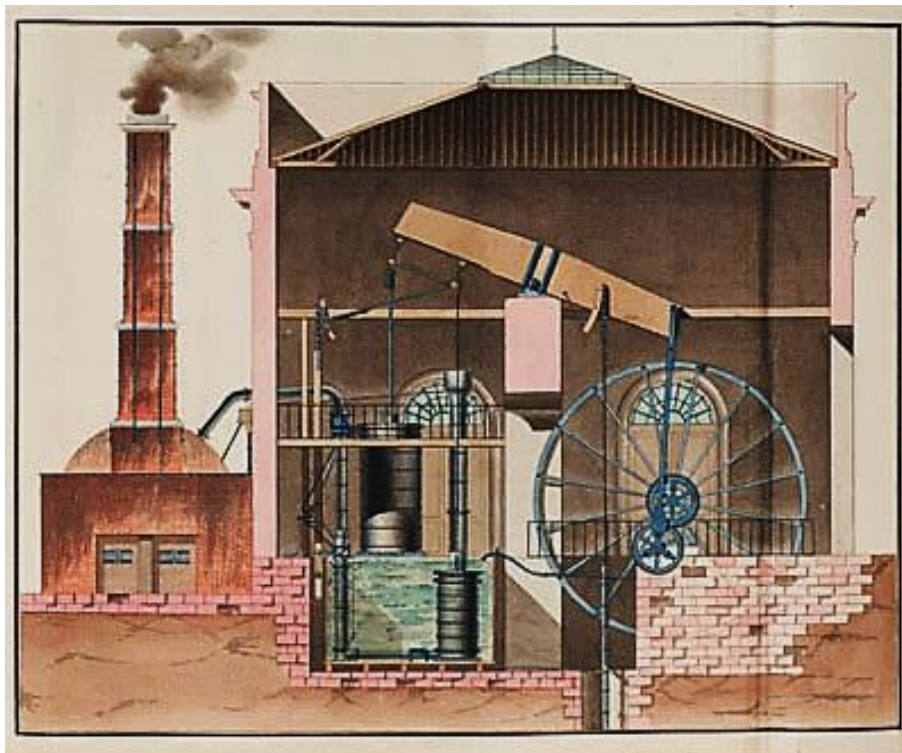
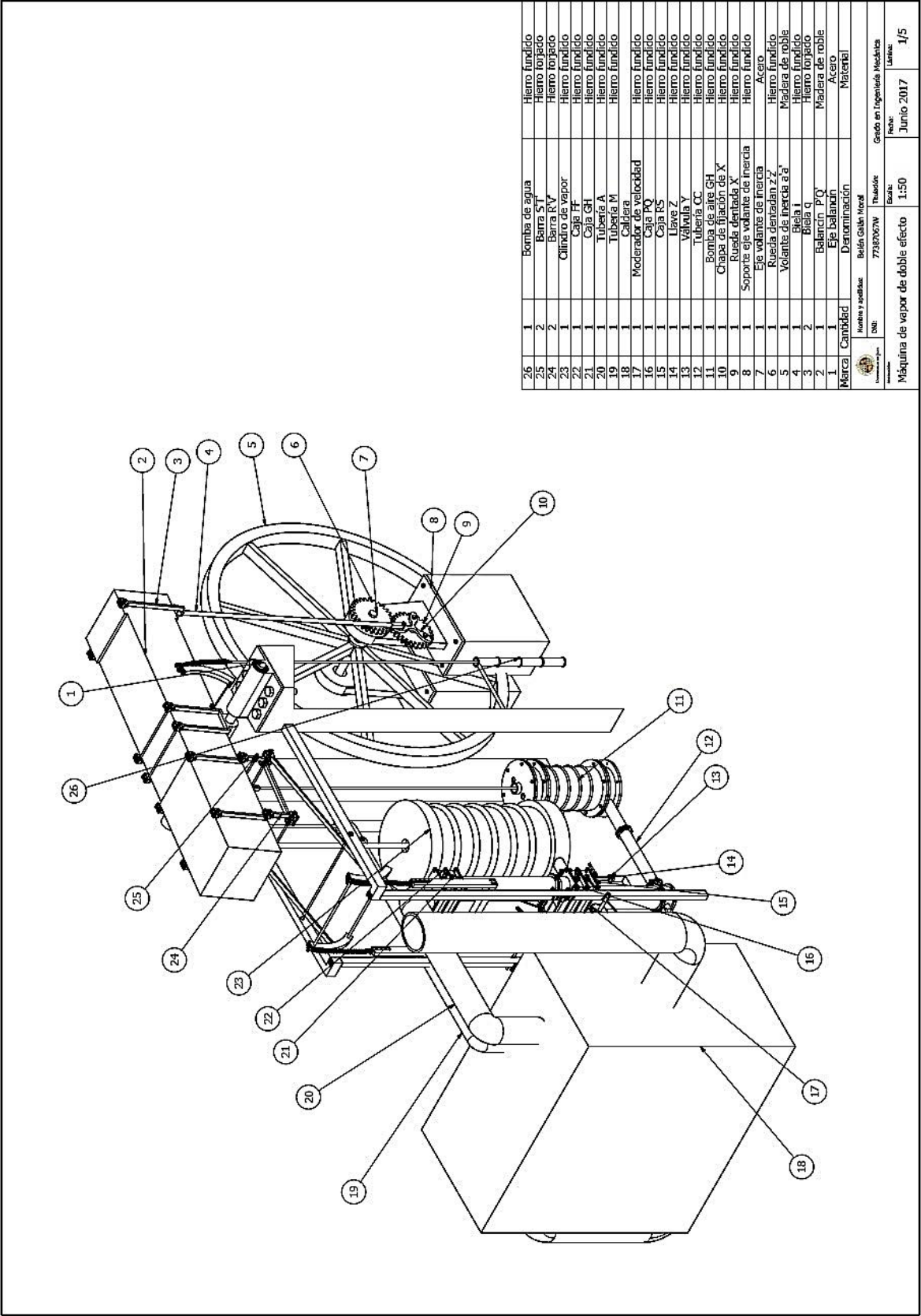


Figura 5. Máquina de vapor de doble efecto de Betancourt. [5]

La composición de la nueva máquina de vapor, construida por Betancourt en base a la de Watt y con bastantes aportaciones personales, se muestra en las Figuras 6 y 7. Se trata de una perspectiva del modelo y un plano de conjunto donde se señalan los elementos que la componen. En el Anexo Planos se encuentra una planimetría más detallada de los elementos más reseñables.



26	1	Bomba de agua	Hierro fundido
25	2	Barra ST	Hierro forjado
24	2	Barra RV	Hierro forjado
23	1	Cilindro de vapor	Hierro fundido
22	1	Caja HF	Hierro fundido
21	1	Caja GH	Hierro fundido
20	1	Tubería A	Hierro fundido
19	1	Tubería M	Hierro fundido
18	1	Caldera	Hierro fundido
17	1	Moderador de velocidad	Hierro fundido
16	1	Caja PQ	Hierro fundido
15	1	Caja RS	Hierro fundido
14	1	Llave Z	Hierro fundido
13	1	Valvula Y	Hierro fundido
12	1	Tubería CC	Hierro fundido
11	1	Bomba de aire GH	Hierro fundido
10	1	Chapa de fijación de X	Hierro fundido
9	1	Rueda dentada X	Hierro fundido
8	1	Soporte eje volante de inercia	Hierro fundido
7	1	Eje volante de inercia	Acero
6	1	Rueda dentada Z Z'	Hierro fundido
5	1	Volante de inercia a a'	Madera de roble
4	1	Biel a	Hierro fundido
3	2	Biel q	Hierro forjado
2	1	Balancín PQ	Madera de roble
1	1	Eje balancín	Acero
Marca	Cantidad	Denominación	Materia
Materia y apellidos			
DNI			
Materia y apellidos			
77387057W			
Belén Galán Moral			
Título			
Grado en Ingeniería Mecánica			
Escuela			
1:50			
Máquina de vapor de doble efecto			
Fecha			
Junio 2017			
Lámina			
1/5			

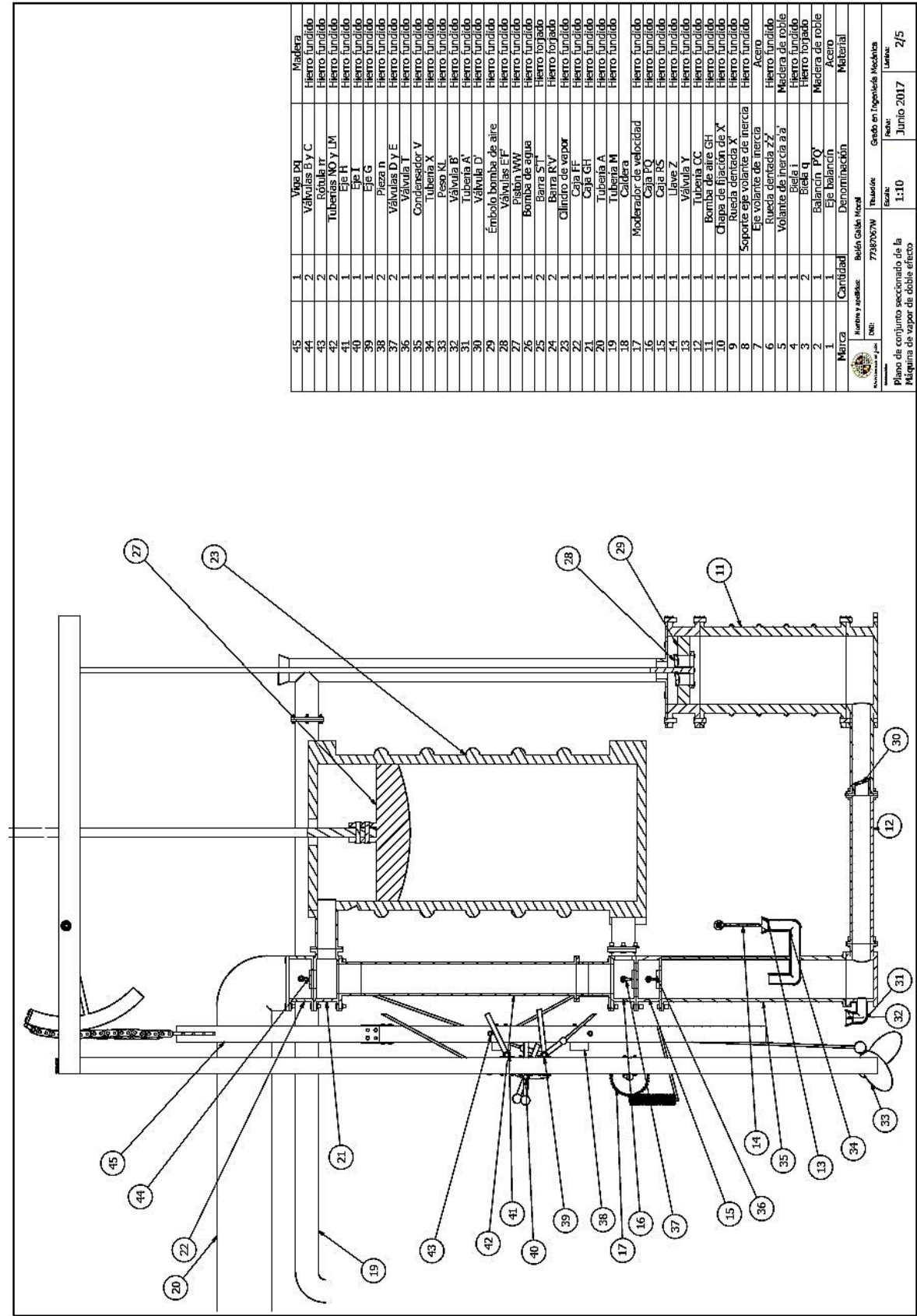


Figura 7. Plano de conjunto del modelo CAD de la máquina de vapor de doble efecto.

En primer lugar, existe una tubería A (20) que conduce el vapor desde la caldera hasta el cilindro. Seguidamente, las válvulas B y C (44) y D y E (37), son 4 válvulas que se abren y cierran alternativamente, de forma que mientras que las válvulas B y E están abiertas, las válvulas C y D están cerradas y viceversa.

La caja FF (22) contiene las válvulas B y C (44) y no tiene ninguna separación en su interior. Por otro lado, la caja GH (21) está dividida en dos partes: H comunica con la parte superior del cilindro y por G el vapor pasa de arriba a abajo. LM y NO (42) son dos tuberías que comunican vapor: LM va al inferior del cilindro (23) y NO al condensador (35). Las válvulas D y E (37) están en la caja PQ (16) dividida en dos partes, al igual que la caja GH; con la diferencia de que la comunicación con el cilindro es por el lado opuesto, es decir, por D.

Por debajo de estas dos válvulas está la caja RS (15) dentro de la cual está la válvula T (36) utilizada para moderar la cantidad de vapor que se deja pasar al condensador.

La tubería X (34) es un tubo curvado para la inyección de agua fría de condensación: la cantidad de agua se regula con la válvula Y (13), a través de su llave.

La parte inferior del condensador es una tubería curva A (31) que termina por en forma acampanada y en el que hay una válvula B' cargada con un peso (32), que se abre cuando se quiere hacer la funcionar la máquina.

En medio de la tubería CC (12) está la válvula D' (30), por la que el condensador (35) comunica con la bomba de aire GH (11). La válvula E'F' (28) se abre cuando el émbolo (29) sube y se cierra cuando baja; a través de dicha válvula se libera el agua y el aire de condensación y de inyección.

El otro cuerpo de la bomba se utiliza para elevar el agua que se produjo en la condensación y pasarla a un tanque, desde donde se introduce a la caldera.

El condensador y la bomba de aire se encuentran en un tanque de agua fría, que se renueva continuamente por medio de la bomba agua, a la que el balancín le comunica el movimiento.

El funcionamiento de esta máquina tal y como lo describe Betancourt, es el siguiente:

Se hierve el agua de la caldera, se abren las 5 válvulas BC (44), DE (37) y B' (32) y se cierra la de inyección Y (13), de modo que el aire contenido en el cilindro se expande por el calor del vapor de agua que pasa a través del conducto de GH (21) y la válvula D (37) al condensador y sale a través de la tubería A' (31). La válvula B' (32) de A' (31) se cierra y el vapor pasa a través del condensador y de la tubería CC (12), abriendo la válvula D' (30) y las válvulas E'F' del émbolo (29) de la bomba de aire.

Cuando la bomba se purga de aire atmosférico, el émbolo WW vapor (27), está en la parte superior; se cierra B (44) y E (37) y se abre el tubo de inyección X (34). Se aprecia que el vapor entra por el tubo A (20), pasa a través de la válvula C (44) y la tubería NO (42), hasta la válvula E (37), que está cerrada.

La presión aumenta y el vapor acaba entrando en el cilindro por la caja GH (21). Hace presión sobre el pistón (27) y lo empuja hacia abajo, expulsando el vapor de agua que está en la parte inferior del cilindro que sale por la válvula D (37) y pasa al condensador, donde la inyección de agua fría y la condensación producen un vacío en la parte inferior del pistón.

Cuando el pistón alcanza el punto más bajo de su carrera, las válvulas C (44) y D (37) se cierran y las otras dos, B y E se abren; a continuación, el vapor pasa a través de la válvula B y por la tubería LM (42) y entra en el cilindro, empujando el pistón de abajo hacia arriba; al mismo tiempo el vapor que estaba en la parte superior por encima del pistón sale por H y después de pasar a través de la tubería NO (42) y válvulas E (37) y T (36), va al condensador.

Si se cierra la válvula T (36) para que entre menos vapor al cilindro, el que viene de la caldera tendrá que superar una resistencia mucho mayor que el que pasa al condensador. Cerrándola completamente, el émbolo WW (27) estará siendo comprimido por dos fuerzas iguales y opuestas, se hará el equilibrio y la máquina se detendrá.

El agua entra a través de la tubería de X (34) y condensa dejando una gran cantidad de aire; este aire se acumula sucesivamente, se dilata en el condensador (con el calor del vapor que sale del cilindro) y se opone a una resistencia que, después de un buen momento equilibra la fuerza del vapor y por lo tanto la máquina se para. Para evitar este inconveniente, Watt imaginó complementar con la bomba de aire GH (11); esta se mueve por medio del eje del balancín, y extrae todo el aire que se introduce durante la corta duración de una oscilación, también elimina el agua que ha pasado a través de la tubería de X y la que resulta de la condensación del vapor [5].

Los principios de funcionamiento son los mismos de la máquina de Watt y, exteriormente, la máquina era similar, pero Betancourt tuvo que dar solución a todos los detalles técnicos que no observó directamente: *“En cuanto a la bomba de aire, al condensador y al moderador de velocidad, no pude darme cuenta de ellos, ya que todas las piezas estaban tapadas”* [5].

Su solución se aproxima mucho a la de Watt, pero los mecanismos de regulación de las válvulas y del moderador de velocidad son totalmente originales.

El mecanismo del paralelogramo era visible en las máquinas que visitó en Londres y lo reprodujo exactamente, aunque ideó una alternativa para transformar el movimiento circular de la trayectoria del extremo del balancín en movimiento rectilíneo en la palanca. Este mecanismo, descrito en el texto *‘Essai sur la composition des machines’*, no le pareció mejor que el paralelogramo y no lo usó en su modelo. En otro texto *‘Nouvelle architecture hydraulique’* [6], aparece su descripción y se puede apreciar una representación gráfica en la Figura 8 cuya descripción de su funcionamiento se reproduce seguidamente.

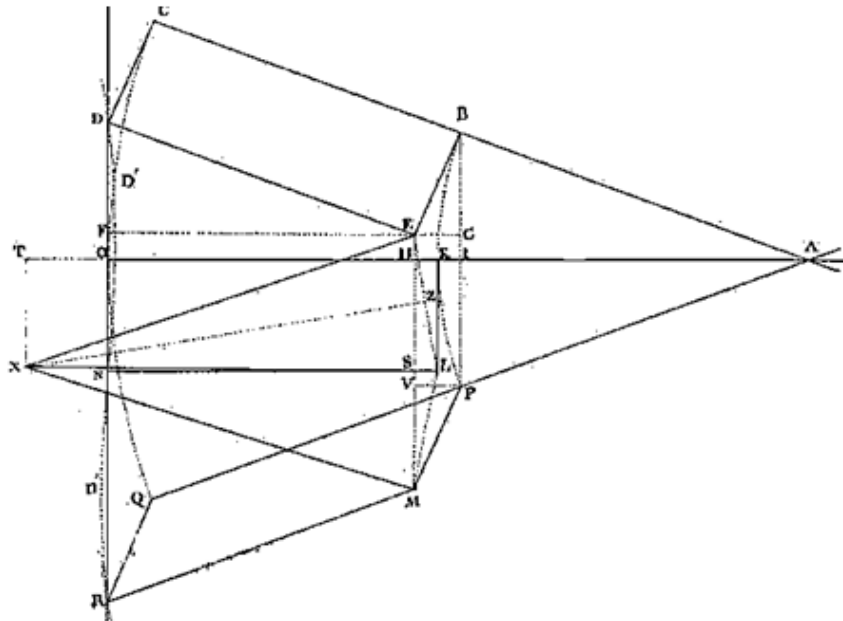


Figura 8. Paralelogramo. [5].

“Dos piezas de madera ab y dO giran alrededor de los puntos o centros a y O . Sus extremos b y d están sujetos el uno al otro por medio de la pieza de hierro $bc'd$, con articulaciones en b y en d . La longitud de ab y dO , tomados de centro a centro, son iguales; la suma de las distancias $ab+dO$ es igual a la distancia del punto a al punto O , proyectada horizontalmente; de modo que, cuando ab y dO son paralelas, la línea recta que pasa por d y b es vertical; y como el largo de la pieza bd , de centro a centro, es igual a la diferencia de nivel de los puntos a y O , bd se mantiene vertical cuando ab y dO se hallan en posición horizontal.

Por medio de este dispositivo, si los puntos b y d no describen arcos de circunferencia de muchos grados por encima y por debajo de las horizontales que pasan respectivamente por los puntos a y O , el centro c' de bd describirá una trayectoria aproximadamente vertical. Si b y d no se alejan mucho de la horizontal y los radios ab y dO son iguales, el punto b sube o baja, respecto del punto a , de forma similar que el punto d según el punto O ; de modo que los arcos descritos por los puntos b y d pueden considerarse iguales. Si se admite esta hipótesis, los puntos b y d deben hallarse siempre a la misma distancia de una vertical cuyos puntos O y a estarían igualmente distantes; si c' está situado en medio de bd , debe hallarse continuamente en la vertical de que hablamos” [6].

En cuanto a las válvulas, no pudo observar la maquinaria e ideó una alternativa con el mismo efecto, basada en los siguientes requerimientos:

1. Que una fuerza muy pequeña pueda vencer el efecto del vapor en la válvula, para evitar movimientos bruscos perjudiciales para la máquina.
2. Que las válvulas se abran rápidamente para que el vapor pase rápido y no se pierda la inercia del balancín y de otras partes que dependen de él.
3. Que las válvulas se cierren lentamente, de manera que los movimientos en el eje del balancín no sean bruscos cuando el vapor pase en sentido contrario.
4. Que se puede ajustar fácilmente el momento en el que se abren las válvulas, según lo requiera la máquina.

La solución expuesta en su memoria se detalla a continuación y puede observarse en la Figura 9.

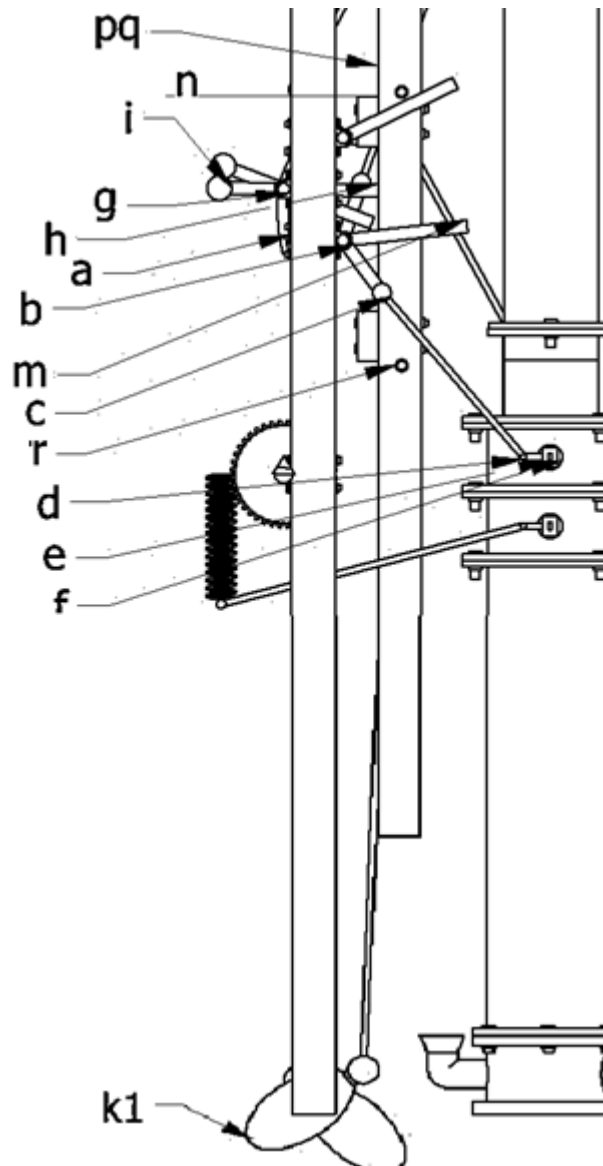


Figura 9. Regulador de velocidad.

abc es una palanca, con centro del movimiento en **b**.

def es otra palanca angular que puede girar alrededor del punto **e** y que sostiene la válvula cuando está abierta.

cd es una varilla inflexible que se utiliza para unir las dos palancas que pueden girar en sus dos extremos.

k1 es un peso atado por el punto **c**.

agh una palanca angular que puede moverse alrededor del punto **g**, que está ligeramente curvada en la parte **a**, y lleva un peso en **i**, extensión de **gh**.

bm es otra palanca que se une con **abc** y gira en el mismo punto **b**.

pq es la viga que se mueve hacia arriba y hacia abajo verticalmente por medio del balancín.

El haz **pq** desciende, el soporte **n** empuja la extremidad **h** de la palanca angular **agh**, hará descender el punto **h** y de empuje **nh** el extremo de la palanca angular, **gh** rebajará **h**, dejando libre la palanca **abc**; entonces el peso **k1**, actuando en el punto **c**, se trasladará más abajo, y al mismo tiempo bajará el punto **d** y subirá la válvula. Para que el peso **k1** no produzca un movimiento violento, debe doblarse por la parte inferior disminuyendo su acción a medida que desciende y alcanzando el equilibrio tan pronto como llega a la posición horizontal.

De lo comentado anteriormente, se deduce como aplicación de las leyes de la mecánica que por muy pequeña que se la fuerza en **c**, será suficiente para levantar la válvula.

También se observa que la válvula se abrirá de inmediato tan pronto como esté libre la palanca **abc**.

Cuando el regulador toma la posición indicada por las líneas de puntos, el balancín cambia su movimiento y por lo tanto, el haz **pq** comienza a elevarse tan pronto como el pistón del cilindro de vapor desciende.

Un momento antes de que el pistón haya terminado su recorrido, una rótula **r** desplaza la otra la palanca **m** y coloca suavemente el regulador en su primera posición, la válvula baja lentamente y sin choque. Así pues, se cumple la tercera condición.

Para regular la velocidad de la máquina, inventó un moderador basado en el principio del flotador provisto de un sifón (Figura 10), y cuya descripción de su funcionamiento se reproduce seguidamente.

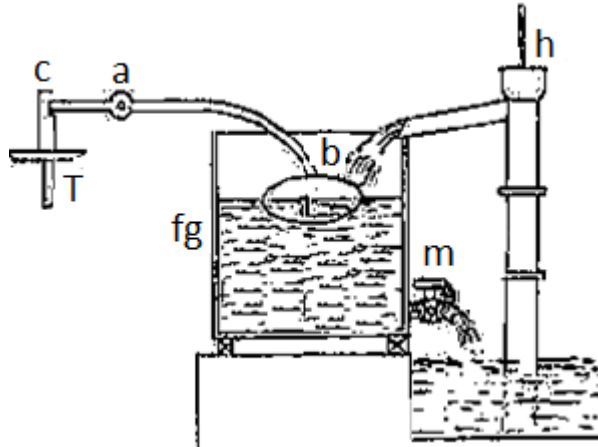


Figura 10. Moderador de velocidad: flotador con sifón. [5].

“T es la válvula que se opone al paso de vapor al condensador, cabe una palanca que en b tiene una lente de cobre o plomo, que flota en un estanque f g lleno de agua; hi es una pequeña bomba que se mueve con el balancín para llenar de agua el embalse con el grifo m.

Se ve que de acuerdo con la relación entre la cantidad de agua que fluye por el grifo y la proporcionada por la bomba en cada una de sus oscilaciones, el agua de la cuenca puede aumentar, disminuir, o permanecer constante; en estas diferentes suposiciones la válvula se abrirá, se cerrará o permanecerá abierta. Es posible, por ejemplo, dejar correr el agua a través del grifo de modo que lo que fluye durante el tiempo de una oscilación por equilibrio es igual al que proporciona la bomba en cada oscilación; como resultado la velocidad del balancín aumenta muy ligeramente, ya sea porque la resistencia disminuye, o por la gran intensidad del fuego, que hace que la bomba hi de más agua al tanque, la palanca d hace bajar la válvula T. Vemos que esta válvula T configurará la velocidad, porque si la bomba está funcionando demasiado lentamente, el agua asciende en la cuenca y tira hacia debajo de la palanca de la válvula T” [5].

En las láminas se encuentra otra alternativa para moderar la velocidad. Variando el grado de apertura de la válvula T se regula la cantidad de vapor que

pasa al condensador y, por tanto, la velocidad de la máquina. En la Figura 11, se puede ver como una palanca RS sostiene la válvula T: R está unido a una cadena que se enrolla alrededor del cilindro que lleva una aguja para marcar en M los grados de apertura de la válvula.

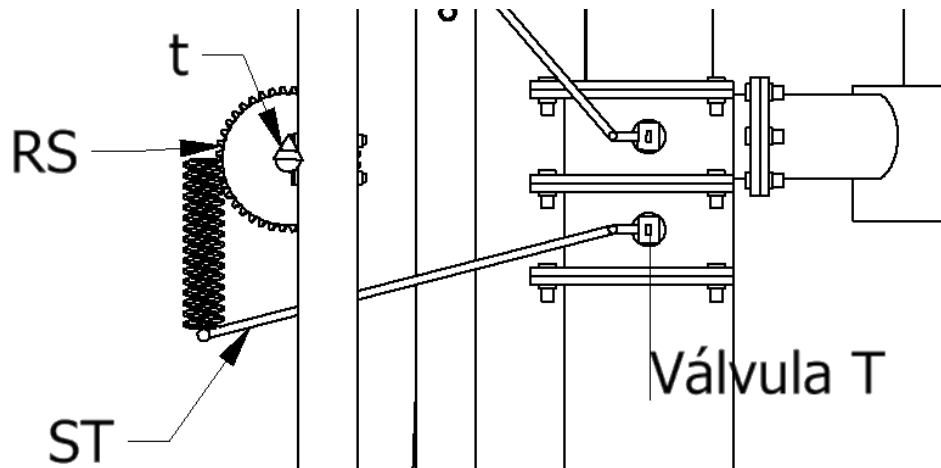


Figura 11. Moderador de velocidad.

Se ha encontrado una descripción más amplia del mecanismo en el texto de Prony [6]. De acuerdo con éste, el vástago de la válvula T (ST) está unido a una rótula y ésta, a una palanca unida a una cadena o cuerda vertical envuelta alrededor de una polea o un cilindro (RS). El eje del cilindro se encuentra en el centro de una esfera exterior que lleva un índice con diferentes divisiones. Girando el índice a la derecha o a la izquierda, se sube o baja el vástago de la válvula T. El índice t, equipado con su esfera, hace el efecto de un micrómetro por el cual se puede mover la válvula T una cantidad tan pequeña como se quiera, cantidad que es fácil de evaluar:

$$a = ST$$

$$b = RS$$

l = longitud de la circunferencia en la que se enrolla la cadena.

n = número entero o número fraccionario de vueltas realizadas por el índice

h = la elevación de la correspondiente válvula de pie n del índice

$$h = \frac{a}{b} k n \quad (2.1)$$

Si la línea se divide en un número de partes q y el número de divisiones incluidas en el índice es q' , la ecuación anterior cambiará a:

$$h = \frac{a q'}{b q} k \quad (2.2)$$

Por último, para comunicar el movimiento al volante, se debe convertir el movimiento de oscilación en un movimiento de rotación. Watt y Bolton emplearon dos ruedas dentadas, una de las cuales (x') (Figura 12), se fija en la barra oscilante qi' , y la otra ($z'z'$), se fija al árbol del volante aa' . Estas ruedas tienen el mismo efecto que la manivela, con la ventaja de transmitir varias velocidades de rotación al árbol del volante, según la proporción de los diámetros de las dos ruedas dentadas (relación de transmisión), sin acelerar ni detener las oscilaciones del balancín.

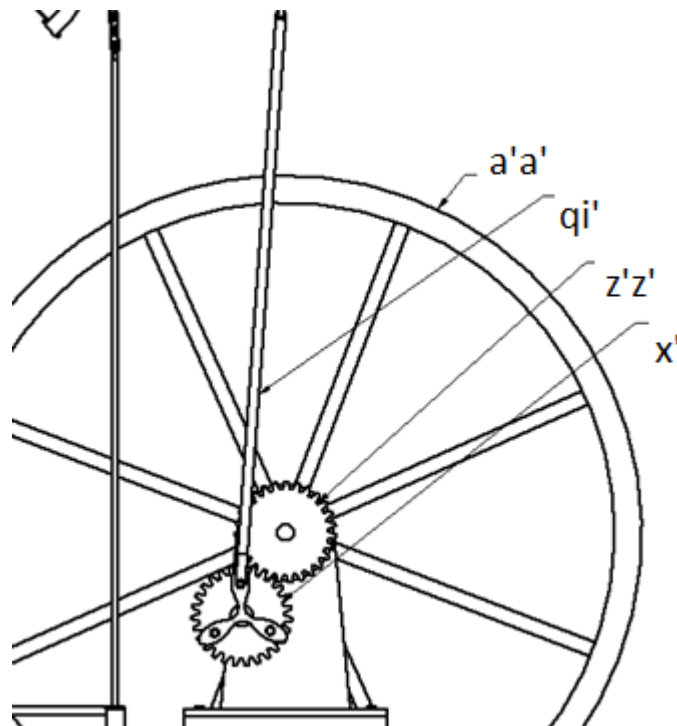


Figura 12. Mecanismo planetario 'Sun and Planets'.

Como se comentó anteriormente, a la vez que construía la máquina encargada por Pénier, Betancourt presentó a la Academia de las Ciencias de París

una memoria con todas las explicaciones técnicas referentes a la descripción y al funcionamiento de su máquina.

La Academia nombró una comisión, formada por los científicos Borda y Monge, quienes presentaron un dictamen definitivo, muy favorable, que se hizo público el 24 de octubre de 1790:

“Creemos que la Academia debe aplaudir el celo y las luces del señor Caballero de Betancourt, quien proporciona a Francia la posesión de una invención, cuyo conocimiento no debía llegarle sino más tarde; y que la memoria que presenta, digna de la aprobación de la Compañía, debe imprimirse en la colección de memorias de los sabios extranjeros”. [8]

3. MODELADO TRIDIMENSIONAL

3.1. Diseño asistido por ordenador (CAD)

Para el modelado de la máquina de vapor de doble efecto y todos sus componentes se ha utilizado el software paramétrico Autodesk Inventor Professional 2016. La ventaja primordial del software paramétrico sobre el no paramétrico es la posibilidad de variar la geometría del modelo de forma rápida.

Partiendo de un boceto 2D, y las operaciones necesarias de extrusión, revolución, barrido o vaciado, etc..., se ha creado cada una de las piezas (archivos con extensión *.ipt.*)

Estas piezas se han insertado en el ensamblaje final (*.iam*), ajustando su posición mediante restricciones.

	Coincidencia	Permite colocar las caras seleccionadas perpendiculares entre sí y hacerlas coincidir. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Nivelación	Permite alinear los componentes entre sí con las caras niveladas. Sitúa las caras, las curvas o los puntos seleccionados de modo que estén alineados con las normales de superficie que apuntan en la misma dirección. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Restricción angular	Permite colocar las aristas o las caras planas en dos componentes a un ángulo especificado para definir un punto de giro. Suprime un grado de libertad en la rotación o dos grados de rotación angular entre las superficies planas.
	Ángulo dirigido	Esta solución siempre aplica la regla de la mano derecha. No admite ninguna posición de apoyo ni límites especificados por el usuario.
	Ángulo no dirigido	Permite cualquier orientación, con lo que se resuelven las situaciones en que la orientación del componente cambia durante una simulación de restricción o un arrastre. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Vector de referencia explícito	Define explícitamente la dirección del vector del eje Z (producto vectorial) mediante la adición de una tercera designación al proceso de selección. Reduce la tendencia de la restricción angular a cambiar a una solución alternativa durante la simulación de una restricción o un arrastre. Éste es el ajuste por defecto. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Restricción de tangencia	Hace que las caras, los planos, los cilindros, las esferas y los conos se toquen en el punto de tangencia. La tangencia puede estar en el interior o en el exterior de una curva, según la dirección de la normal de la superficie seleccionada. Una restricción de tangencia elimina un grado de traslación lineal. Entre un cilindro y un plano, se elimina un grado de libertad lineal y un grado de libertad de rotación.
	Interior	Sitúa la primera pieza seleccionada dentro de la segunda en el punto de tangencia. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.

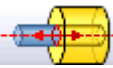
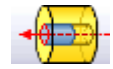
	Exterior	Sitúa la primera pieza seleccionada fuera de la segunda en el punto de tangencia. La tangente exterior es la solución por defecto. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Restricción de inserción	Combinación de una restricción de coincidencia cara a cara entre caras planas y una restricción de coincidencia entre los ejes de los dos componentes. La restricción de inserción coloca una caña de perno en un agujero. La caña se alinea con el agujero y la parte inferior de la cabeza de perno coincide con la cara plana. Sigue pendiente un grado de libertad de rotación.
	Opuesta	Invierte la dirección de coincidencia del primer componente seleccionado. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.
	Alineada	Invierte la dirección de coincidencia del segundo componente seleccionado. Admite una posición de apoyo y límites especificados por el usuario.

Tabla 1. Restricciones de Ensamblaje [9].

Para ajustar las piezas con caras planas coincidentes o colocadas a una distancia conocida se ha empleado una restricción de coincidencia y de nivelación (Figura 13). Las piezas cilíndricas (pernos, ejes, etc.) se han insertado en los agujeros con una restricción de coincidencia axial (Figura 14). La restricción de tangencia se ha aplicado entre las caras planas de los eslabones de las cadenas y las caras curvas de las piezas en las que se enrollan (Figura 15).

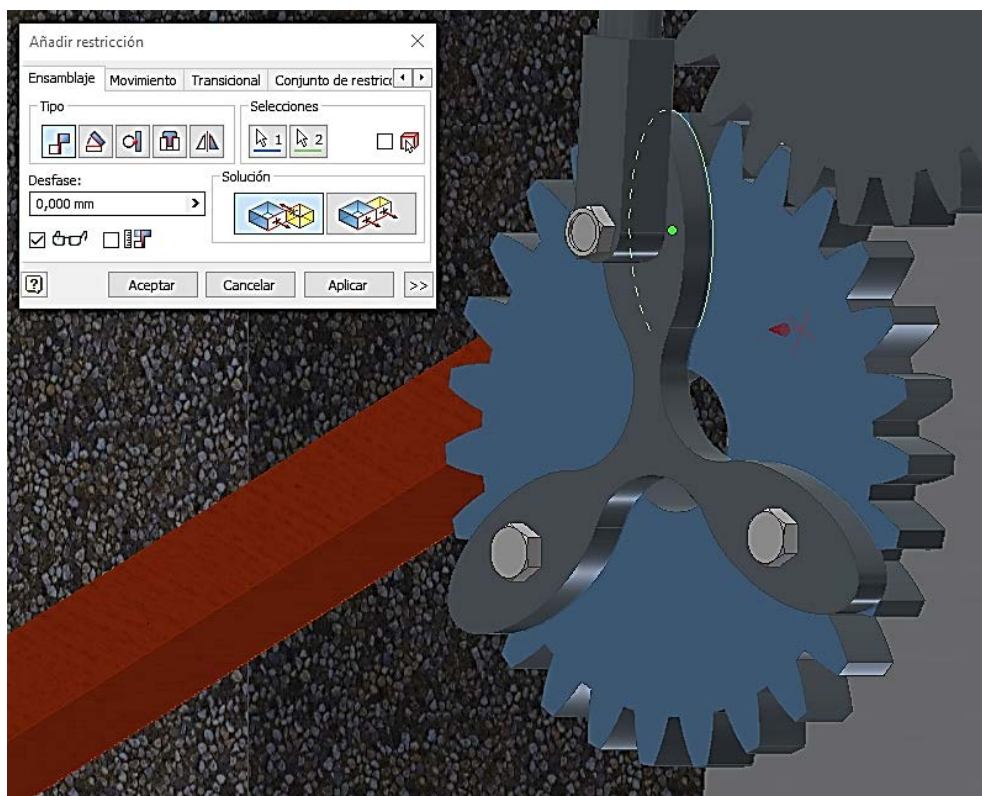
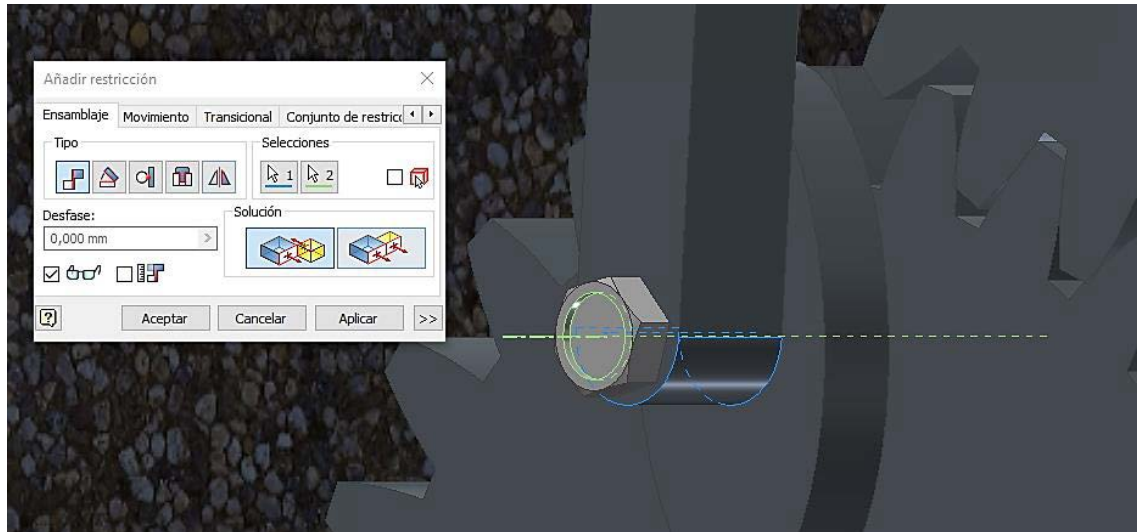
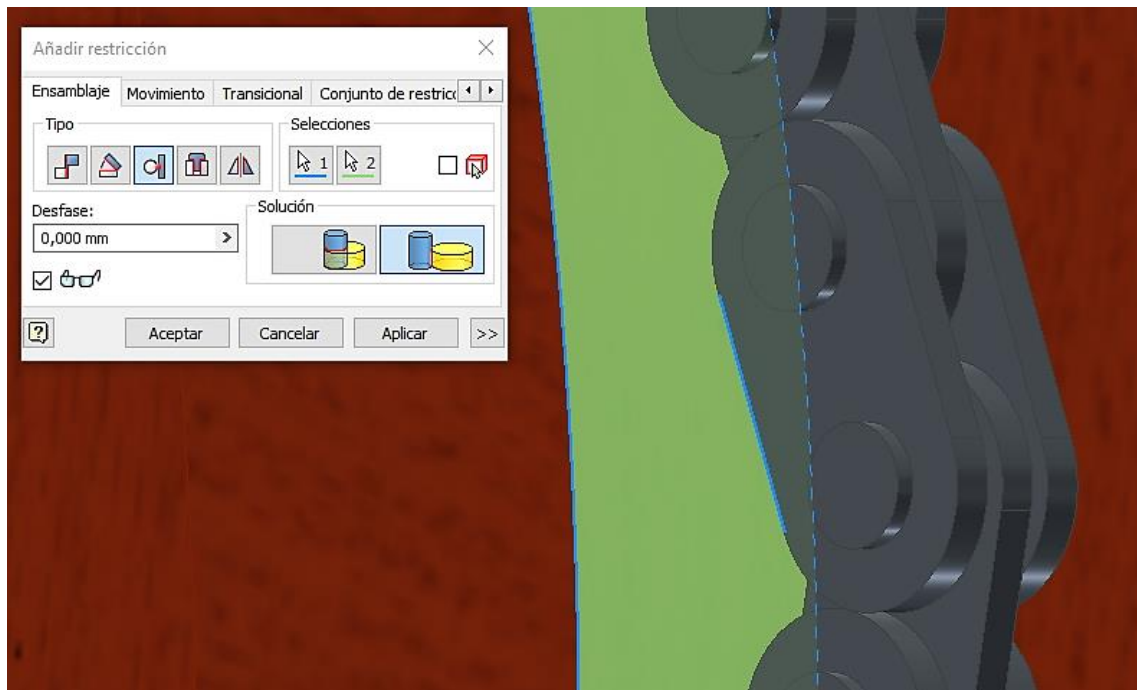


Figura 13. Restricción de coincidencia.

**Figura 14. Restricción de coincidencia axial.****Figura 15. Restricción de tangencia.**

3.2. Resultados

Puesto que en su memoria sobre la máquina de vapor de doble efecto, Betancourt no especificaba las medidas de ninguno de los componentes, se han estimado las dimensiones escalando los planos y basándose en la bibliografía existente (Tabla 2). Del artículo 415 del texto de Thomas Tredgold [7], se extrae la siguiente información:

- La longitud del cilindro será el doble de su diámetro.

- La velocidad del émbolo en metros por minuto se obtendrá multiplicando la raíz cuadrada de la longitud del curso por 57 para las máquinas motrices, o por 54 cuando se trate de subir agua.
- El área de las aberturas del vapor será igual a la del cilindro multiplicada por la velocidad del émbolo en metros por minuto, y dividida por 1.464.
- La bomba de aire será 1/8 de la capacidad del cilindro, o bien tendrá un diámetro y un curso de embolo la mitad menores que el cilindro. El condensador tendrá la misma capacidad.
- Se calculará la cantidad de vapor multiplicando el área del cilindro en metros por la velocidad también en metros por segundo, y añadiendo por el enfriamiento y las pérdidas: este número dividido por el volumen del vapor correspondiente a la presión en la caldera, dará la cantidad de agua necesaria para el vapor por minuto, de donde se deducirán las dimensiones de la caldera. A la presión ordinaria de 0,14 kg/cm sobre la válvula, el divisor será 1.500.
- La cantidad de agua de inyección será 24 veces la que se requiere para el vapor.
- El diámetro del tubo de inyección 1/36 del diámetro del cilindro.
- Las válvulas del émbolo de la bomba de aire serán del mayor tamaño posible: la chapaleta de descarga y la del condensador no tendrán menos superficie.

Diámetro del cilindro (cm)	60
Longitud de carrera (cm)	120
Volumen del cilindro (cm³)	339.292
Área de las aberturas del vapor (m²)	0,0115
Diámetro de las aberturas del vapor (cm)	6,070
Volumen de la bomba de aire (cm³)	42.411,500
Diámetro de la bomba de aire (cm)	30
Longitud de la bomba de aire (cm)	60
Volumen del condensador (cm³)	Volumen de la bomba de aire (cm ³)
Diámetro del tubo de inyección (cm)	1,666
Longitud de circunferencia del volante de inercia (cm)	120

Tabla 2. Dimensiones de las distintas partes de la máquina de vapor.

Seguidamente se exponen los modelos CAD realizados de cada uno de los componentes de la máquina de vapor de doble efecto, y finalmente, el ensamblaje realizado con las restricciones necesarias para asegurar su funcionamiento.

3.2.1. Válvulas

Se emplean 3 tipos de válvulas para regular el paso del fluido a través de las tuberías (Figuras 16 a 18).

1. Chapaleta: consiste en una placa de cuero un poco más ancha que la abertura de la válvula, con uno de sus lados fijo sobre una junta que hace de charnela. El cuero están reforzado en cada lado con una placa de metal; la de abajo es más estrecha, y la de arriba más ancha que el paso. La válvula se debe abrir bajo un ángulo de cerca de 30° , para dejar un paso libre equivalente a su abertura: la caja debe ser vez y media el diámetro de la abertura de la válvula. Debido al calor del agua, es preciso reemplazar el cuero por una pieza de metal bien ajustada. La válvula D' y las de los émbolos de la bomba de agua y de la bomba de aire se corresponden con este tipo de válvula.

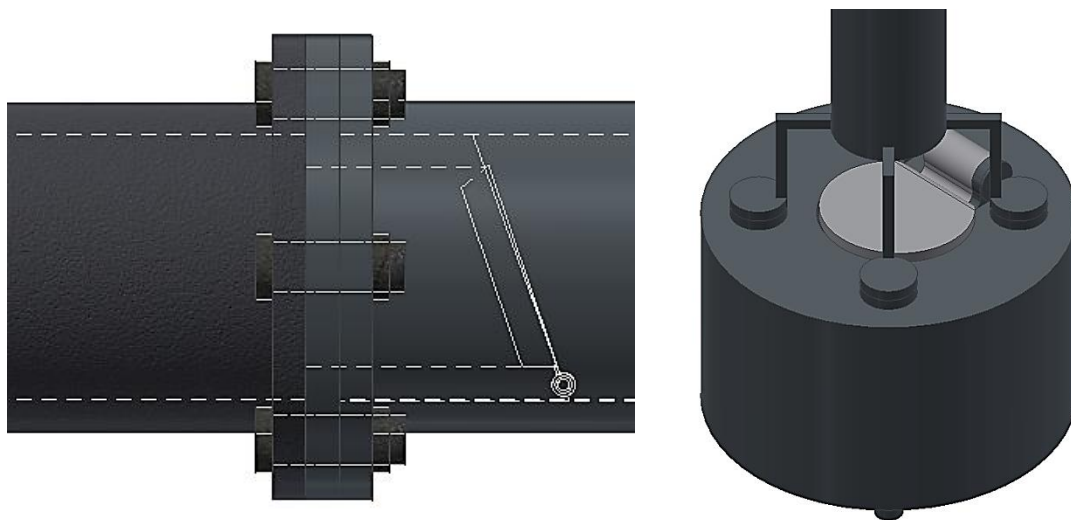


Figura 16. Válvula D' y válvula del émbolo de la bomba de agua.

2. Doble chapaleta: formada de dos válvulas semicirculares; se usa para los pequeños cilindros de las bombas: su construcción es semejante a la de la válvula de chapaleta simple y las chapaletas dobles se deben levantar bajo el mismo ángulo. El embolo de la bomba de aire en la máquina de vapor está provisto de válvulas metálicas de esta especie, las válvulas E' y F'.

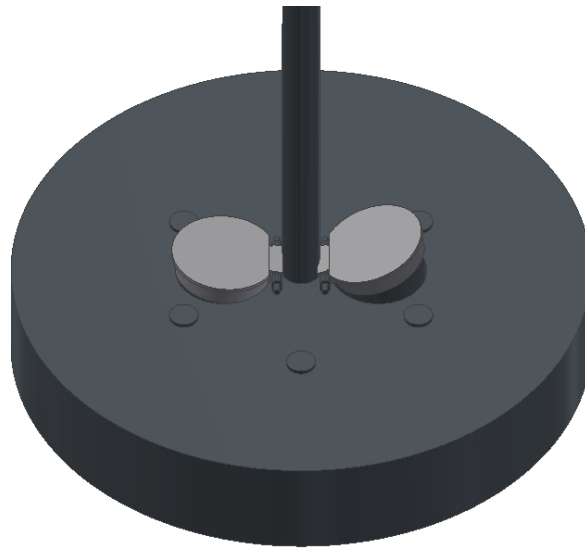


Figura 17. Válvulas E' y F' del émbolo de la bomba de aire.

3. Válvula regulada con palanca: se abren y cierra por acción de una palanca que las eleva o las baja. Tienen esta configuración todas las válvulas del regulados (B, C, D y E), así como la válvula T y la Y.

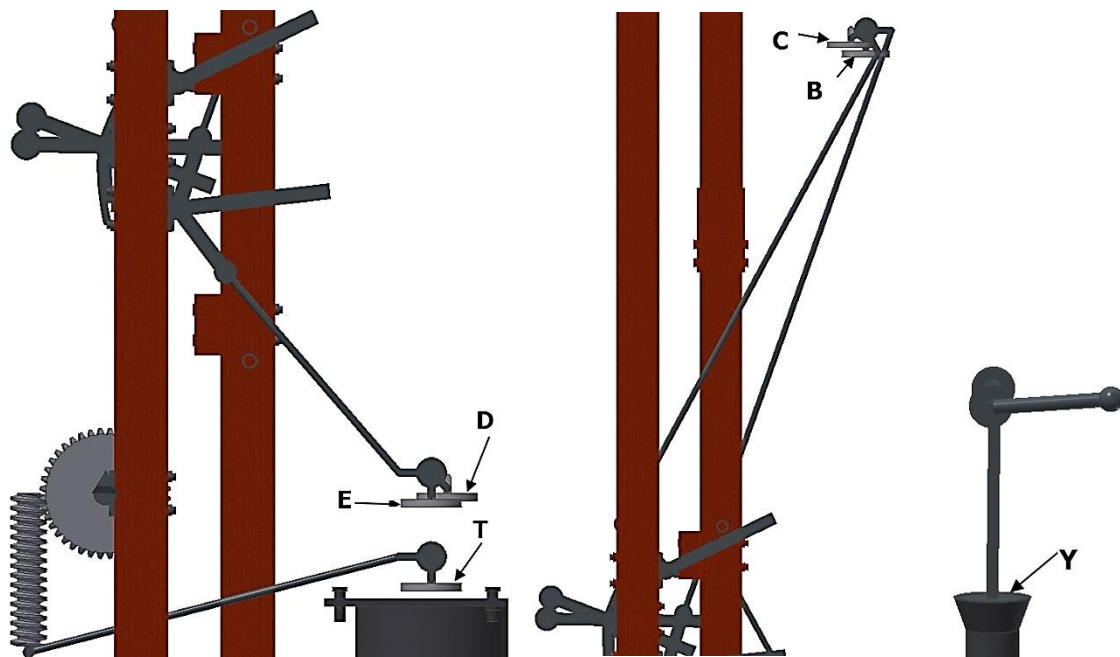


Figura 18. Válvulas reguladas con palanca.

3.2.2.Regulador de velocidad

Las Figuras 19 y 20 muestran un alzado y una vista de detalle del regulador, compuesto por tres vigas de madera, dos fijas y una móvil. La móvil sube y baja con el giro del arco acoplado al paralelogramo: cuando el balancín gira hacia la izquierda, el arco gira hacia la derecha, recoge la cadena y sube la viga del regulador. A las fijas se acoplan tres ejes G, H e I (Figuras 21 a 23), de forma que cada uno de ellos, tiene encajadas una serie de piezas que sirven para regular la apertura y cierre de las válvulas B, C, D y E. En la móvil hay dos piezas, llamadas n en la memoria, y dos rodillos r , que tocan las piezas de los ejes haciéndolos girar, con lo que se mueven las varillas que abren y cierran las válvulas.

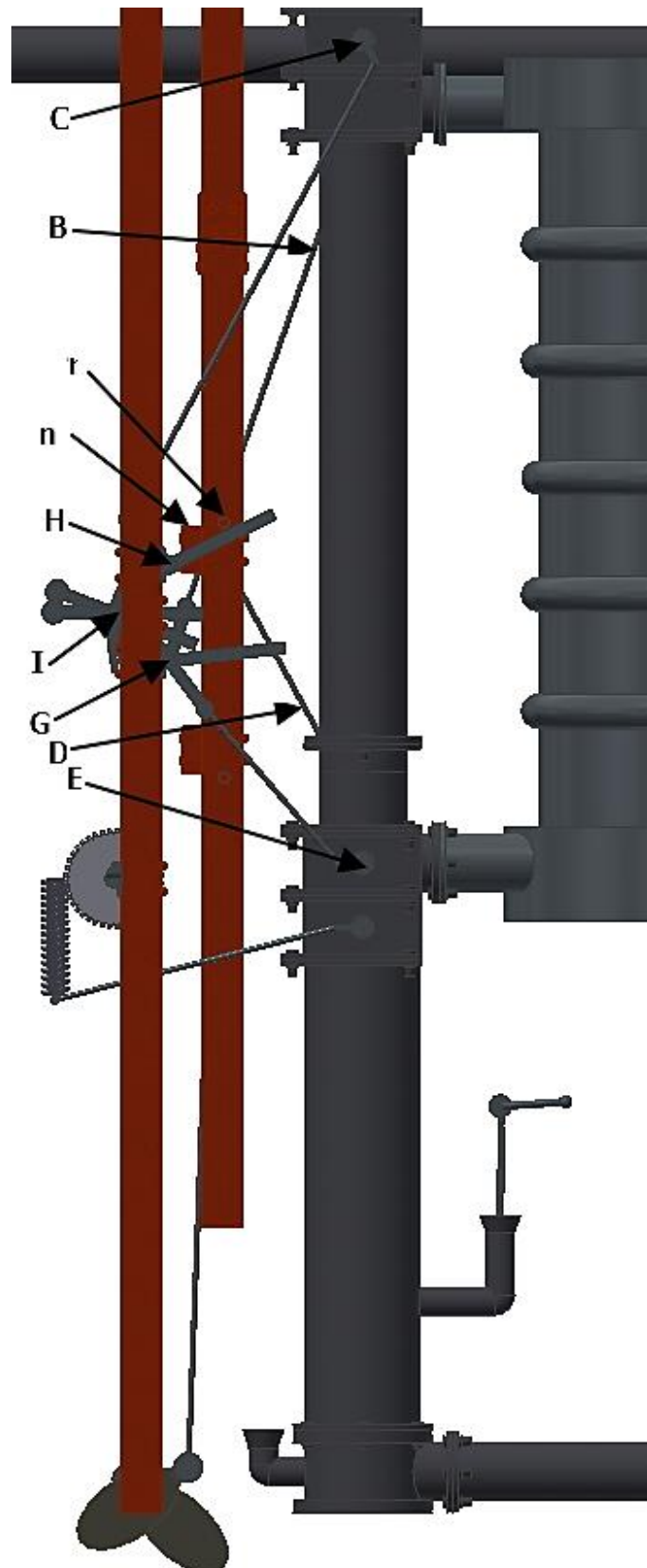


Figura 19. Alzado del regulador de velocidad.

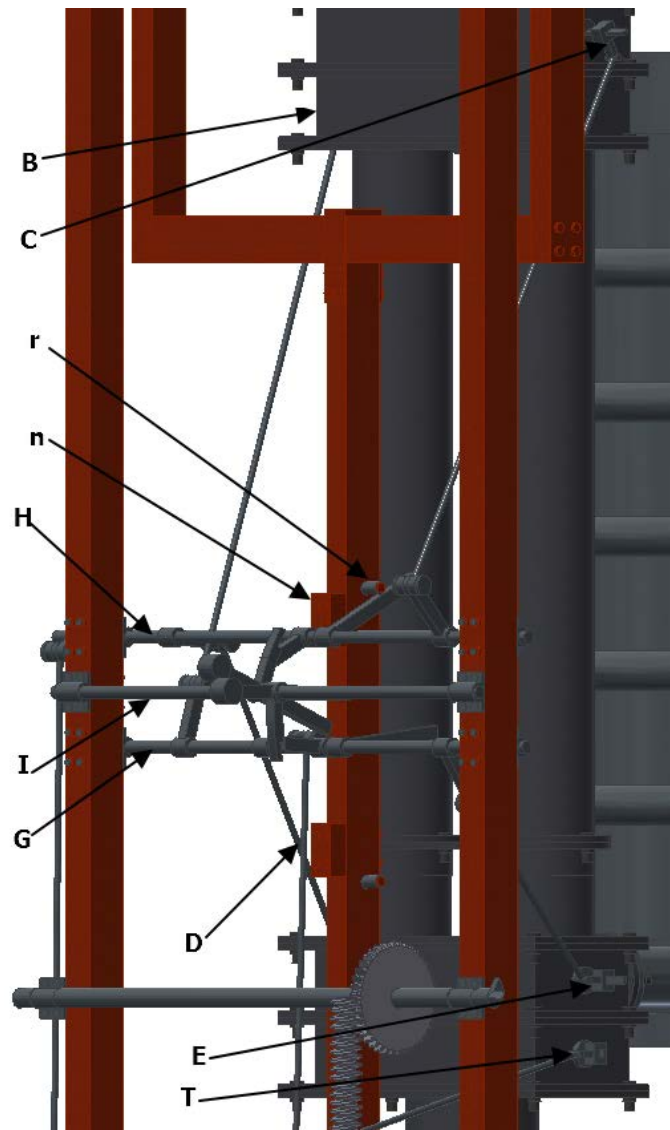


Figura 20. Vista de detalle del regulador de velocidad.



Figura 21. Eje H.

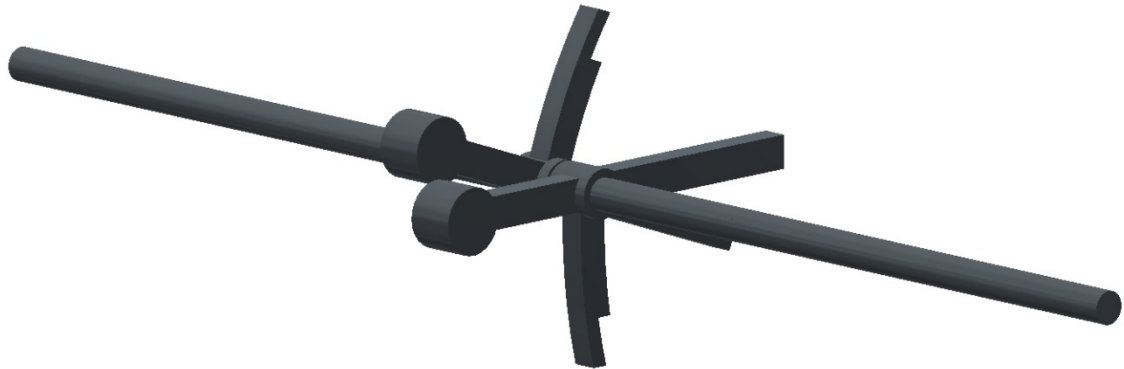


Figura 22. Eje I.

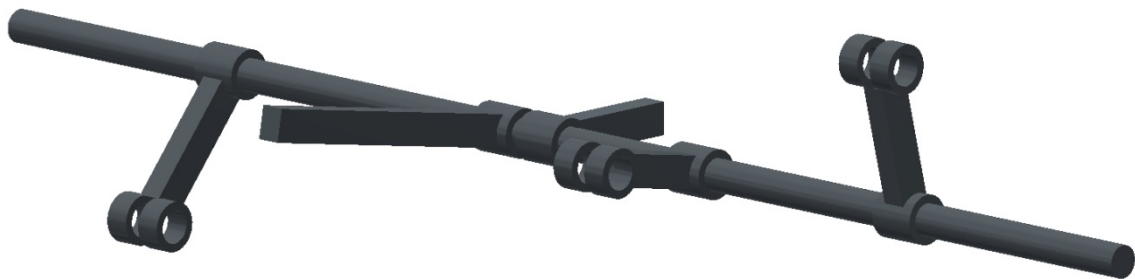


Figura 23. Eje G.

En la Figura 24 se puede ver un detalle de las piezas *n* y *r*.

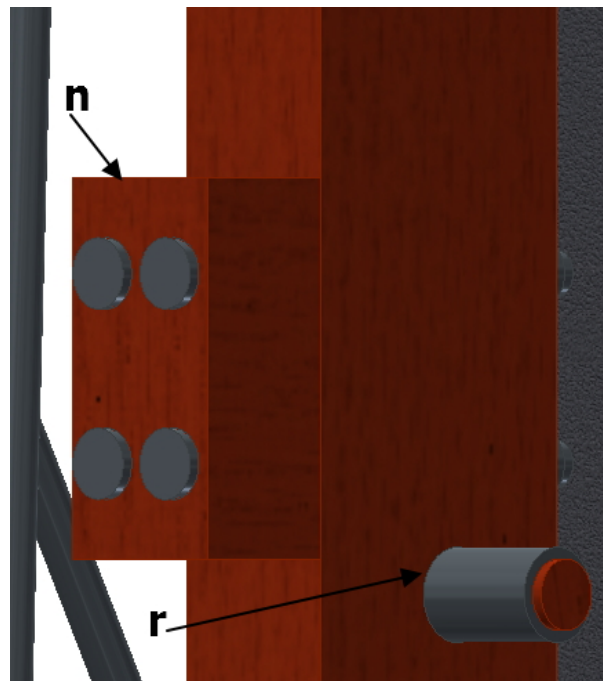


Figura 24. Detalle de las piezas *n* y *r*.

En los ejes G y H hay colgados unos pesos K1 con una forma tal que su bajada sea suave ayudando a la apertura de las válvulas (Figura 25).

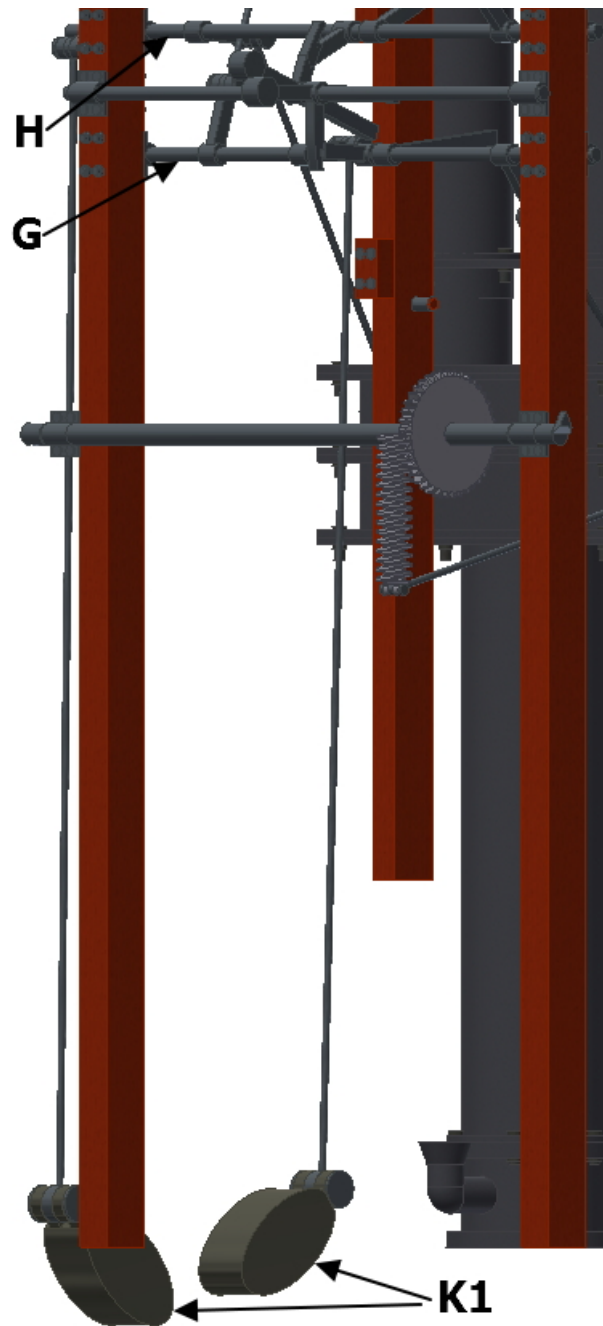


Figura 25. Pesos colgados en los ejes G y H.

A cada una de las piezas con acanaladuras de los ejes se unen las varillas rígidas que sirven de palancas para accionar las válvulas: cuando la varilla gira hace girar el eje al que está unido la válvula, moviéndola (Figura 26).

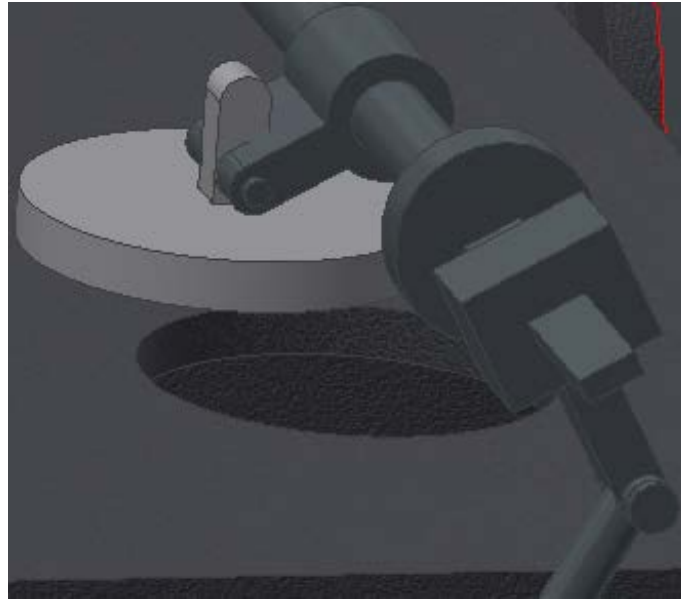


Figura 26. Apertura de la válvula T.

La Figura 27 muestra en detalle el regulador de velocidad.

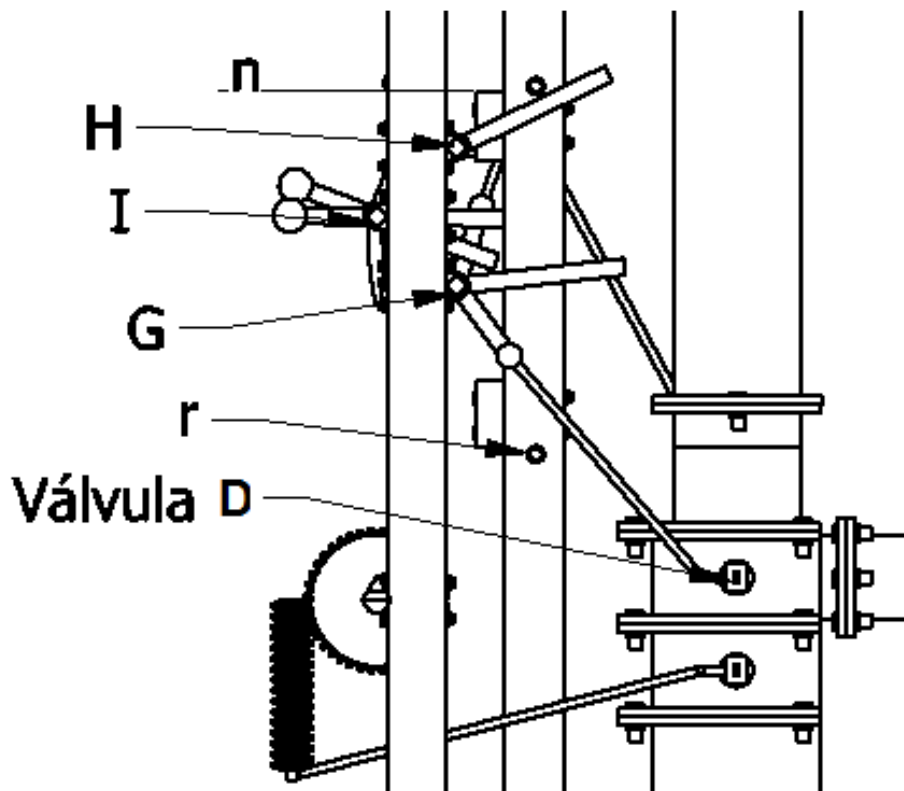


Figura 27. Detalle del regulador de velocidad.

3.2.3. Moderador de velocidad

La Figura 28 muestra el conjunto del moderador de velocidad.

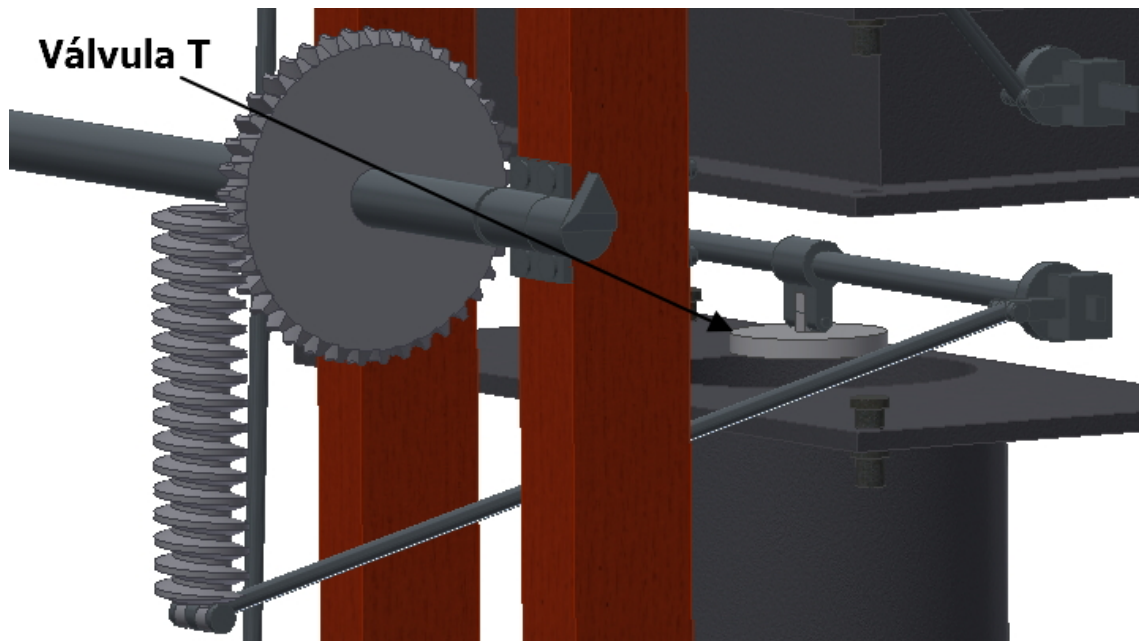


Figura 28. Moderador de velocidad.

La válvula T es la que regula la condensación. Su apertura se regula a través del moderador. Este consiste en una palanca unida al eje de la válvula en un extremo y a una correa que se enrolla a un cilindro en el otro. El cilindro tiene un índice con divisiones, de modo que girando el índice a la derecha o a la izquierda, se sube o baja el vástago de la válvula T una cantidad tan pequeña como se quiera. Puesto que el software no permite el diseño de correas, se ha sustituido este mecanismo por un engranaje helicoidal (Figura 29), de forma que la rueda dentada es el cilindro con micrómetro y el tornillo es la correa que sube o baja según el ángulo que gire la rueda. Las características del engranaje se presentan en la Tabla 3.

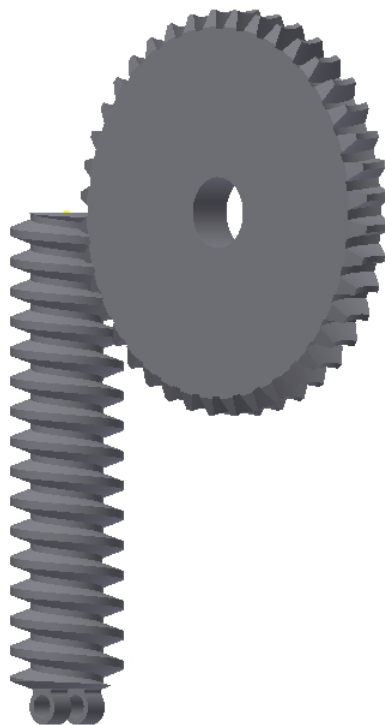


Figura 29. Engranaje helicoidal.

Tornillo helicoidal	Nº de roscas	1
	Longitud del tornillo (mm)	60
	Diámetro de separación (mm)	40
	Factor de diámetro	10
	P (kW)	1
	n (rpm)	40
	T (N m)	238,732
Engranaje helicoidal	Nº de dientes	40
	Anchura de cara (mm)	20
	P (kW)	0,495
	n (rpm)	1
	T (N m)	4726,9
Eficacia	0,495	

Tabla 3. Propiedades del engranaje helicoidal.

3.2.4. Mecanismo planetario

Este mecanismo convierte el movimiento de oscilación del balancín en movimiento de rotación del volante (Figura 30). Consiste en dos ruedas dentadas cilíndricas (Figura 31), una fijada al eje del volante y otra, que engrana con la primera y es movida por la biela movida por el balancín. La relación entre los radios de ambas ruedas es la relación de transmisión, igual a la unidad, pues en este caso ambos radios son iguales. Las características de los engranajes se recogen en la Tabla 4.

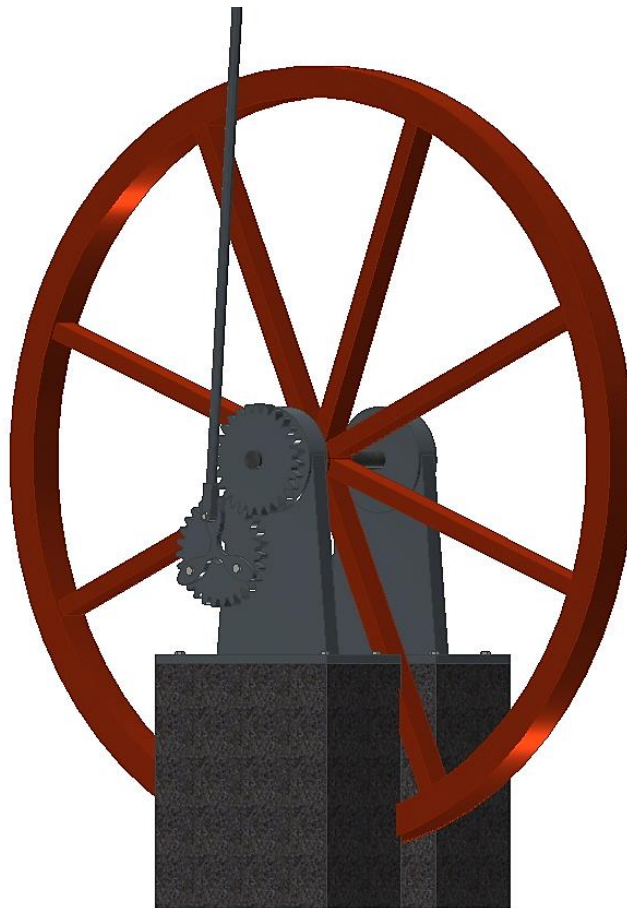


Figura 30. Mecanismo planetario.

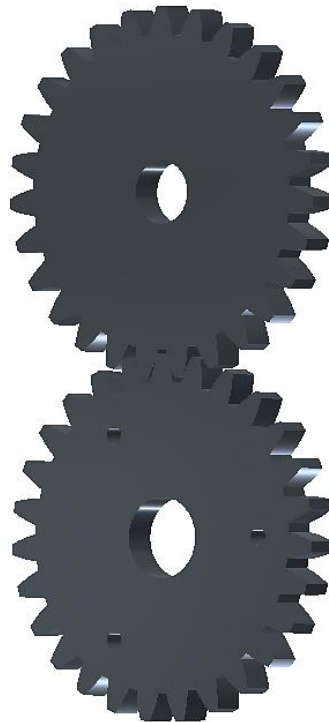


Figura 31. Engranajes cilíndricos.

Módulo	14 mm
Distancia al centro	380 mm
Nº de dientes	27
Anchura de cara	40 mm
Ángulo de presión	20°
Eficacia	0,98

Tabla 4. Parámetros de los engranajes.

En la Figura 32, se puede observar el eje del volante de inercia. Éste mide 83,5 cm de largo y tiene un diámetro de 7 cm. Tanto el volante como la rueda dentada, están fijados al eje mediante chavetas, siendo las dimensiones de la chaveta de la rueda dentada 8x5x32 cm, y la del volante 20x8x56 cm. El eje también tiene dos ranuras de 2,5 mm de ancho y una profundidad de 2,7 mm.



Figura 32. Eje del volante de inercia.

Para reducir las pérdidas por fricción y el desgaste del eje, se le acopla un cojinete (Figura 33) en cada apoyo, y se fija su posición insertando una anilla de retención en una ranura (Figura 34). Las propiedades del cojinete se muestran en la Tabla 5.

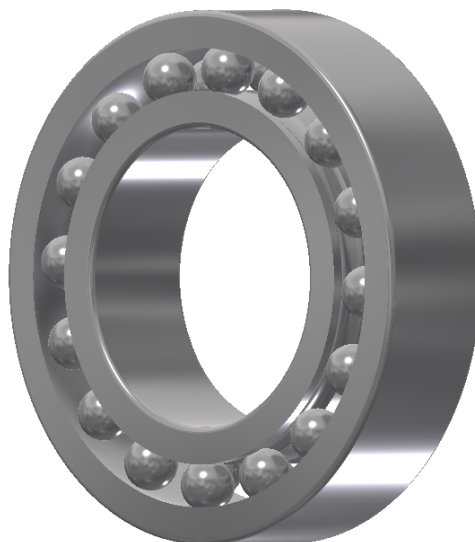


Figura 33. Rodamientos de bolas autoalineados, doble fila, con junta y taladro cilíndrico.

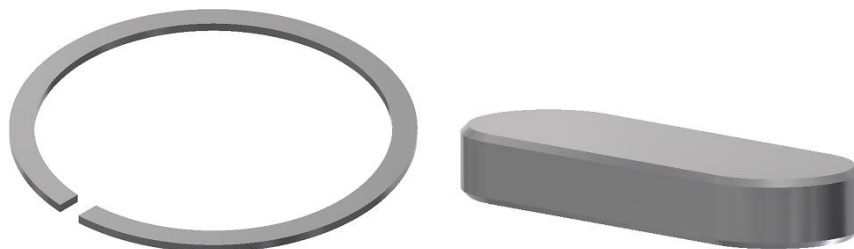


Figura 34. Elementos fijación eje: Anillo de retención ISO 464 y chaveta ISO 2491.

Carga estática normal (N)	137.000
Velocidad límite (rpm)	3400
Factor de fricción	0,001
Factor de carga estática radial	0,6
Factor de carga estática radial	3,6

Tabla 5. Características de los cojinetes.

El eje transmite la potencia al volante de inercia (Figura 35). Consiste en un anillo exterior de 288 cm de diámetro exterior y 266 cm de diámetro interior y 14 cm de ancho, unido mediante 8 radios a otro anillo interior de 170 cm de diámetro exterior y 70 cm de diámetro interior y 10 cm de ancho.

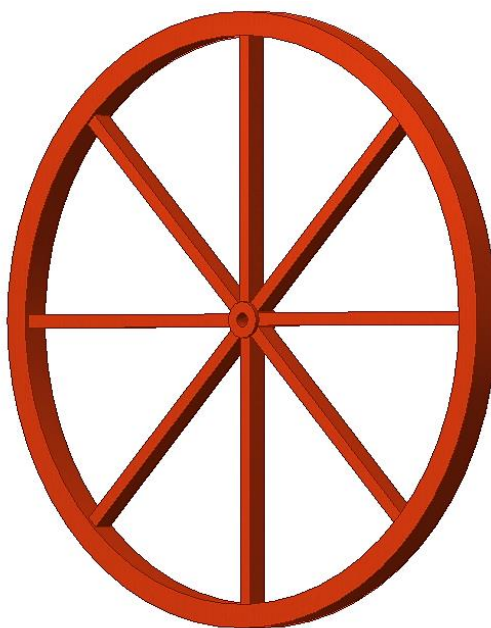


Figura 35. Volante de inercia.

3.2.5. Paralelogramo

Se trata de un paralelogramo de hierro formado por barras unidas mediante bisagras, de forma que es deformable en sus cuatro ángulos (Figura 36). Sirve para mantener vertical la trayectoria del émbolo del cilindro de vapor, así como la de los émbolos de la bomba de aire y de la bomba de agua.



Figura 36. Mecanismo del paralelogramo.

Las barras verticales tienen 24,3 cm de largo y las barras horizontales 70,4 cm, y un espesor de 4cm. Como se puede apreciar en la Figura 37, se ensamblan unas a otras mediante una placa taladrada del mismo material y cuatro uniones atornilladas, formadas por pernos taladrados con pasador, tuercas y arandelas.



Figura 37. Barra vertical del paralelogramo.

Los dos paralelogramos paralelos se ensamblan a tres ejes de 73 cm de diámetro en los que se acoplan los vástagos de los émbolos del cilindro y de la bomba de aire. El eje al que está unido el vástago del cilindro mide 73 cm de longitud. Los otros dos ejes tienen 95,5 cm de longitud: el superior atraviesa el centro de las barras verticales y a él se unen los vástagos de la bomba de aire mediante una pieza curva (Figura 38), y el inferior sirve de empuje de esta pieza para elevar los émbolos y, además, mueve el arco que soporta la viga del regulador.

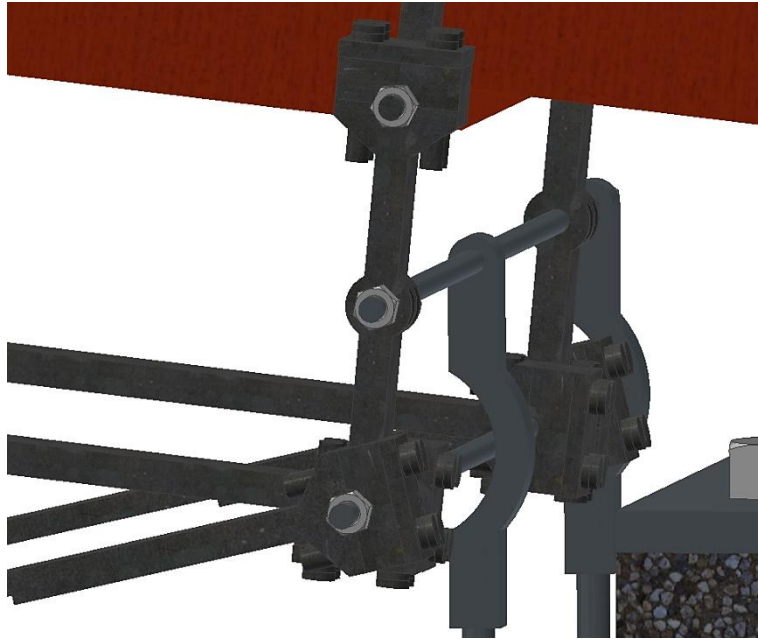


Figura 38. Detalle de la pieza curva unida a los vástagos.

El arco gira en torno a un eje apoyado en sus extremos en dos vigas horizontales. En ambos apoyos, se han colocado cojinetes (Figuras 39 y 40) para reducir la fricción y anillas de retención.



Figura 39. Detalle del arco.

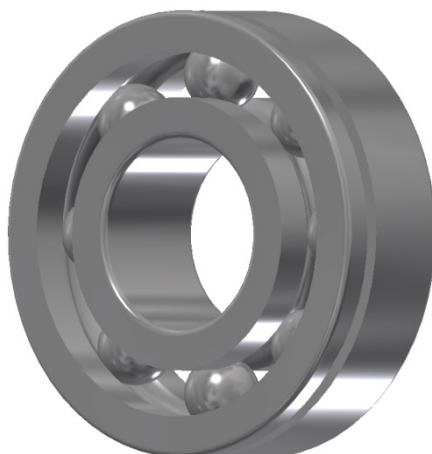


Figura 40. Rodamientos de bolas, acanalado profundo, una hilera, y ranura de anilla de retención.

La Tabla 6 muestra las propiedades del rodamiento del arco.

Diámetro interior (mm)	15
Diámetro exterior (mm)	35
Anchura de rodamiento (mm)	11
Carga estática nominal (N)	3750
Velocidad límite (rpm)	28000
Factor de carga estática radial	0,6
Factor de carga estática axial	0,5

Tabla 6. Propiedades del rodamiento del arco.

3.2.6. Cajas de vapor

Las válvulas que regulan el paso del vapor están encerradas en unas cajas metálicas. La caja FF (Figura 41) encierra las válvulas B y C y no tiene ninguna separación en su interior.

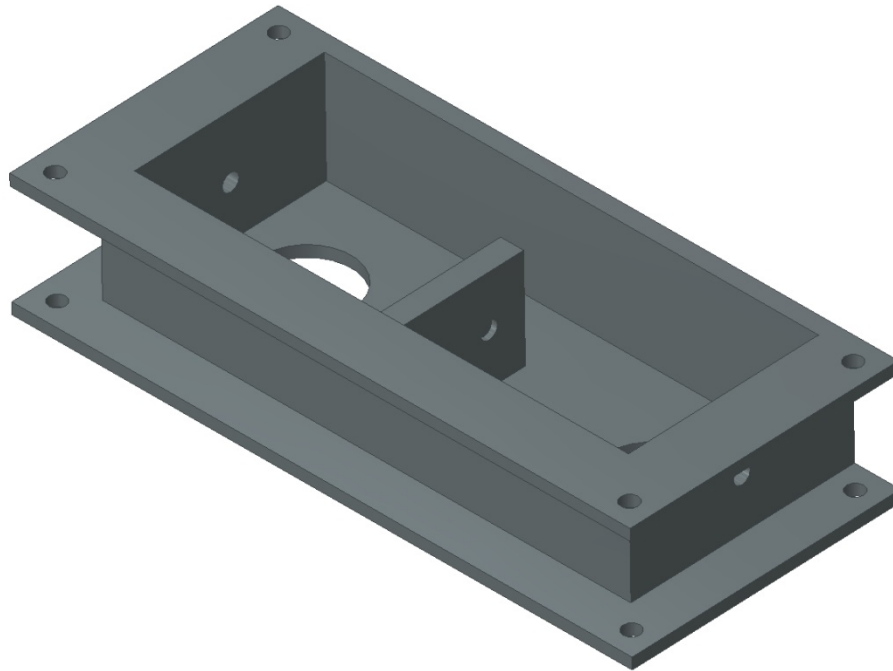


Figura 41. Caja FF.

La caja GH (Figura 42) no contiene ninguna válvula. Está dividida en dos compartimentos, uno conecta con la válvula C y con la parte superior del cilindro, y otro con la B y la válvula D.

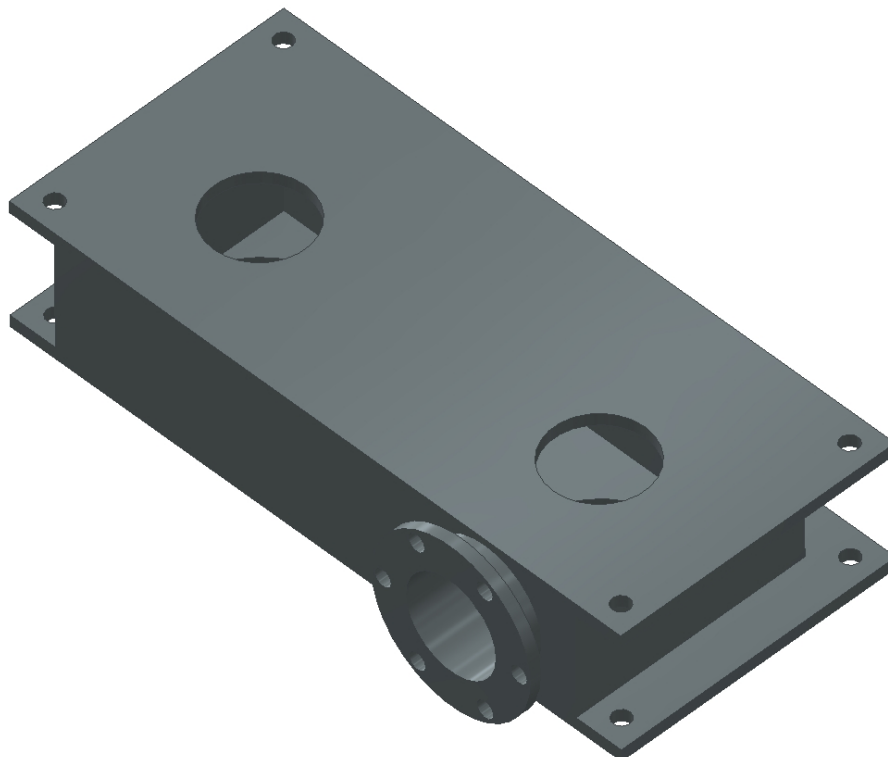


Figura 42. Caja GH.

La caja PQ (Figura 43) contiene las válvulas D y E y está dividida en dos compartimentos: D comunica el inferior del cilindro con el condensador, y E la parte superior con el condensador.

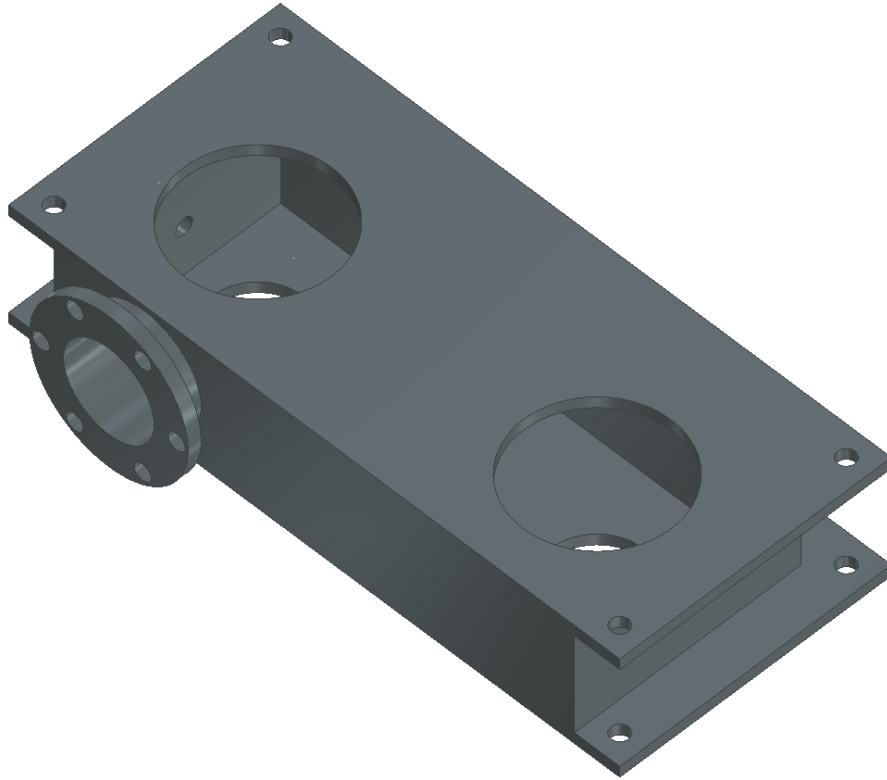


Figura 43. Caja PQ.

Por último, la caja RS (Figura 44) guarda la válvula T que regula la velocidad de condensación. Todas tienen unas dimensiones aproximadas de 430x 170x 90 mm y un espesor de pared de 15 mm.

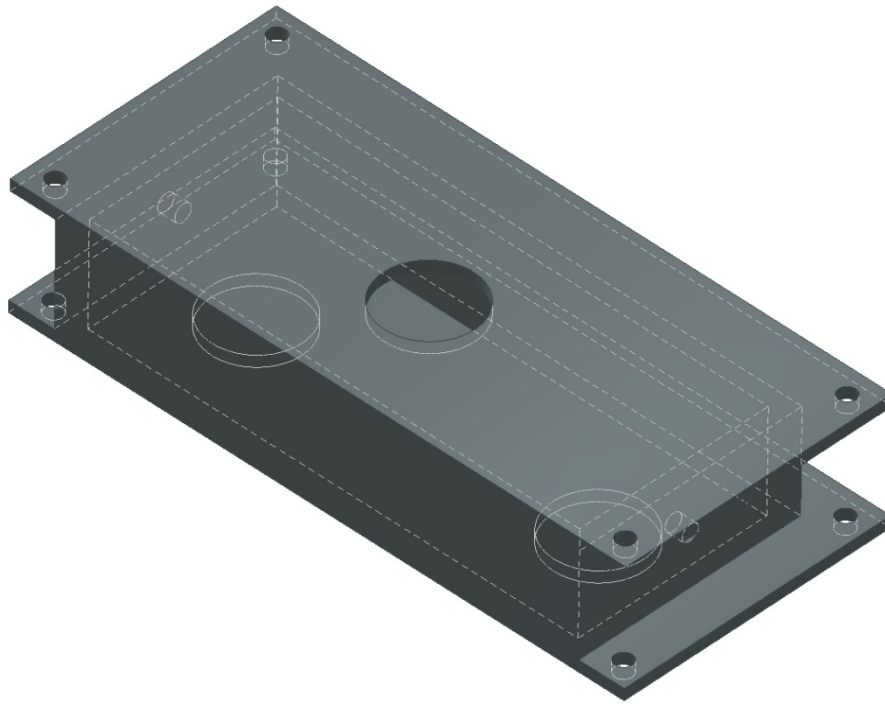


Figura 44. Caja RS.

3.2.7. Balancín

Se trata de una gran viga de madera, de dimensiones 3,200 x 0,541 x 0,600 m, que transforma el movimiento rectilíneo del vástago del cilindro en movimiento de rotación (Figura 45). A él se ensamblan una serie de piezas metálicas que sirven para acoplar el paralelogramo, el eje que le permite rotar, así como la manivela del volante.



Figura 45. Balancín.

En la figura se muestra la pieza que une el balancín a su eje (Figura 46). Ésta se une al balancín mediante chapas atornilladas con pernos taladrados (Figura 47).



Figura 46. Elemento de fijación del eje del balancín.



Figura 47. Ensamblaje de las barras al balancín.

El eje del balancín (Figura 48) se fija a esta pieza mediante dos chavetas de 22x9x63 mm. En cada uno de sus extremos tiene una ranura, de 2 mm de ancho y 1,5 mm de profundidad, para insertar la anilla de retención para fijar el cojinete de bolas (Figura 49) sobre el que rota. Sus dimensiones son 80 mm de diámetro y 2000 mm de largo.



Figura 48. Eje del balancín.

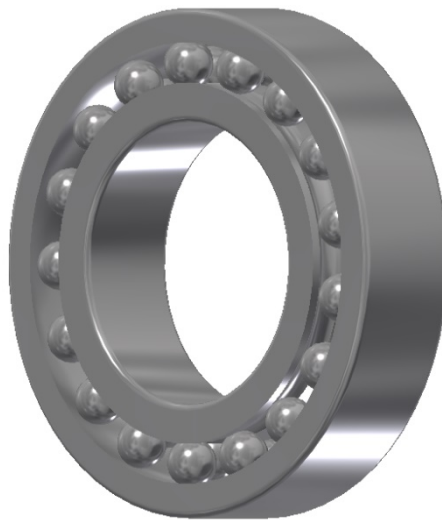


Figura 49. Rodamientos de bolas autoalineados, doble fila.

Los cojinetes empleados son de bolas autoalineados y sus propiedades se reflejan en la Tabla 7.

Diámetro interior (mm)	80
Diámetro exterior (mm)	140
Anchura de rodamiento (mm)	33
Carga estática nominal (N)	25500
Velocidad límite (rpm)	6000
Factor de carga estática radial	2,8
Factor de carga estática axial	1

Tabla 7. Propiedades de los rodamientos del eje del balancín.

En cuanto al paralelogramo, cuatro barras se fijan al balancín mediante chapas atornilladas a unas varillas que lo atraviesan (Figura 50). Las barras verticales del balancín unen se con chapas atornilladas, similares a las anteriores, a los extremos de las varillas cilíndricas. Las barras pueden rotar entorno a esas varillas y unas tuercas roscadas evitan que se desplacen axialmente de su posición.

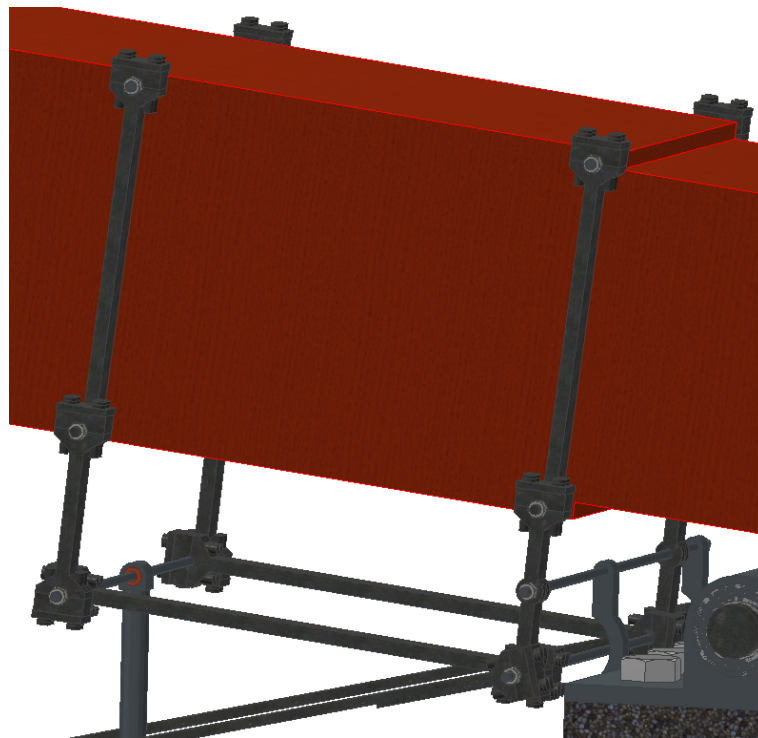


Figura 50. Unión del paralelogramo al balancín.

La manivela del volante se cuelga de una varilla fijada al balancín siguiendo el mismo método descrito anteriormente (Figura 51).

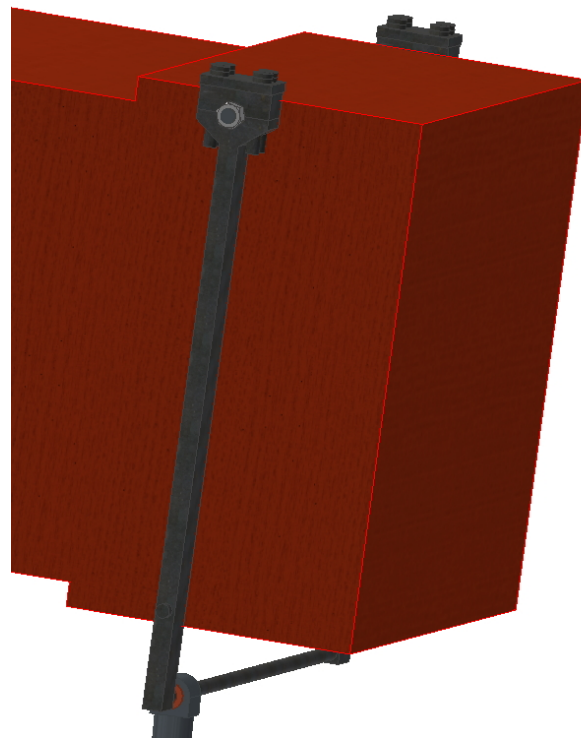


Figura 51. Unión de la manivela al balancín.

El último elemento suspendido del balancín es el émbolo de la bomba de agua. Éste se une a una cadena que se enrolla entorno a un arco de madera atornillado al balancín (Figura 52).

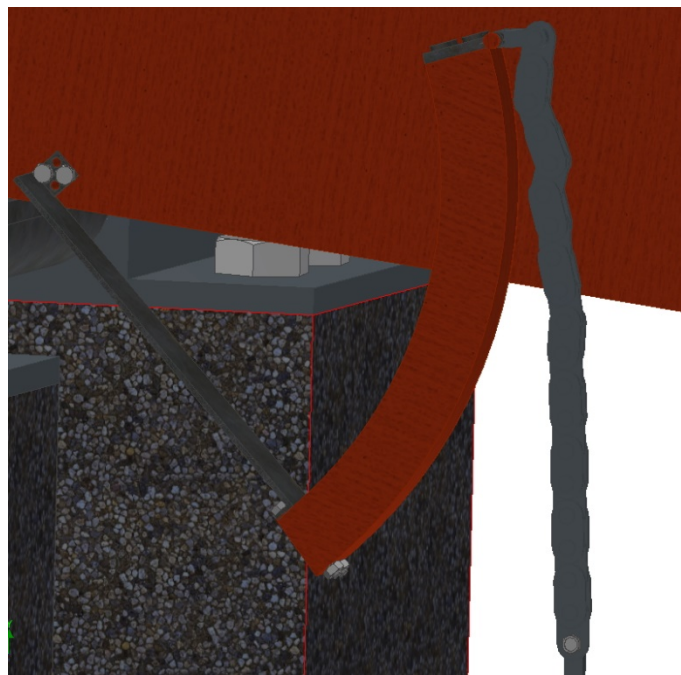


Figura 52. Unión del émbolo de agua al balancín.

La bomba de aire es un cilindro hueco con dos orificios circulares en su tapa, por los que expulsa el agua y el aire de condensación (Figura 53). Su émbolo (Figura 54) tiene dos válvulas, que se abren en la bajada. Este cilindro conecta con una tubería con un émbolo, también con válvula, para llevar el agua de condensación a la caldera (Figura 55). El cilindro tiene un diámetro interno de 38 cm, un espesor de 4 cm y una carrera de 74 cm. La tubería tiene un diámetro interno de 8 cm y un espesor 1 cm.



Figura 53. Bomba de aire.

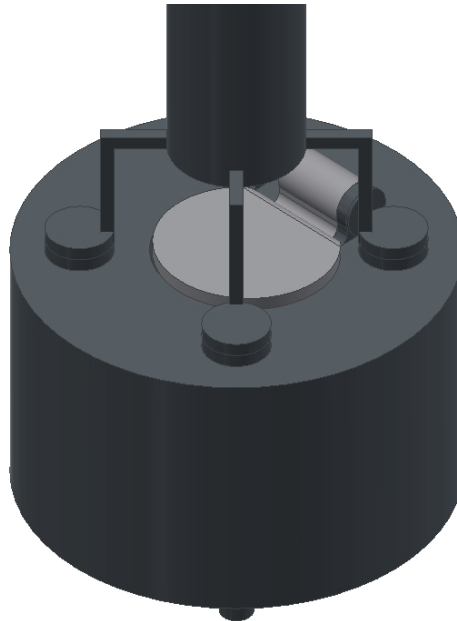


Figura 54. Detalle del émbolo de la tubería de la bomba de aire.

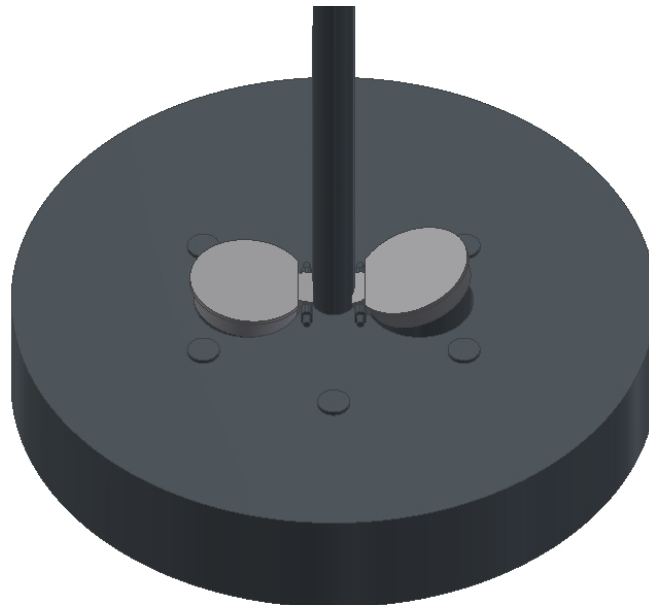


Figura 55. Detalle del émbolo del cilindro de la bomba de aire.

3.2.8. Cilindro de vapor

El cilindro de vapor (Figura 56) es un cilindro hueco de 60 cm de diámetro interno, de 4 cm espesor y 120 cm de carrera. Presenta dos orificios laterales: por el superior, entra el vapor y por el inferior, sale. También tiene un hueco en la tapa para que pueda pasar el vástago de su émbolo.



Figura 56. Cilindro de vapor.

3.2.9. Bomba de agua

Es una tubería con émbolo con válvula, que conecta un depósito de agua exterior con el depósito en el que se encuentra el condensador y la bomba de aire (Figuras 57 y 58). Su diámetro interior es de 6,5 cm y su espesor de 1 cm.

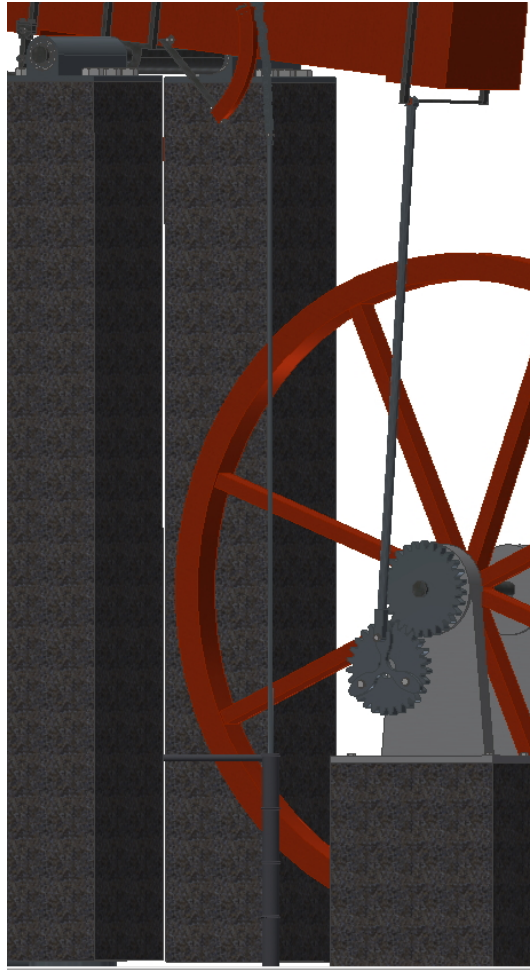


Figura 57. Bomba de agua.



Figura 58. Detalle del émbolo de la bomba de agua.

3.2.10. Condensador

Consiste en un cilindro hueco de 170 mm de diámetro y 15 mm de espesor (Figura 59). Tiene dos tubos de 50 mm de diámetro: un tubo A' con una válvula B' por el que sale el aire antes de poner en funcionamiento la máquina, y un tubo X con una válvula Y, para la inyección de agua fría de condensación.



Figura 59. Condensador.

3.2.11. Ensamblaje del conjunto

La Figura 60 muestra el ensamblaje final del conjunto. Primero se insertan los pilares que soportan el balancín, luego las piezas que lo anclan a los pilares y a su eje usando las restricciones de coincidencia planar y axial. Seguidamente, usando este mismo de restricciones, se acopla el paralelogramo al balancín y se cuelgan los émbolos del cilindro y los dos de la bomba de aire. Manteniendo estos émbolos

verticales, por restricción de coincidencia axial, se colocan el cilindro de vapor y la bomba de aire. Se atornillan las tuberías por las que circula el vapor y las cajas de las válvulas. Se fijan los pilares del regulador y se ajusta el ángulo de las piezas que lo componen de forma que las válvulas B, C, D y E estén abiertas o cerradas según coloquemos el émbolo del cilindro de vapor en el punto inferior o superior de su carrera. Se atornillan las vigas que soporta el eje del arco sobre el que se apoya la viga que acciona el regulador. Se cuelga la cadena que eleva el agua de la bomba de agua, así como la manivela del volante de inercia. Se fija a la manivela una de las ruedas dentadas, mientras que la otra se fija al eje del volante. Se anclan las piezas que soportan el eje del volante a dos pilares y se inserta la caldera.

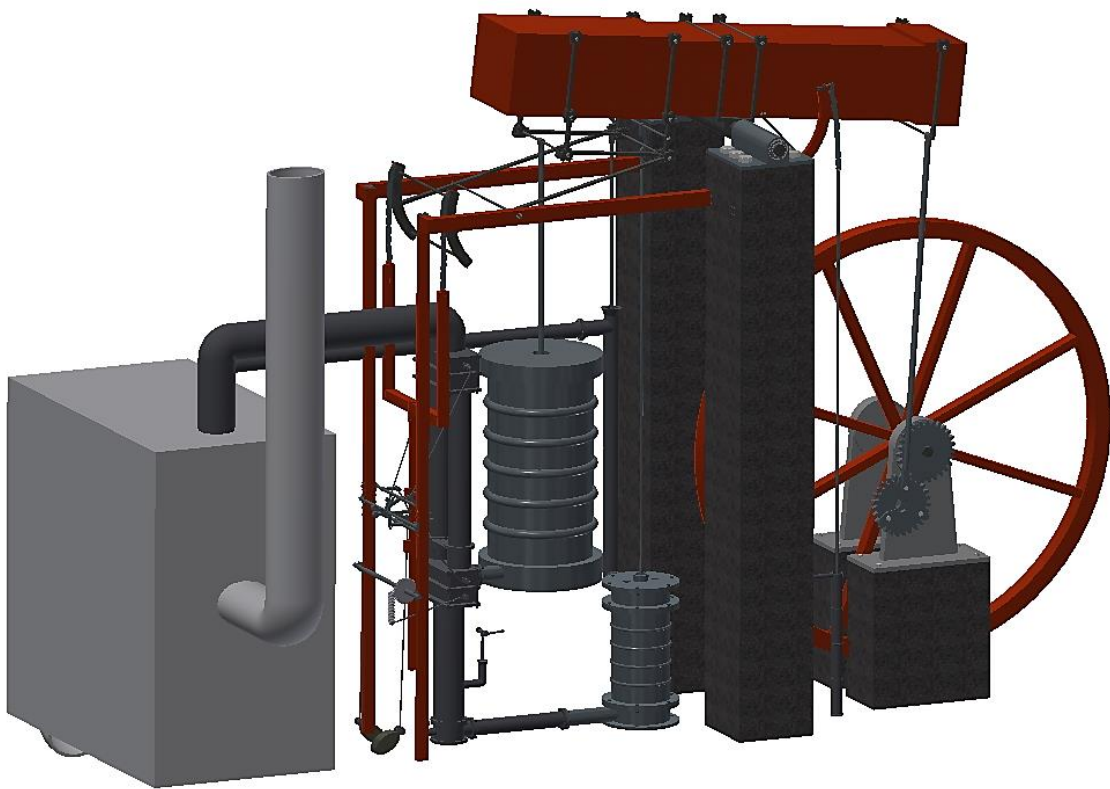


Figura 60. Ensamblaje final del conjunto.

4. INGENIERÍA ASISTIDA POR ORDENADOR

El software Autodesk Inventor Professional 2016 tiene integrada la herramienta de análisis de ingeniería asistida, CAE. Se exporta el modelo CAD al entorno de Análisis de tensión de Autodesk Inventor Simulation, que proporciona comandos para determinar el rendimiento del diseño estructural de este.

Los resultados que se obtengan dependerán de las simplificaciones del diseño realizadas, así como del estado de cargas y las restricciones. Un análisis detallado puede dar una respuesta exacta sobre la realidad.

Para realizar el análisis estático se han seguido los siguientes pasos:

- Preprocesado.
- Asignación de materiales.
- Condiciones de contorno (tipos de apoyos).
- Fuerzas aplicadas (solicitaciones del modelo en forma de cargas).
- Discretización o mallado.
- Resultados (análisis de tensiones, desplazamientos y coeficiente de seguridad).

Así pues, se genera la geometría que define el modelo sólido, objeto del análisis estático de tensión. A este modelo se le asignarán materiales con unas propiedades físicas determinadas y se creará la malla, dividiéndolo en elementos que faciliten la predicción del comportamiento físico de todo el sistema.

Para realizar un análisis de tensión se accede a la pestaña 'Entornos' y seguidamente se pulsa el icono 'Análisis de Tensión', pudiendo crear dos tipos de simulaciones (Figura 61):

- Análisis estático para evaluar las condiciones de carga estructural.
- Análisis modal para evaluar los modos de frecuencia naturales, incluidos los movimientos de los cuerpos rígidos.

También permite configurar los ajustes de contacto por defecto:

- Tolerancia: distancia máxima entre las caras o las aristas a considerar en la detección automática.
- Tipo: tipo de contacto por defecto (Fijado, separado, deslizante/sin separación, separación/no deslizante, ajuste por contracción/deslizante, ajuste por contracción/no deslizante, muelle).
- Rigidez normal y tangencial: valor por defecto de la rigidez para la normal especificada. Afecta al modo en que las cargas se transfieren entre las superficies, sólo para los tipos de contacto de muelle.

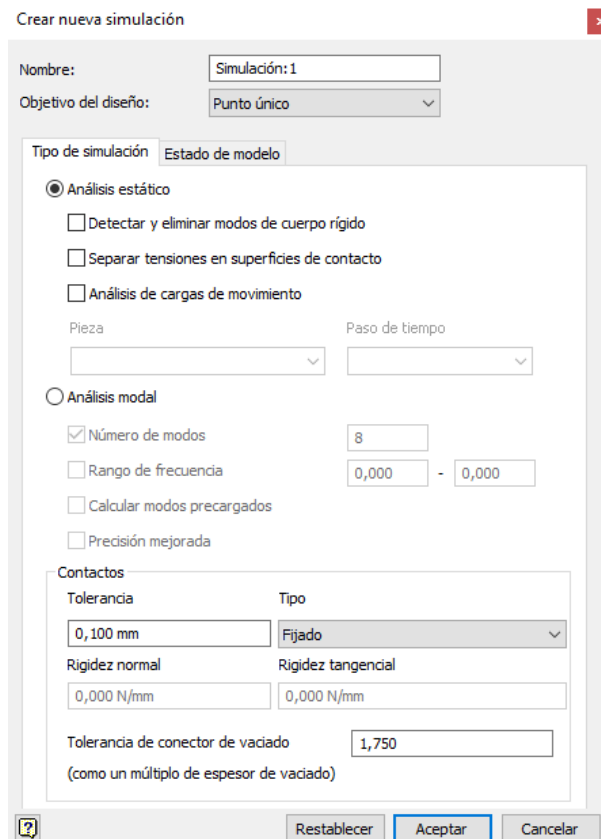


Figura 61. Configuración del análisis de tensión: ficha general.

El problema se divide en dos simulaciones: una del comportamiento del mecanismo de funcionamiento y otra para estudiar la acción del vapor. Inventor no permite simular la acción de un fluido, es por ello que si se quiere comprobar cómo afecta la presión del vapor a los distintos componentes del sistema de tuberías, se estudiará en una segunda simulación, independiente de la primera, aplicando cargas de presión.

4.1. Preprocesado

El modelo se ha simplificado para disminuir los requerimientos computacionales de las simulaciones. El módulo de análisis de tensión de Inventor permite excluir aquellos componentes cuyo efecto en el problema es prácticamente despreciable. Los elementos a excluir en la Simulación 1 serán:

- La caldera: no influye en el comportamiento mecánico del sistema.
- La bomba de agua: se ha sustituido por una fuerza aplicada sobre la cadena que eleva el émbolo de la bomba de agua, igual al peso del agua aportada en cada ciclo.
- Las tuberías que conectan con la caldera.
- El mecanismo moderador de velocidad: se acciona cuando se desea variar la velocidad de condensación, pero puesto que Inventor no permite simular el paso del fluido (vapor de agua), el grado de apertura de la válvula no tiene influencia alguna en el análisis de tensión y su peso es despreciable frente a otras cargas.
- Tuercas y tornillos del sistema de tuberías.
- Por otra parte, los rodamientos de bolas acoplados a los ejes del balancín, del volante de inercia y del arco del regulador, han sido suprimidos del ensamblaje. Para analizar el comportamiento de estos elementos habría que realizar un análisis dinámico. Además, el requerimiento computacional para procesar los rodamientos es muy elevado y los equipos de los que se dispone son insuficientes para ello. Tras haber sido eliminados, el resto de elementos han sido modificados para ajustarse apropiadamente.

En la Figura 62 se puede ver el ensamblaje resultante del preprocesado de la primera simulación. Aquellos componentes excluidos aparecen difuminados.

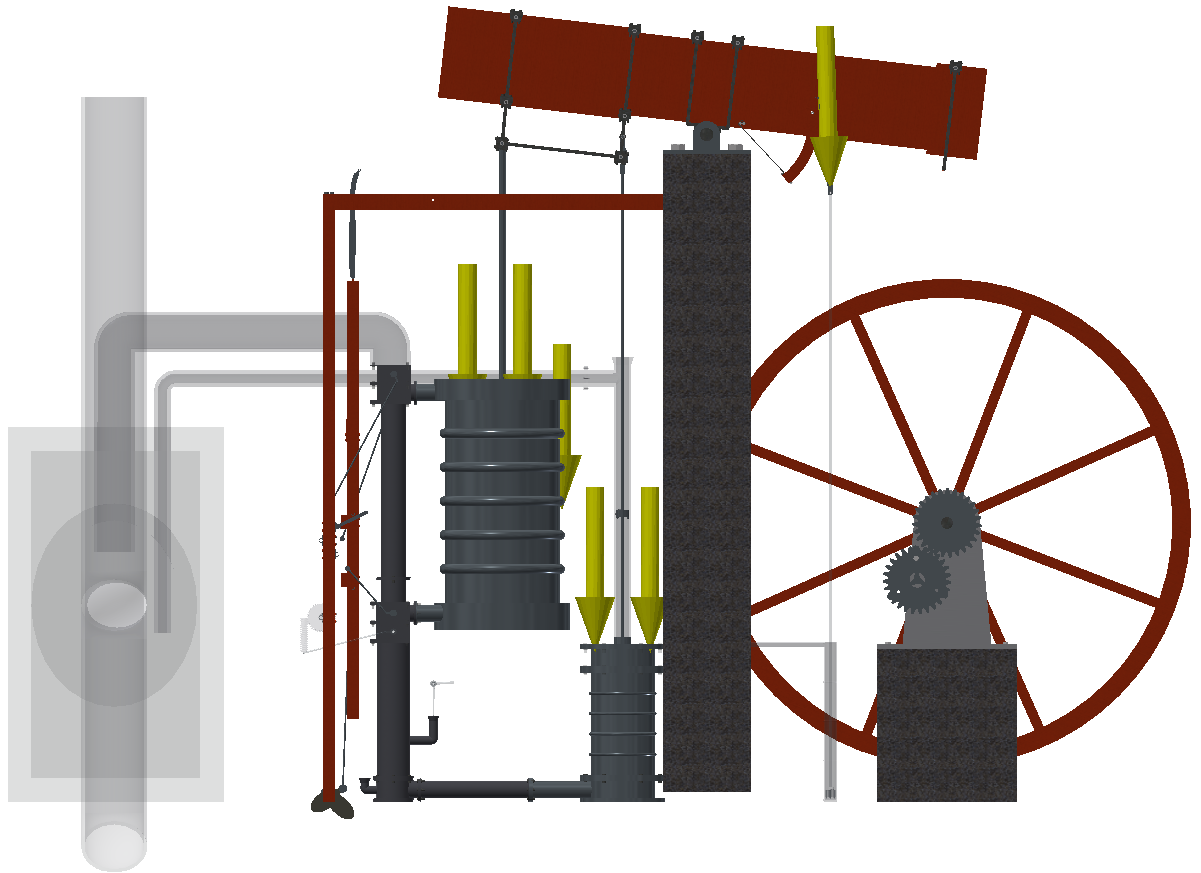


Figura 62. Ensamblaje final resultante del preprocesado (Simulación 1).

En la Figura 63 se muestra el ensamblaje de la Simulación 2, en la que se estudia el efecto de la presión del vapor, sustituyéndolo por cargas de presión.

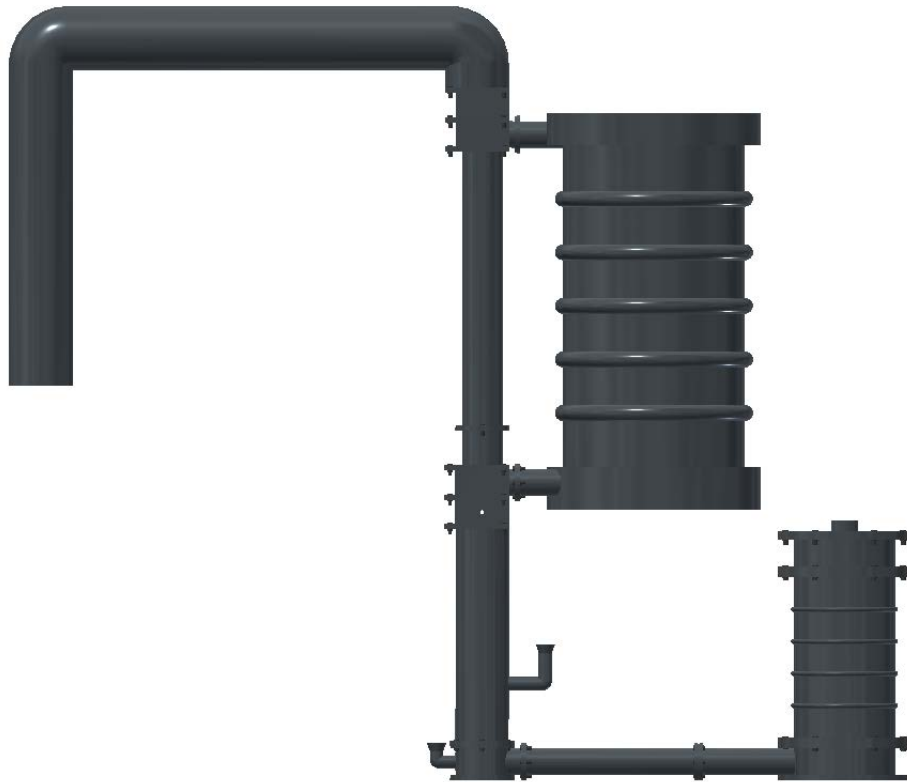


Figura 63. Sistema de tuberías bajo presión del vapor de agua (Simulación 2).

4.2. Asignación de materiales

El programa ofrece por defecto una biblioteca con diversos materiales y sus propiedades físicas ya definidas, desde aceros hasta aluminios, maderas, plásticos, resinas e incluso, textiles. También se pueden añadir los materiales que se deseen y sus correspondientes características térmicas y mecánicas.

Se desconoce el material exacto de cada uno de los componentes de la máquina, por lo que se ha estimado apoyándose en la bibliografía existente, y considerando los materiales más comunes en la época de su fabricación.

Según Thomas Tredgold [7], el cilindro de vapor era de hierro colado. Además, el émbolo del cilindro de vapor consistía en un anillo grueso de cobre o hierro fundido de un diámetro similar al del cilindro, y dividido en tres o más segmentos. El resto de émbolos, tuberías, vástagos, biela, engranajes y demás piezas del regulador también estarían fabricados con hierro fundido, cuyas propiedades se observan en la Figura 64.

Editor de materiales: Hierro, fundido

Identidad Aspecto Físico

► Información

▼ Térmico básico

Conductividad térmica 2,100E+01 Con (m · k)

Calor específico 0,450 J/ (G · ° C)

Coefficiente...ión térmica 12,000 $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

▼ Mecánico

Comportamiento Isótropo

Módulo de Young 120,500 GPa

Coefficiente de Poisson 0,30

Módulo cortante 58100,000 MPa

Densidad 7,150 g/cm^3

▼ Resistencia

Límite de elasticidad 758,000 MPa

Resistencia ...a a tracción 884,000 MPa

☐ Tratado térmicamente

Figura 64. Propiedades del hierro fundido.

Asimismo, las piezas del paralelogramo serían de hierro forjado. Sus propiedades aparecen en la Figura 65.

Editor de materiales: Hierro, forjado

Identidad Aspecto Físico

► Información

▼ Térmico básico

Conductividad térmica 7,620E+01 Con (m · k)

Calor específico 0,460 J/ (G · ° C)

Coefficiente...ión térmica 11,700 $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

▼ Mecánico

Comportamiento Isótropo

Módulo de Young 199,959 GPa

Coefficiente de Poisson 0,30

Módulo cortante 76908,000 MPa

Densidad 7,849 g/cm^3

▼ Resistencia

Límite de elasticidad 248,225 MPa

Resistencia ...a a tracción 399,900 MPa

☐ Tratado térmicamente

Figura 65. Propiedades del hierro forjado.

Además, el eje sobre el que está montado el volante de inercia y el eje del balancín serían de acero, cuyas propiedades se muestran en la Figura 66.

Editor de materiales: Acero

Identidad Aspecto Físico

► Información

▼ Térmico básico

Conductividad térmica 5,600E+01 Con (m · k)

Calor específico 0,480 J/ (G · ° C)

Coefficiente...ión térmica 12,000 $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

▼ Mecánico

Comportamiento Isótropo

Módulo de Young 210,000 GPa

Coefficiente de Poisson 0,30

Módulo cortante 80000,000 MPa

Densidad 7,850 g/cm³

▼ Resistencia

Límite de elasticidad 207,000 MPa

Resistencia ...a a tracción 345,000 MPa

☐ Tratado térmicamente

Figura 66. Propiedades del acero.

El balancín, el volante de inercia y las vigas son de madera, escogiéndose la de roble por su resistencia y durabilidad, como se ve en la Figura 67.

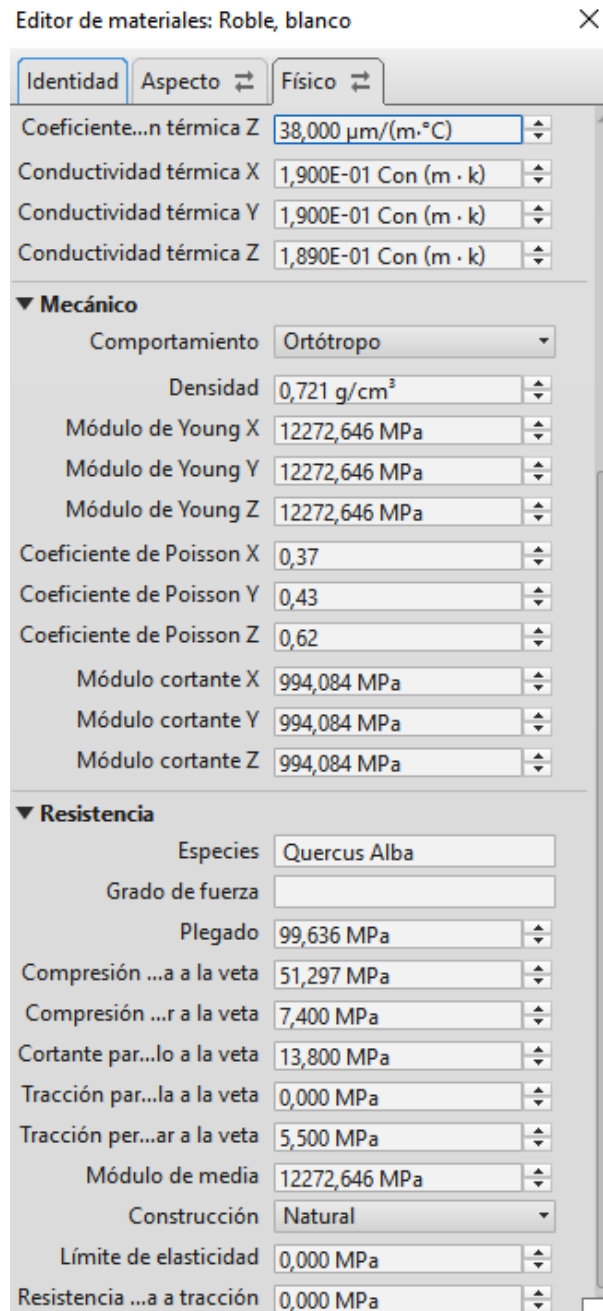


Figura 67. Propiedades del roble blanco.

Las válvulas serían de cuero reforzado con placas de metal. Las propiedades se reflejan en la Figura 68.

Editor de materiales: Cuero, marrón oscuro

Identidad Aspecto Físico

▼ Información

Nombre: Cuero

Descripción: Activo estructural básico.

Palabras clave: estructural,básico

Tipo: Básico

Subclase:

▼ Térmico básico

Conductividad térmica: 1,000E-01 Con (m · k)

Calor específico: 1,500 J/ (G · ° C)

▼ Mecánico

Densidad: 0,900 g/cm³

Figura 68. Propiedades del cuero.

Por último, los pilares sobre los que se apoya el eje del balancín serían de hormigón, cuyas propiedades se muestran en la Figura 69.

Editor de materiales: Hormigón

Identidad | Aspecto | Físico

▼ Información

Nombre: Hormigón

Descripción: Hormigón por defecto F ' c...

Palabras clave: estructural,hormigón,CC:A...

Tipo: Hormigón

Subclase: Estándar

Origen: Autodesk

URL de origen:

▼ Térmico básico

Conductividad térmica: 1,600E+00 Con (m · k)

Calor específico: 0,800 J/ (G · ° C)

Coefficiente...ión térmica: 10,000 $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

▼ Mecánico

Comportamiento: Isótropo

Módulo de Young: 23,250 GPa

Coefficiente de Poisson: 0,17

Módulo cortante: 9964,000 MPa

Densidad: 2,407 g/cm³

▼ Hormigón

Compresió... hormigón: 24,133 MPa

Modificació...zo cortante: 1,00

☐ Ligero

Límite de elasticidad: 2,413 MPa

Resistencia ...a a tracción: 2,413 MPa

Figura 69. Propiedades del hormigón.

El programa no sólo permite asignar el material a cada uno de los componentes, sino además, elegir si se calcula el coeficiente de seguridad en base al límite elástico o a la resistencia última de tracción.

4.3. Condiciones de contorno: Restricciones y contactos

Son el conjunto de variables conocidas aplicadas en el dominio que modifican el sistema. Estas variables pueden ser: cargas, desplazamientos, temperatura, etc. Para analizar un estado de tensiones sobre cualquier cuerpo habrá que restringirlo en un punto.

En Autodesk Inventor Professional, existen tres tipos de restricciones de movimiento: fija, de pasador o sin fricción (Tabla 8).

	Fijo	Se aplica a una cara, arista o vértice de la pieza y permite acceder a los componentes vectoriales.
	Pasador	Se aplica a caras cilíndricas y permite fijar la geometría en las direcciones radiales, axiales o tangenciales.
	Restricción sin fricción	Se aplica sobre una superficie plana o cilíndrica para impedir que dicha superficie se desplace o deforme en dirección normal con respecto a la misma.

Tabla 8. Panel de restricciones [9].

Así pues, para la Simulación 1 se colocarán restricciones de fijación en los pilares que soportan el balancín, los pilares que soportan el volante de inercia, las bases del cilindro de vapor, el condensador, la bomba de aire y la bomba de agua, y además en el soporte de la llave z, y las dos vigas de madera empotradas del regulador. Se quiere ensayar el caso más desfavorable, por lo que se fija el volante de inercia para ver cómo se comportaría el conjunto si el volante se opusiera al movimiento (Figura 70).

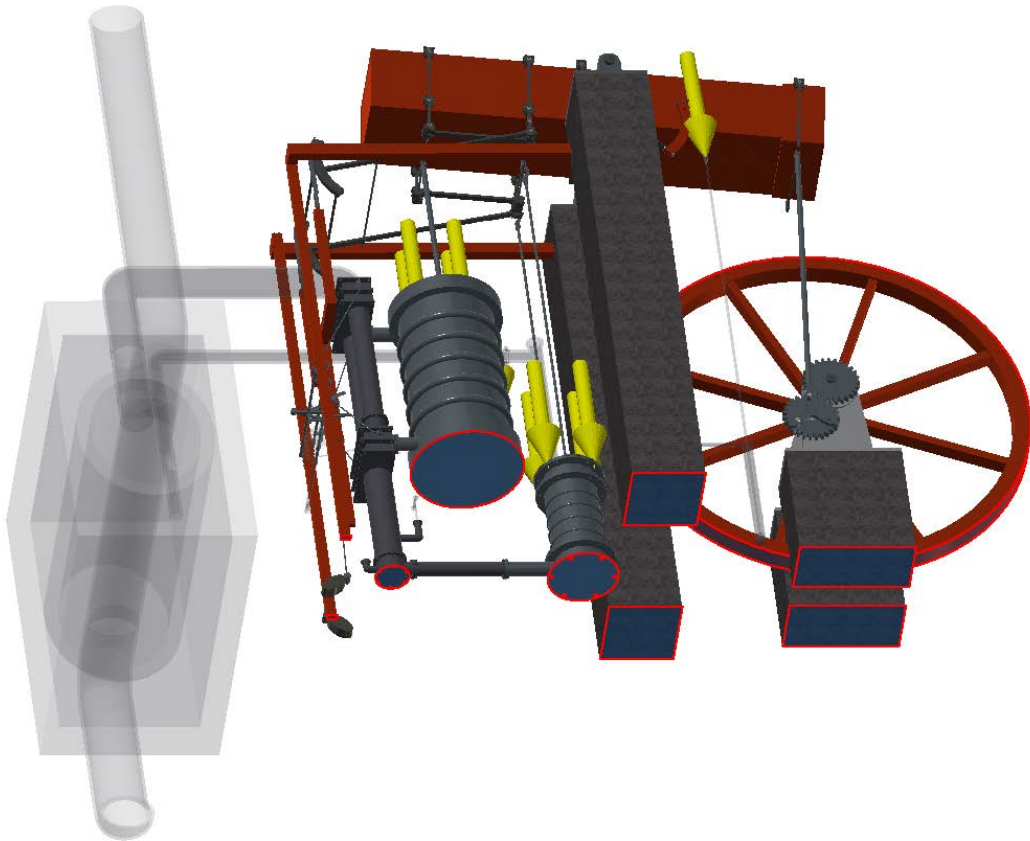


Figura 70. Restricciones fijas (Simulación 1).

En cuanto a la simulación de la presión del vapor de agua en el sistema de tuberías (Simulación 2), se colocan restricciones de fijación en las bases del cilindro de vapor, el condensador, la bomba de aire y las superficies de unión de las tuberías a la caldera (Figura 71).

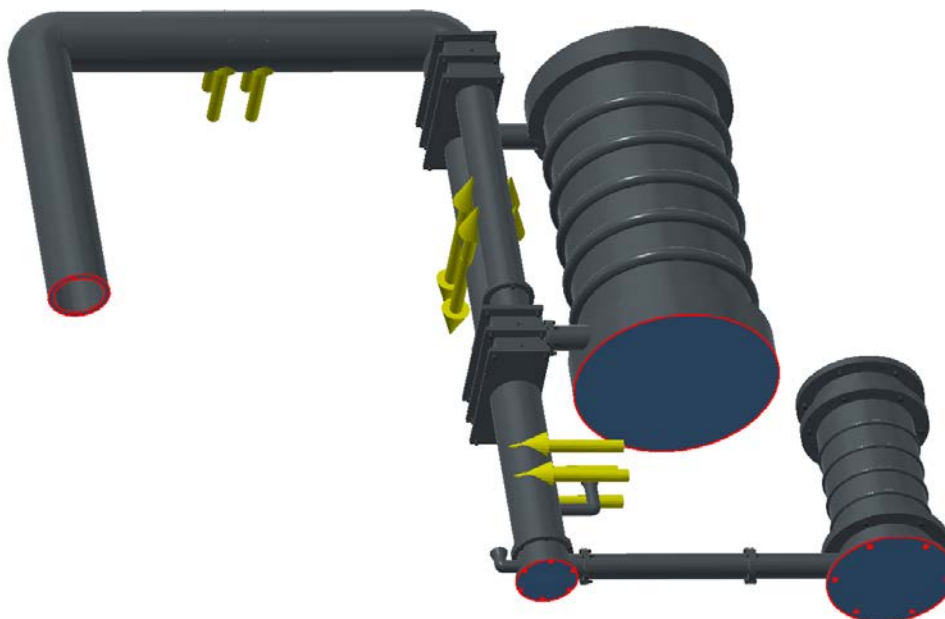


Figura 71. Restricciones fijas sistema de tuberías (Simulación 2).

También habrá que especificar las condiciones de contacto (Tabla 9).

	Automático	Evalúa la proximidad de los componentes y asigna condiciones de contacto con la tolerancia especificada.
	Manual	Muestra el cuadro de diálogo Contacto manual, que permite especificar condiciones de contacto concretas.

Tabla 9. Panel de contactos [9].

Primero se generan los contactos automáticos y luego se modifican manualmente. Los contactos manuales que se pueden aplicar son de distintos tipos (Tabla 10).

Fijado	Fija las caras de contacto rígidas entre sí.
Separación	Separa total o parcialmente las caras de contacto cuando se deslizan.
Deslizante/sin separación	Fija las caras de contacto en la dirección normal de la cara mientras se desliza al deformarse.
Separación/no deslizante	Separa las caras de contacto total o parcialmente sin deslizarlas entre sí.
Ajuste por contracción/deslizante	Proporciona condiciones como 'Separación' con solapamiento inicial de las piezas. La distancia inicial entre las caras de contacto es negativa.
Ajuste por contracción/no deslizante	Proporciona condiciones de Separación/No deslizante con solapamiento de las piezas iniciales, lo que significa que la distancia inicial es negativa.
Muelle	Crea muelles equivalentes entre dos caras. Puede definir la rigidez tangencial y normal total.

Tabla 10. Tipos de contacto [9].

En la configuración del análisis de tensión en la ficha general, se ha elegido una tolerancia de 0,1 mm y el contacto por defecto, fijado. Entre todas las piezas que estén a menos de 0,1 mm de separación se colocará un tipo de contacto de fijación de forma automática. Posteriormente todos estos contactos automáticos pueden modificarse, de forma que:

- Se colocará un contacto de fijación entre piezas soldadas o unidas con pernos. En la simulación se consideran como una sola pieza, reduciendo el tiempo de procesado.
- El contacto de separación permite la separación de las piezas, pero no la penetración. Se coloca entre piezas que se van a tocar en algún momento, pero no se van a penetrar.
- El contacto deslizante sin separación permite el deslizamiento relativo entre las caras, impidiendo su separación.
- El contacto de separación sin deslizamiento permite el contacto entre las caras que se separan pero impide que se deslicen cuando se tocan.
- El ajuste por contracción con deslizamiento entre piezas que se ajustan y posteriormente pueden rotar. Por ejemplo, un cilindro que puede rotar están ajustado dentro de otro.
- El ajuste por contracción sin deslizamiento entre piezas que se ajustan y posteriormente no pueden rotar, ni moverse.

4.4. Fuerzas aplicadas

Las cargas son fuerzas aplicadas a una pieza o un ensamblaje. Estas cargas provocan tensiones, deformaciones y desplazamientos en los componentes. Hay varios tipos de cargas disponibles (Tabla 11).

	Fuerza	Muestra el cuadro de diálogo Fuerza, que permite especificar una fuerza.
	Presión	Muestra el cuadro de diálogo Presión, que permite especificar una presión.
	Rodamiento	Muestra el cuadro de diálogo Carga de rodamientos, que permite especificar una carga de rodamientos.

	Momento	Muestra el cuadro de diálogo Momento, que permite especificar un momento.
	Carga de la pieza	Muestra el cuadro de diálogo Cargas de la pieza, que permite especificar cargas de la pieza.
	Gravedad	Muestra el cuadro de diálogo Gravedad, que permite especificar la gravedad.
	Fuerza remota	Muestra el cuadro de diálogo Fuerza remota, que permite especificar una fuerza remota.

Tabla 11. Panel de cargas [9].

Tras observar los planos de la máquina de vapor diseñada por Betancourt, los hermanos Perier le encargaron la construcción de dos de estas máquinas para poner en funcionamiento los molinos de su fábrica de harina de la Isla de los cisnes.

El ingeniero civil Thomas Tredgold afirma que las máquinas de vapor destinadas a poner en funcionamiento los molinos harineros son de doble efecto y de expansión [7]. Además, ideó un método para calcular el efecto de la fuerza del vapor, así como las pérdidas y el trabajo útil. Si se toma la fuerza del vapor en la caldera por 1, y se desprecian las pérdidas debidas al vapor no condensado, las otras pérdidas serán:

1º. La fuerza que produce el movimiento del vapor al entrar en el cilindro: 0,007

2º. El enfriamiento en el cilindro y en las tuberías: 0,016

3º. El rozamiento del embolo y las pérdidas: 0,125

4º. La fuerza necesaria para expulsar el vapor: 0,007

5º. La fuerza necesaria para abrir y cerrar las válvulas, subir el agua de inyección y vencer el rozamiento de los ejes: 0,063

6º. La pérdida que proviene de interceptarse el vapor antes del fin del curso: 0,100

7º. La fuerza necesaria para mover la bomba de aire: 0,050

De modo que la suma de todas ellas es de 0,368. Por tanto, la diferencia respecto a la unidad es de 0,632.

La fuerza del vapor en la caldera es generalmente de 900 mm de Hg; la temperatura del vapor no condensado de 50° C y su fuerza de 100 mm de Hg. Así pues, se tendrá que:

$$900 \times 0,632 - 100 = 470 \text{ mm de Hg} = 0,63 \text{ kg/cm}^2 \text{ ó } 0,5 \text{ kg/cm circular.} \quad (4.3)$$

Multiplicando la presión media efectiva sobre el émbolo por el cuadrado del diámetro del cilindro en centímetros, y el producto por la velocidad en metros por minuto se obtiene el efecto útil de la máquina expresada por el número de kilogramos elevados por minuto:

$$602 \times 0,5 \times 60 = 108.000 \text{ kg elevados 1m/min} \quad (4.4)$$

Como por otro lado, la fuerza de un caballo son 4.500 kg a un m/min, entonces resulta:

$$108.000/4.500 = 24 \text{ hp} \quad (4.5)$$

Si se acude a la Tabla III del libro que se comentaba anteriormente [7], se obtienen los siguientes datos calculados por Watt para una máquina de doble efecto (Tabla 12).

Máquinas en que el vapor obra por expansión				
Número de caballos	Diámetro del émbolo en centímetros	Presión media sobre el émbolo en kilogramos a razón de ½ kil. Por centímetro circular	Velocidad del émbolo en metros por minuto	Longitud de curso en metros
1	20	133	34	0,40
2	26	225	40	0,52
3	30,5	310	43,5	0,61
4	34	400	45	0,69
5	38	480	47	0,76

6	40,5	537	50	0,81
7	43	615	51	0,86
8	45,5	688	52	0,91
9	47,5	750	54	0,95
10	49,5	815	55	0,99
12	53,5	950	57	1,07
14	56,5	1.060	58	1,13
16	60	1.200	60	1,20

Tabla 12. Tabla de proporciones de las máquinas de vapor de doble efecto [7].

Por tanto, tomando el diámetro del cilindro de vapor como 60 cm, resultará (Tabla 13):

Potencia (hp)	Diámetro del émbolo (cm)	Presión media sobre el émbolo a razón de 0.5kg/cm circular	Velocidad del émbolo (m/min)	Longitud de carrera (m)	Nº de golpes por minuto	Cantidad de agua introducida en la caldera en hectolitros	Nº de kilogramos de carbón consumidos por hora
16	60	1.200	60	1,2	25	3,37	55

Tabla 13. Funcionamiento máquina de vapor con cilindro de 60 cm de diámetro.

Asimismo, la velocidad se calcula como:

$$2 \text{ carreras/revolución} \times 1,2 \text{ m/carrera} \times 25 \text{ rev/min} = 60 \text{ m/min} = 1 \text{ m/s} \quad (4.6)$$

En cuanto a la potencia que recoge la Tabla 13, difiere de la calculada en un 60%. Esto es debido a que ésta se calculó a presión llena. Para los cálculos se tomará la potencia nominal de 16 hp, proporcionada por la Tabla 12.

Por otro lado, la equivalencia en kg elevados por m/min es:

$$16 \times 4.500 = 72.000 \text{ kg m/min} = 1.200 \text{ kg m/s} \quad (4.7)$$

Dado que la presión sobre el émbolo es de 0,63 kg/cm² y su área de 2.827,43 cm², entonces sobre él actuará una fuerza de valor:

$$F_{\text{émbolo}} = 0,63 \text{ kg/cm}^2 \times 2.827,43 \text{ cm}^2 \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 17,456 \text{ kN} \quad (4.8)$$

Asimismo, la presión interna en el cilindro de vapor también es de $0,63 \text{ kg/cm}^2$ y su área interna de:

$$A_{\text{interna cilindro}} = \pi DL = 60\pi \times 120 = 22.619,5 \text{ cm}^2 \quad (4.9)$$

Las tuberías que conectan el cilindro de vapor y la caldera también están sometidas a una presión interna de $0,63 \text{ kg/cm}^2$ siendo su diámetro interior de 20 cm, y su longitud total 308,3 cm.

Las cajas de vapor FF, GH, PQ y RS (Tabla 14), así como las tuberías LM y NO (Tabla 15), también están sometidas a la presión del vapor de $0,63 \text{ kg/cm}^2$, pues se supone que la temperatura de éste apenas varía.

Caja	FF	GH	PQ	RS
Dimensiones (cm^3)	43x20x90	43x20x90	43x20x90	43x20x90
Espesor (cm)	1	1	1	1

Tabla 14. Dimensiones de las cajas de vapor.

Tubería	LM	NO	C'	AA
Diámetro (cm)	13	13	8	20
Longitud (cm)	108	108	95,8	308,3
Espesor (cm)	1	1	1	2

Tabla 15. Dimensiones de las tuberías de vapor.

En cuanto al condensador, la bomba de aire y la tubería que conecta ambos, están sometidos tanto a una presión interna por el agua y el aire, como a una presión externa debido al agua contenida en el tanque. Asimismo, el vapor abandona el cilindro con una presión de $0,63 \text{ kg/cm}^2$ por encima de la presión atmosférica y desciende hasta el condensador, donde se inyecta agua para provocar la condensación. Además, el agua que circula ahora por las tuberías es la inyectada más la condensada, de manera que el agua se inyecta a una presión mayor que la del vapor.

El vapor está a $1,63 \text{ kg/cm}^2$, y para esa presión las propiedades del vapor saturado son (Tabla 16):

v'' (m ³ /kg)	v' (m ³ /kg)	λ_v (kJ/kg)	T (°C)
1,071	0,00105	2.219,1	113

Tabla 16. Propiedades del vapor saturado.

Si la velocidad del émbolo es de 1 m/s, el volumen de vapor entrante en el cilindro en un segundo es 0,282 m³. Por tanto, conocido el volumen específico del vapor, el flujo másico será:

$$m_v = 1,071 \text{ m}^3/\text{kg} \times 0,282 \text{ m}^3/\text{s} = 0,263 \text{ kg/s} \quad (4.10)$$

Así pues, el flujo de agua a inyectar según Tredgold [7] es de 24 veces el flujo del vapor:

$$m_w = 24 \times 0,263 = 6,312 \text{ kg/s} \quad (4.11)$$

Por tanto, el flujo total de agua será la suma del agua de inyección y la condensada:

$$m_T = m_v + m_w = 0,263 + 6,312 = 6,575 \text{ kg/s} \quad (4.12)$$

Y el caudal:

$$Q = 6,575 \text{ kg/s} \times 0,00105 \text{ m}^3/\text{kg} = 6,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.13)$$

Como el área de la tubería es de 0,5 m², la velocidad del agua será:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{6,9 \times 10^{-3}}{0,5} = 3,59 \times 10^{-3} \text{ m/s} \quad (4.14)$$

La presión del agua se calcula como:

$$P = p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g z \quad (4.15)$$

Pero dado que la velocidad es muy baja, la presión dinámica ($\frac{1}{2} \rho v^2$) es prácticamente despreciable.

Puesto que la velocidad de la máquina son 25 rpm, la duración de una revolución es de:

$$t = 60/25 = 2,4 \text{ s} \quad (4.16)$$

En ese tiempo, la masa de líquido que atraviesa la tubería es:

$$m = 2,4 \text{ s} \times 6,575 \text{ kg/s} = 15,78 \text{ kg} \quad (4.17)$$

La fuerza interior de esa masa de agua sobre la tubería es:

$$F_{\text{interior}} = 0,16 \text{ KN.}$$

El área interior es de $2407,71 \text{ cm}^2$, la presión interior será:

$$P_{\text{interior}} = \frac{F_{\text{interior}}}{A_{\text{interior}}} = \frac{0,16}{2407,71} = 0,006 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Por otro lado, el tanque de agua tiene un volumen de $0,91 \times 1,763 \times 0,88 \text{ m}^3$. La presión sobre las tuberías se calcula mediante prismas de presión:

$$F = A L \rho g \quad (4.19)$$

Si la tubería tiene un diámetro externo de 0,1 m:

$$F_v = (0,1 \times 0,91 - \frac{\pi 0,1^4}{8} - 2(0,1 \times 0,1/2 - \frac{\pi 0,1^4}{16})) \times 1000 \times 9,81 = 0,79 \text{ kN/ml} \quad (4.20)$$

Como la tubería mide 0,958 m, entonces:

$$F_{\text{exterior}} = 0,79 \text{ kN}$$

Por otra parte, el área exterior total de la tubería es:

$$A_{\text{exterior}} = 3.009,64 \text{ cm}^2$$

Luego la presión será:

$$P_{\text{exterior}} = 0,26 \text{ N/cm}^2 = 0,0267 \text{ kg/cm}^2 = 0,0267 \text{ MPa}$$

La presión interior será la suma de las presiones del aire y el agua de condensación y la inyectada. Las presiones sobre la tubería CC` (12) son prácticamente despreciables y no se incluirán en la simulación 2.

La bomba de aire tendrá que elevar tanto agua como aire. Asimismo, la masa de agua que extrae por ciclo son 15,78 kg, pero también tendrá que vencer el vacío. Sabiendo que la presión atmosférica es de 759,8 mm de Hg, y que si se hace bajo vacío la presión está entre $225 - 7.501 \times 10^{-1}$ mm de Hg, la presión sobre la bomba de aire será:

$$P = 760 - 225 = 535 \text{ mm de Hg} = 0,727 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.21)$$

La velocidad del émbolo se calculó como 1m/s. El radio que une el eje del balancín y la manivela es 14,14 m, de forma que la velocidad angular del balancín se calcula como:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{1}{14,14} = 0,0707 \text{ rad/s} \quad (4.22)$$

Puesto que la potencia de la máquina se estimó en 16 hp, el par es:

$$P = T \omega = 16 \text{ hp} = 11,93 \text{ kW} \quad (4.23)$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{11,93}{0,0707} = 168,7 \text{ kN m} \quad (4.24)$$

Y como:

$$T = F R \quad (4.25)$$

Con $R = 14,14 \text{ m}$, resulta un valor de:

$$F = 11,92 \text{ kN}$$

Ésta es la fuerza que se transmite a la manivela del volante, que se descompone en dos fuerzas perpendiculares entre sí: una tangente que transmite un par que la hace girar, y la otra normal, que la tensiona. Estas fuerzas no son constantes, sino que dependen del ángulo que forme la manivela con el balancín. Se pueden estimar como:

$$F_t = F \sin(\theta - \varphi) \quad (4.26)$$

$$F_n = F \cos(\theta - \varphi) \quad (4.28)$$

Donde θ es el ángulo que forma el balancín con la horizontal, y φ el ángulo que forma la manivela con la vertical.

El eje del balancín estará sometido a un momento generado por el giro de éste, que ya se calculó anteriormente:

$$T = 168,7 \text{ kNm}$$

En cuanto al eje del volante, también soporta un momento. Si su velocidad de giro son 25 rpm y transmite 11,93 kW, entonces resulta un valor de:

$$T = \frac{p}{\omega} = \frac{11,93}{\frac{25}{60} 2\pi} = 4,55 \text{ kNm} \quad (4.29)$$

Por otro lado, en el regulador de las válvulas hay dos pesos colgados. Se desconoce la magnitud de los pesos, pero como aparece en la memoria de Betancourt: *“De lo que acabamos de decir, se deduce de las leyes de la mecánica que por muy pequeña que sea la fuerza en c, será suficiente para levantar la válvula z”* [1]. La fuerza en c se refiere al peso atado en ese punto. Si la válvula es de hierro fundido, con una densidad de $7,15 \text{ g/cm}^3$, su peso será:

$$F = \rho V g = 7,15 \text{ g/cm}^3 \times 52,76 \text{ cm}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 3,69 \text{ N} \quad (4.30)$$

El par requerido en la palanca de la válvula es:

$$T = F R = 3,69 \times 0,045 = 0,166 \text{ Nm} \quad (4.31)$$

Y como el cable rígido que conecta al regulador de velocidad es mucho mayor longitud, la fuerza en c es incluso menor a 3,69 N. Así pues, se colocará un peso pequeño y se variará de acuerdo a la tensión en los ejes G y H.

Por último, la bomba de agua tendrá que levantar el peso de una columna de agua de diámetro (el de la tubería) y de altura no especificada. Suponiendo que el volumen de agua en el tanque NN debe ser constante, el agua que eleva la bomba de agua en cada revolución debe ser igual al inyectado para la condensación:

$$P_w = 2,4 \text{ s} \times 6,312 \text{ kg/s} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 0,15 \text{ kN} \quad (4.32)$$

Finalmente, la Tabla 17 recoge todas las cargas aplicadas en cada simulación.

Carga aplicada	Magnitud	Componente	Simulación
Presión	0,7 Mpa	Émbolo	1
Presión	0,63 MPa	Cilindro	1 y 2
		Tubería AA	2
		Tubería NO	2
		Tubería LM	2
		Condensador	2
Presión	0,0267 MPa	Tubería C'	No se aplica
Fuerza	0,16 kN		
Presión	0,727 Mpa	Bomba de aire	1 y 2
Momento	4,55 kN m	Eje del volante	1 (Lo sustituimos por una restricción de fijación)
Fuerza	0,15 kN	Bomba de agua	1
Gravedad	9,8 m/s ²	Ensamblaje completo	1 y 2

Tabla 17. Cargas aplicadas.

En la simulación 1, se aplica una carga de presión sobre la superficie del émbolo del cilindro de vapor (Figura 72) y del émbolo de la bomba de aire, una fuerza en la cadena de la bomba de agua y la fuerza de la gravedad sobre el conjunto (Figura 73) en su centro de masas.

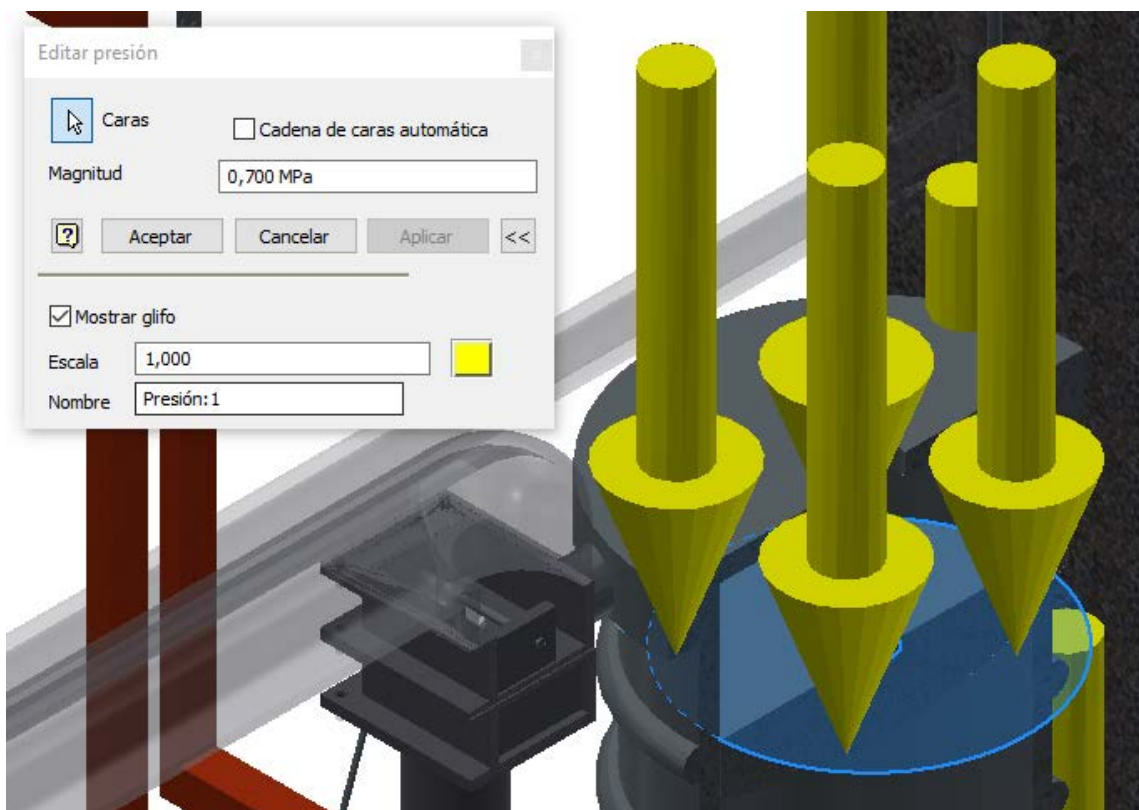


Figura 72. Presión sobre el émbolo (Simulación 1).

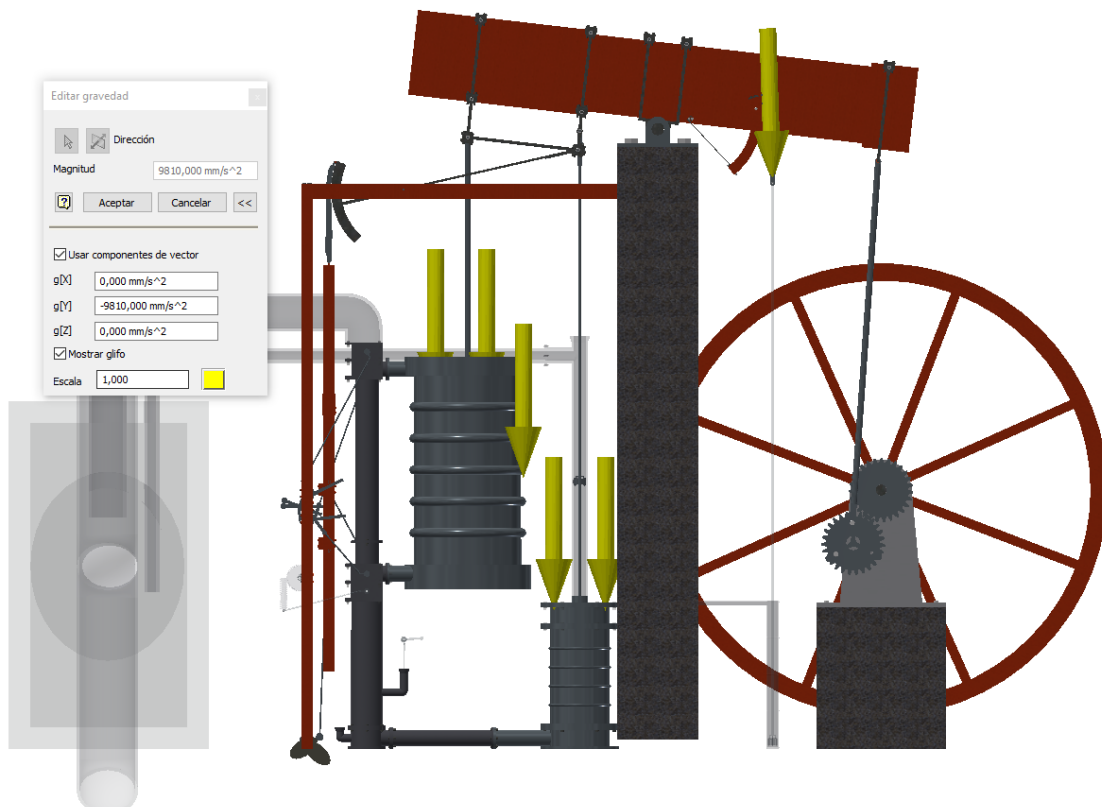


Figura 73. Fuerza de la gravedad (Simulación 1).

En la Figura 74 muestra un resumen de las cargas aplicadas en la Simulación 1.

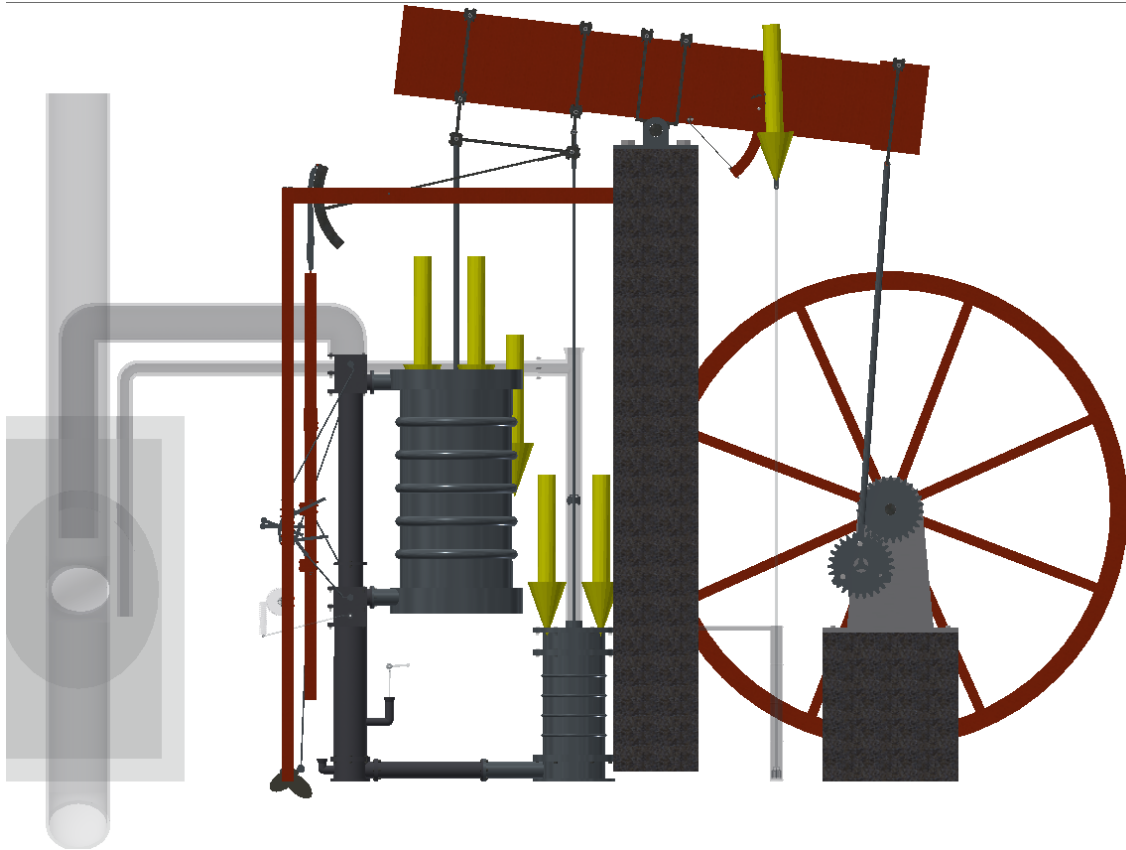


Figura 74. Cargas aplicadas (Simulación 1).

En la simulación 2, se aplican las cargas de presión interna en las tuberías, el cilindro y la bomba de aire (Figura 75), así como la gravedad.

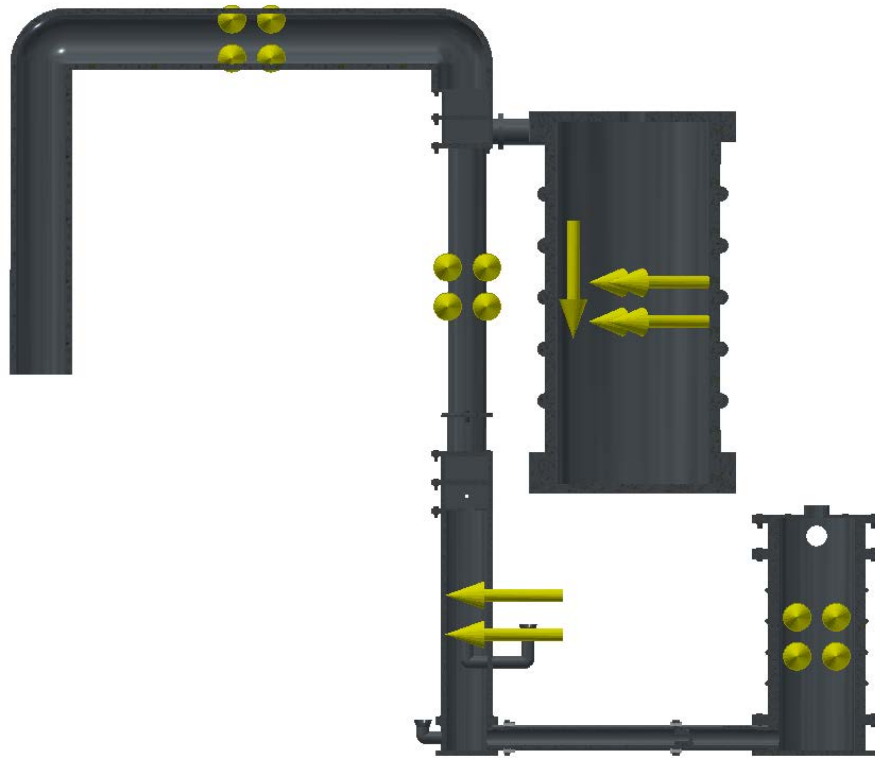


Figura 75. Cargas aplicadas en el sistema de tuberías (Simulación 2).

4.5. Discretización o mallado

Una vez especificadas las condiciones físicas reales (restricciones, cargas, materiales, condiciones de contacto), se procede al mallado de las piezas. Cada pieza se descompone en pequeños elementos, se combinan los comportamientos individuales de cada elemento y se resuelven una serie de ecuaciones algebraicas simultáneas para predecir el comportamiento de todo el sistema físico:

- Deformaciones. El campo de deformaciones en un punto cualquiera está definido por el vector $\bar{u}$:

$$\bar{u} = \begin{pmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{pmatrix} \quad (4.33)$$

- Deformaciones unitarias en un punto cualquiera:

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{pmatrix} = \partial \bar{u} \quad (4.34)$$

- Tensiones en un punto cualquiera, definido por el tensor de tensiones:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{pmatrix} \quad (4.35)$$

Para un material elástico lineal, la ecuación que relaciona tensiones y deformaciones unitarias es:

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) + \sigma_0 \quad (4.36)$$

donde D es la matriz elástica que depende del módulo de elasticidad E y el coeficiente de Poisson del material (ν), ε_0 es el vector de las deformaciones unitarias iniciales en ese punto, y σ_0 las tensiones iniciales en el material (tensiones residuales de origen térmico...).

$$D = \begin{pmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{pmatrix} \quad (4.37)$$

$$\lambda = \frac{E \nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (4.38)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4.39)$$

La malla se configura sencillamente (Figura 76). El tamaño medio de elemento indica el tamaño del elemento en relación con el tamaño del modelo,

estando el recomendado entre 0,1 y 0,05. El tamaño mínimo de elemento permite realizar un refinado automático en las áreas pequeñas, y es una fracción del tamaño medio, debiendo estar su valor entre 0,1 y 0,2.

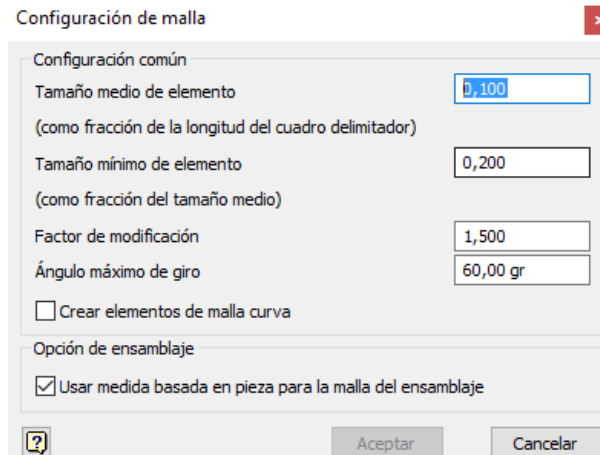


Figura 76. Configuración de malla.

También se puede controlar el tamaño de malla localmente (Figura 77), seleccionando las caras o aristas a modificar e indicando el tamaño de elemento deseado, la distancia de nodo a nodo. Asimismo, se deberá refinar la malla en aquellas zonas donde haya concentración de tensiones.

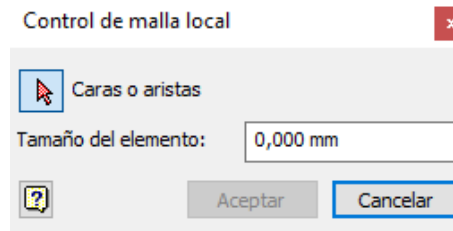


Figura 77. Control de malla local.

En cuanto a la malla, cuantos más elementos haya en una región, mayor es su densidad. Los resultados mejoran en áreas con grandes gradientes de esfuerzo o con transición geométrica cuanto más se refina la malla, es decir, aumentando su densidad. La malla se puede generar de forma manual, semiautomática o automatizada. Autodesk Inventor Professional discretiza de forma automática todas las piezas, permitiendo aumentar la densidad de la malla en las regiones que se consideren de mayor interés para el estudio. Asimismo, Inventor trabaja por con mallas tetraédricas, que son las más simples, de manera que aumentando la

densidad de dicha malla se aumentaría el tiempo de la simulación, por lo que sólo se refinará en las regiones de mayor interés tensional.

La malla final de la Simulación 1 se presenta en la Figura 78.

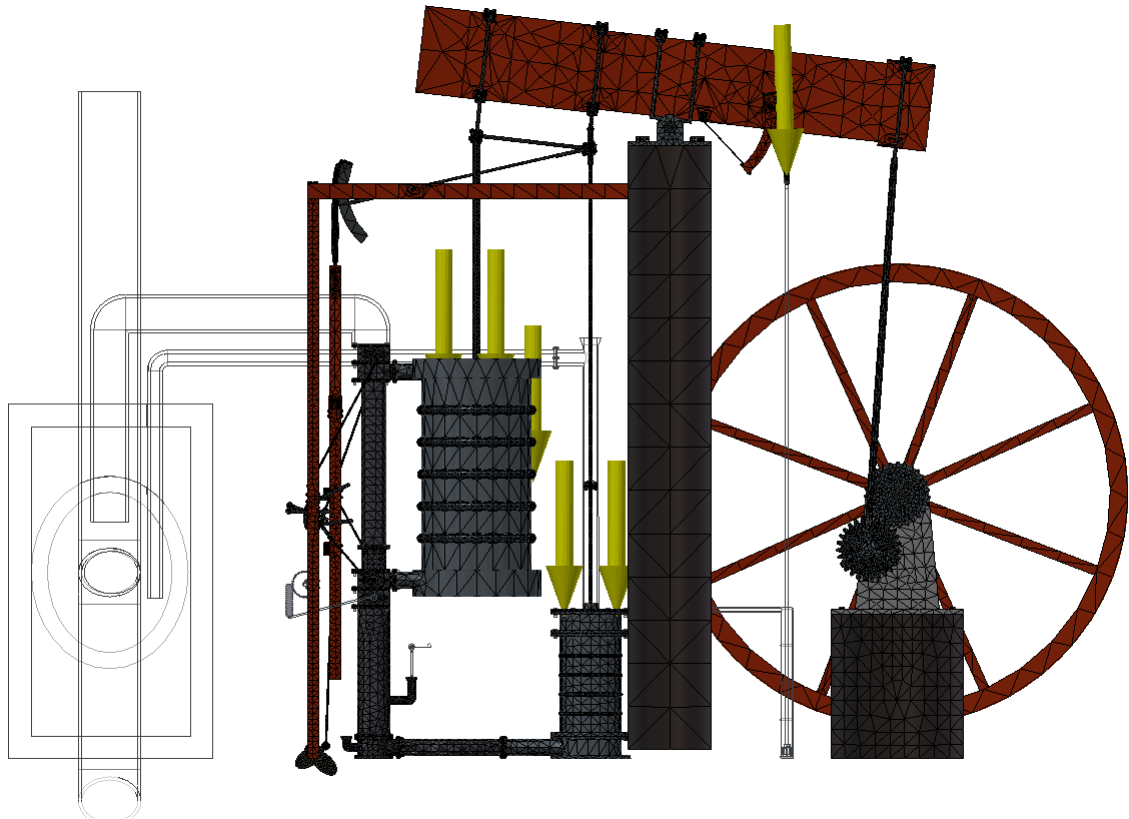


Figura 78. Vista de malla (Simulación 1).

Se comprueba que el mallado de las piezas más pequeñas es mucho más fino que el de las de mayor dimensión (Figuras 79 y 80).

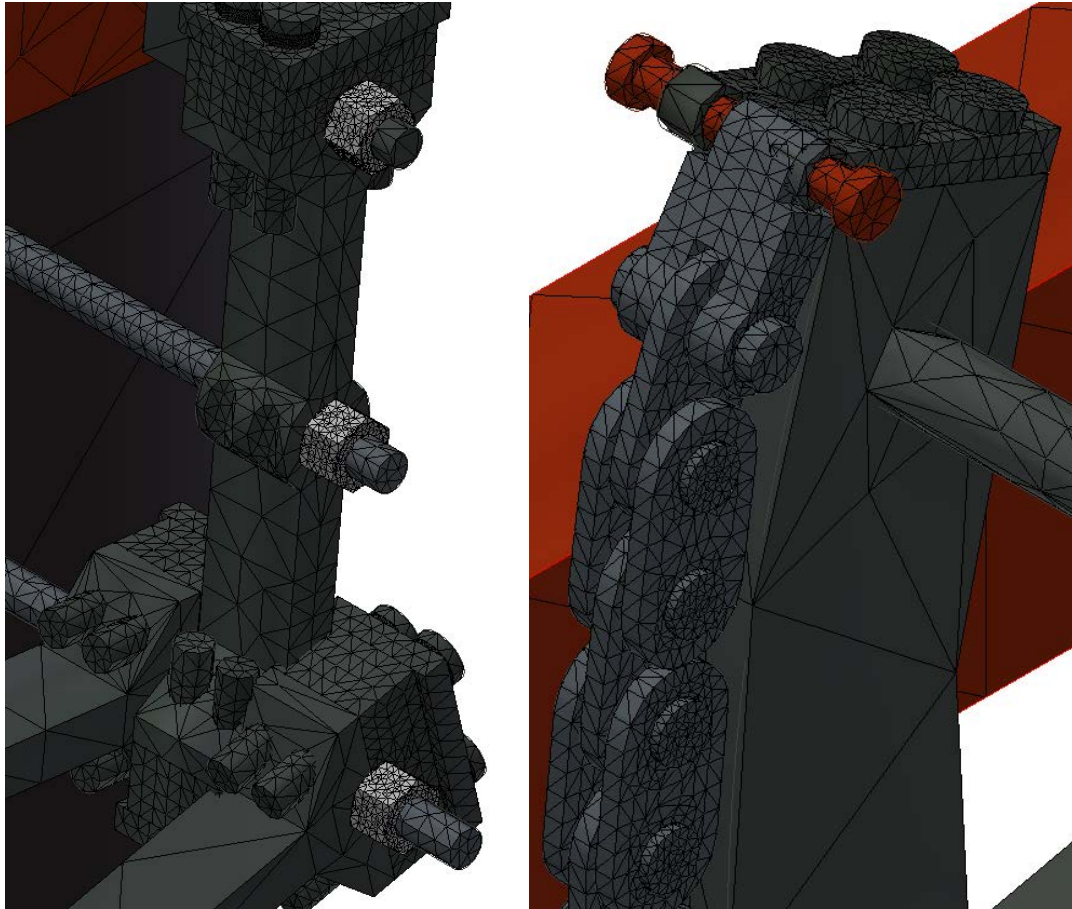


Figura 79. Detalle de malla (Simulación 1).

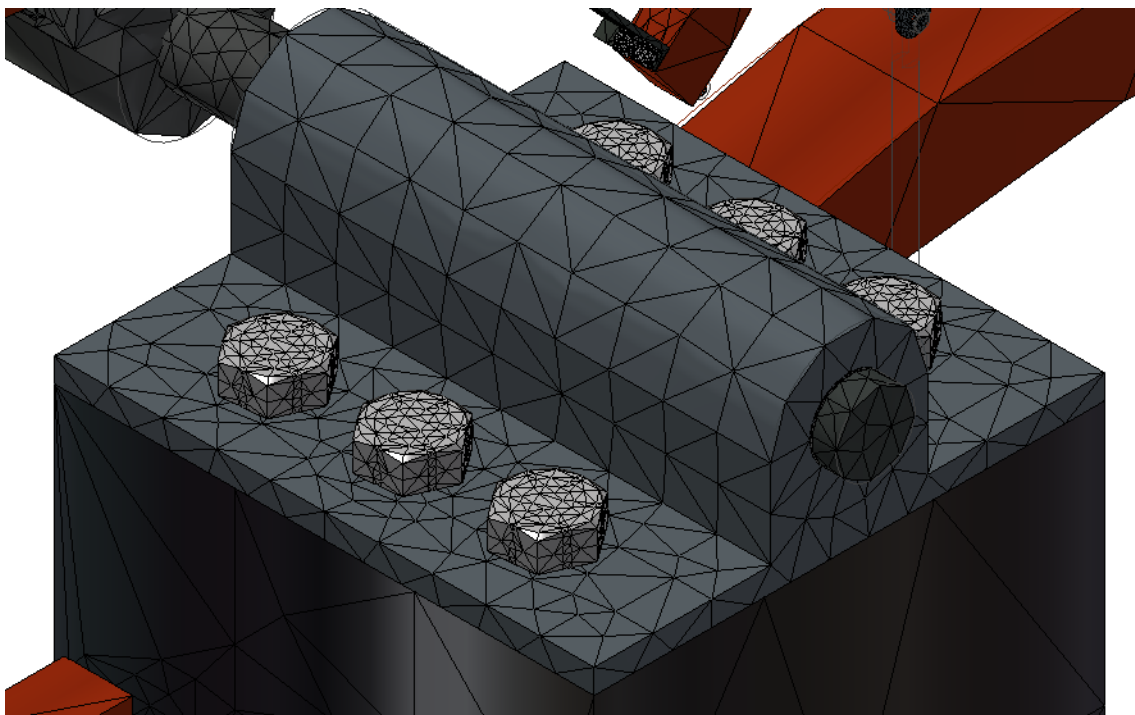


Figura 80. Detalle de malla (Simulación 1).

En la Figura 81 se puede ver la malla de la simulación 2.

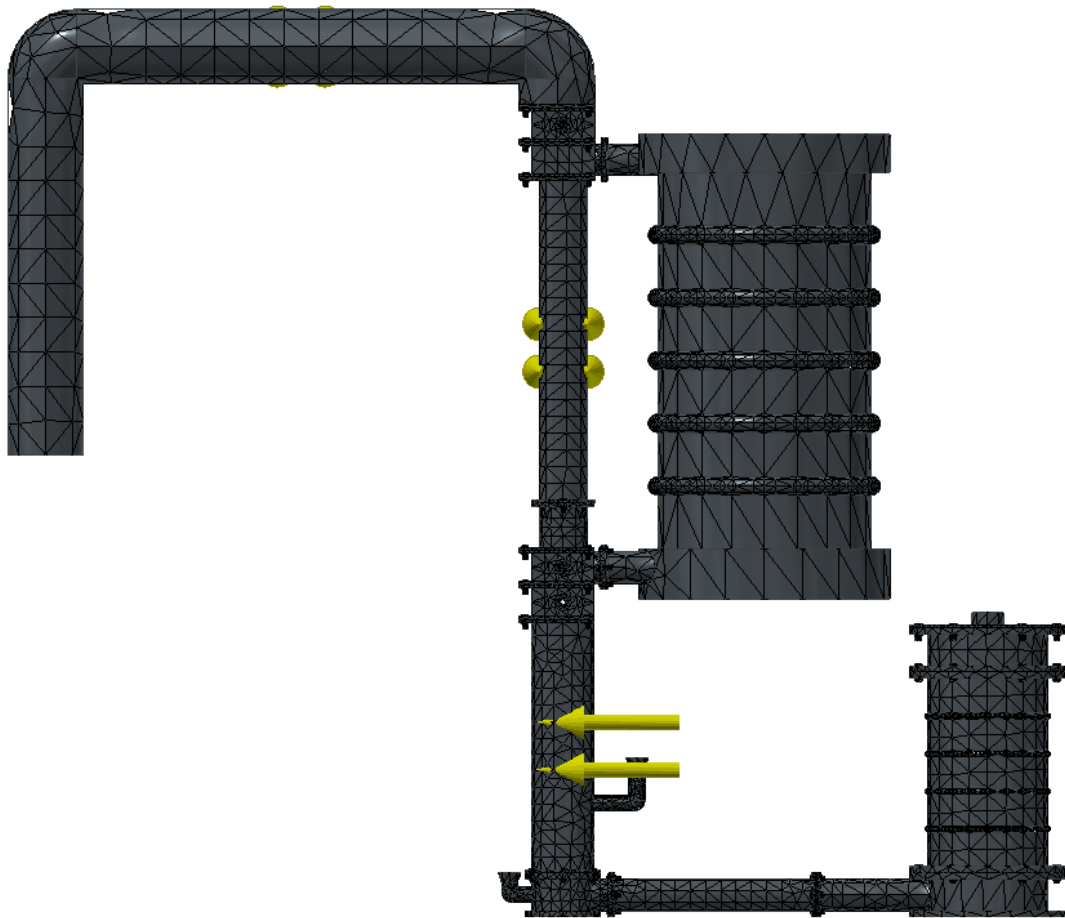


Figura 81. Vista de malla (Simulación 2).

4.6. Resultados

Finalmente, una vez que el modelo está mallado y todas las condiciones del ensayo definidas, se procede a su simulación. Como se comentaba anteriormente, cada pieza se descompone en pequeños elementos, para los que se resuelve una serie de ecuaciones algebraicas simultáneas cuyo resultado predice las tensiones, deformaciones y desplazamientos de todo el sistema físico.

Los resultados de los cálculos se muestran en el nodo Resultados del navegador. Se pueden ver los resultados de tensión y deformación en los distintos planos, desplazamiento en los ejes X, Y o Z, la tensión de Von Mises, la deformación equivalente o el coeficiente de seguridad (Figura 82).

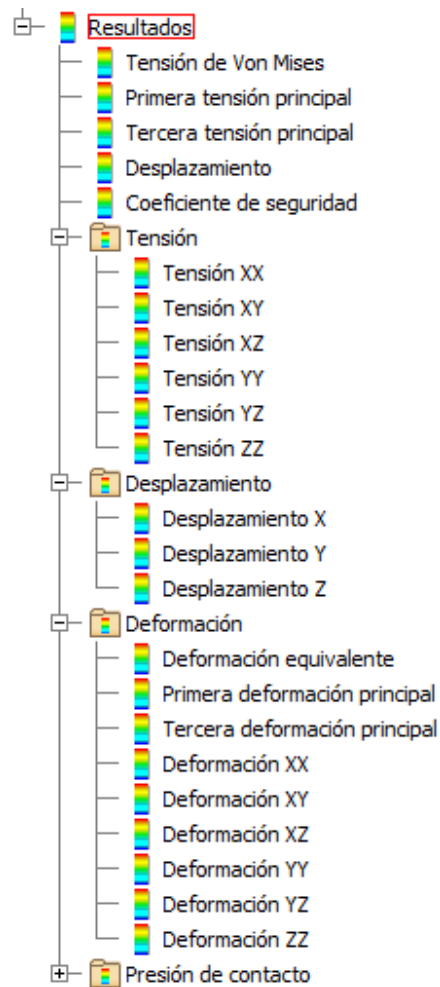


Figura 82. Resultados del análisis de tensión.

Al activar un resultado en el navegador, a todos los elementos se les asigna un color de acuerdo con una barra de color, de forma que configurando el máximo y el mínimo valor de la barra se puede variar su escala (Figura 83).

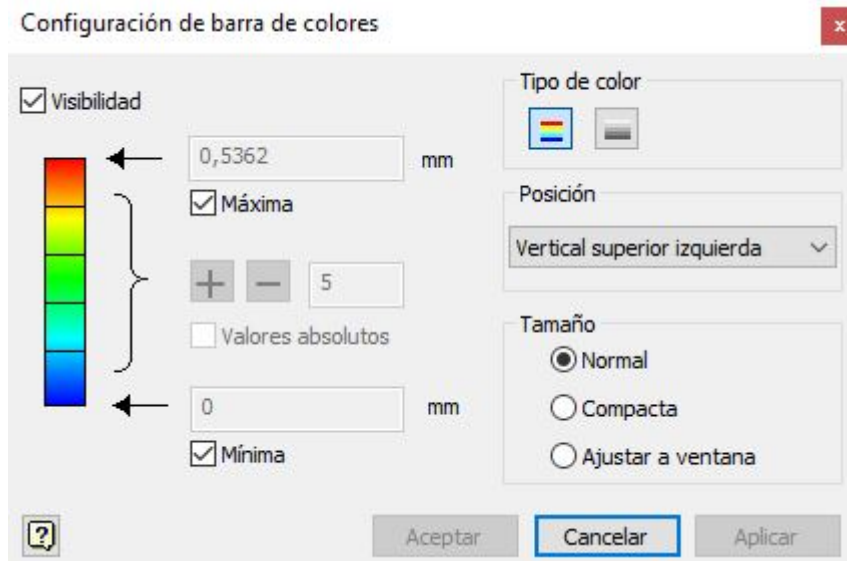


Figura 83. Configuración de barra de colores.

También se puede ajustar la visualización de desplazamiento del sistema para comprobar que elementos son los que sufren mayor o menor desplazamiento, amplificando los efectos de las cargas para ver su impacto, según las opciones:

- Sin deformar
- Real
- Ajustar x0,5
- Ajustar X1
- Ajustar x2
- Ajustar x5

Otro comando empleado para evaluar los resultados es la ubicación de los valores máximo y mínimo de cada uno de los resultados (tensiones, deformaciones y desplazamientos).

4.6.1. Tensión de Von Mises

Las seis componentes de la tensión se combinan en una única tensión equivalente o tensión de Von-Mises.

Se activa la visualización de la Tensión de Von Mises y se ajusta la barra de colores y se amplifica la deformación x1 para comprobar donde se encuentran los elementos sometidos a mayor tensión (Figura 84).

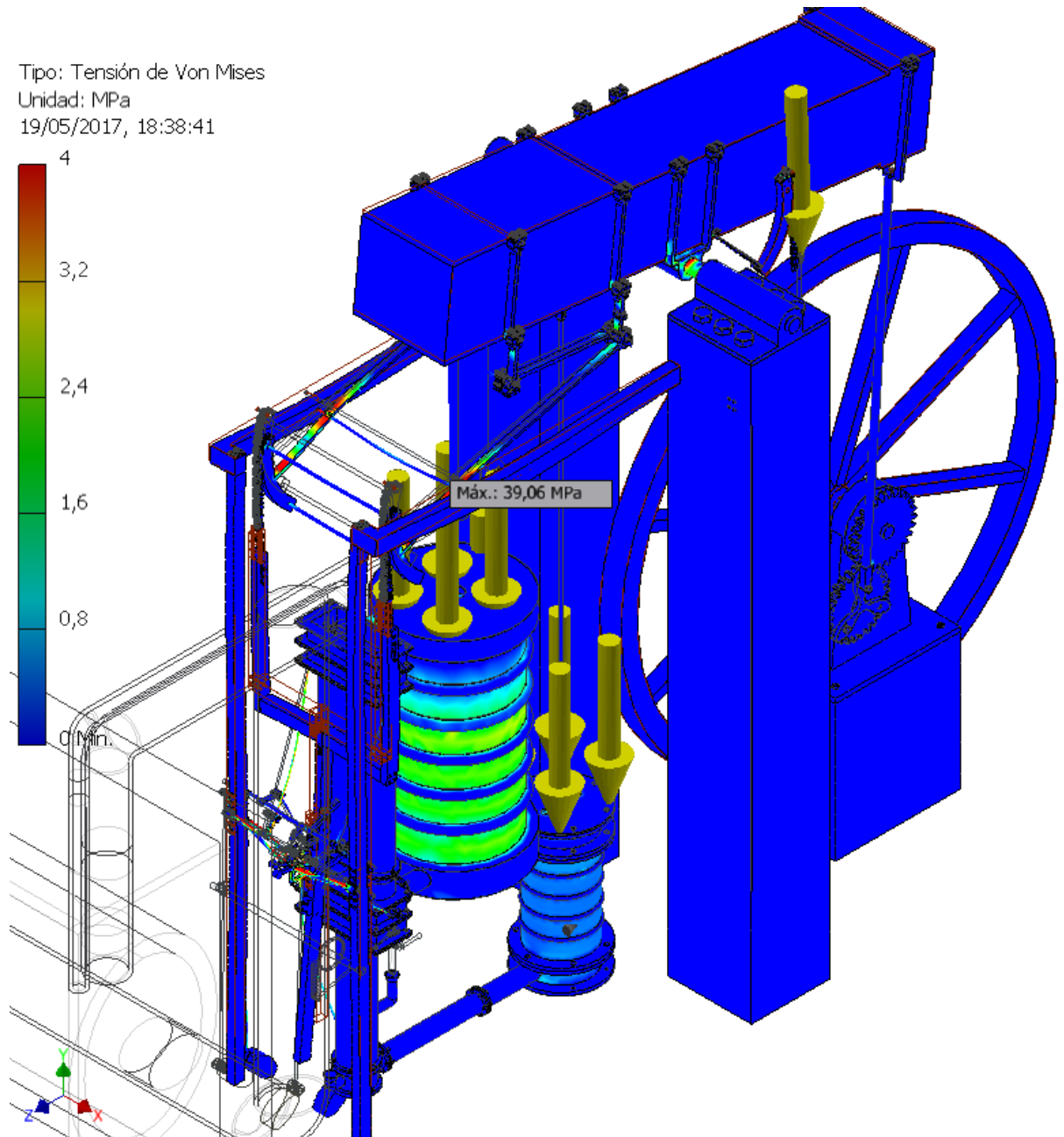


Figura 84. Tensión de Von Mises (Simulación 1).

En la simulación 1, los elementos que soportan la mayor tensión, con un valor de 39,06 Mpa, son los pasadores que fijan el arco a su eje de rotación, así como el mismo eje y el arco (Figuras 85 a 87).

Los pasadores fijan sobre los ejes elementos rotatorios (engranes, poleas o ruedas) y permiten la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta y el empuje. Las ranuras en las que se insertan causan valores altos de los factores de concentración del esfuerzo.

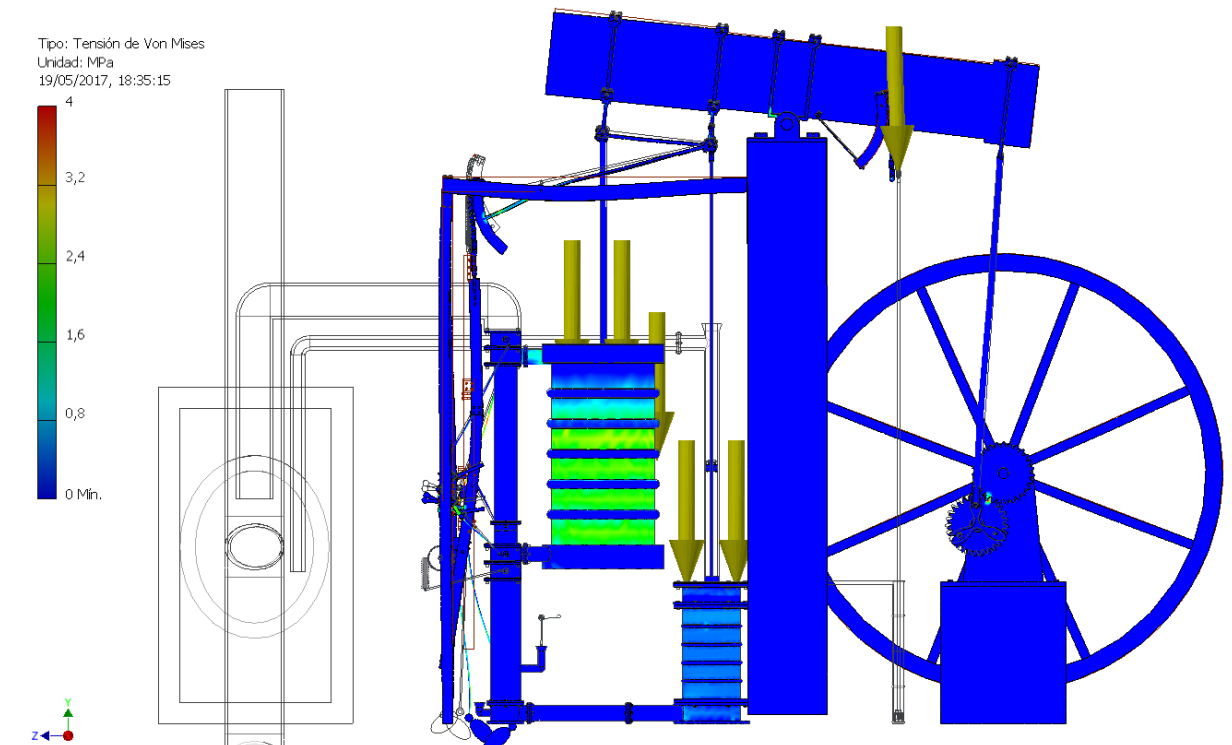


Figura 85. Tensión de Von Mises máxima (Simulación 1).

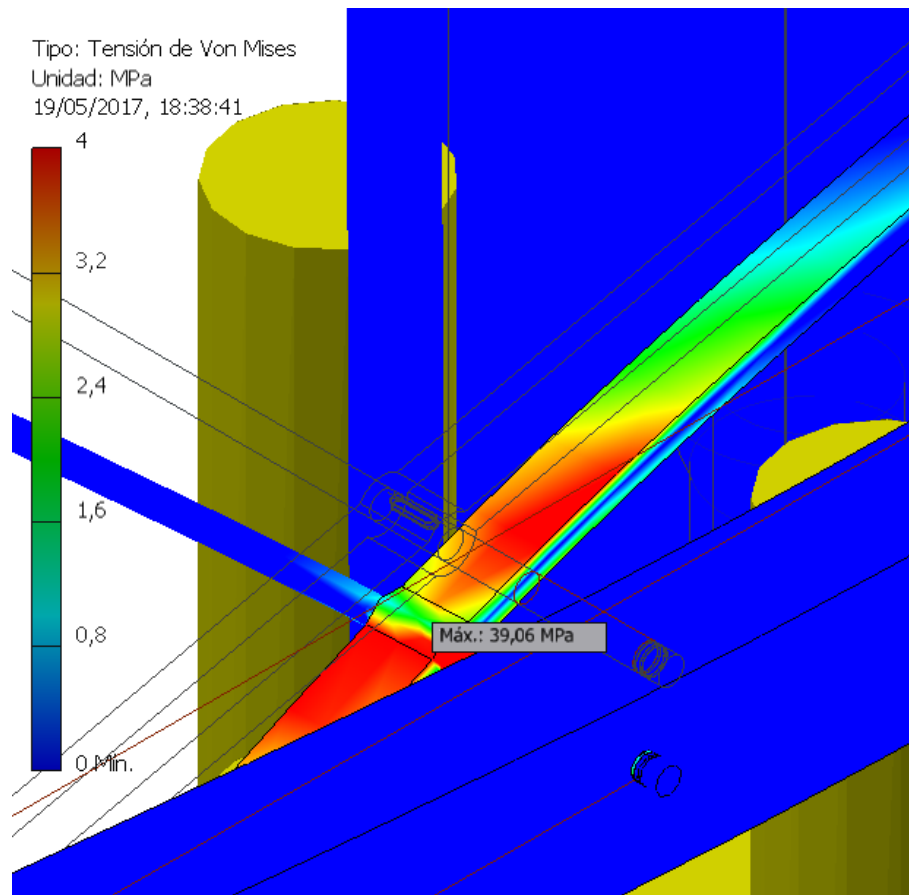


Figura 86. Distribución de tensión en el arco (Simulación 1).

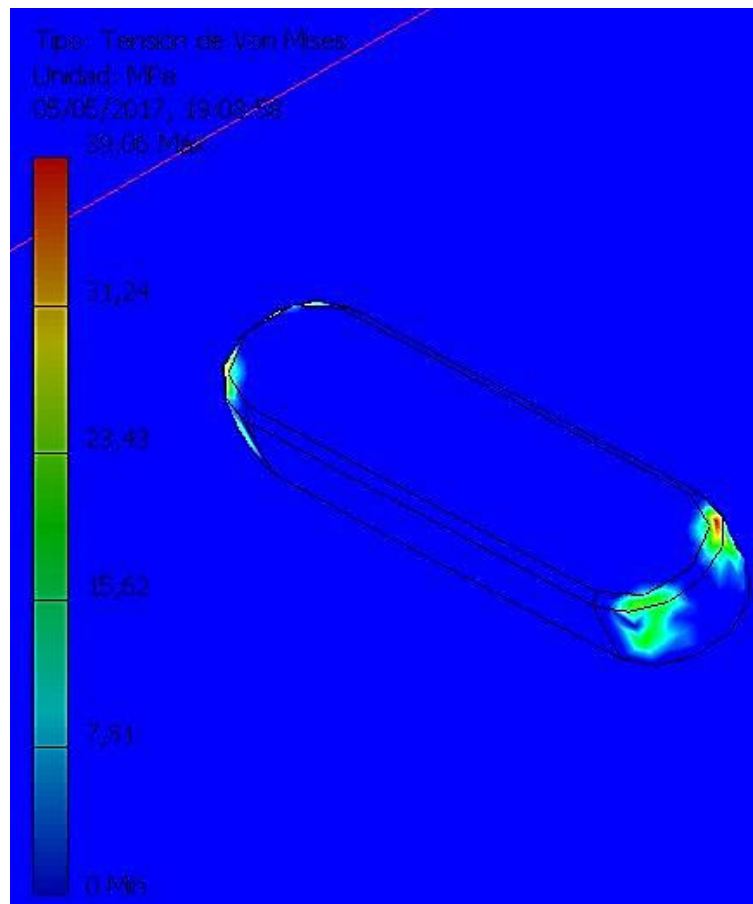


Figura 87. Distribución de tensión en el pasador (Simulación 1).

Otras piezas sometidas a altas tensiones son la cadena del émbolo de la bomba de agua (34,98 MPa), y del regulador (24,64 MPa), elementos de un espesor muy fino y en los que se concentra la tensión en una pequeña superficie (Figuras 88 y 89). En uno de los ejes del regulador, así como en los tornillos que unen las vigas verticales del regulador a las horizontales, también se alcanzan valores altos de tensión, 18,36 MPa y 19,93 MPa, respectivamente (Figuras 90 y 91).

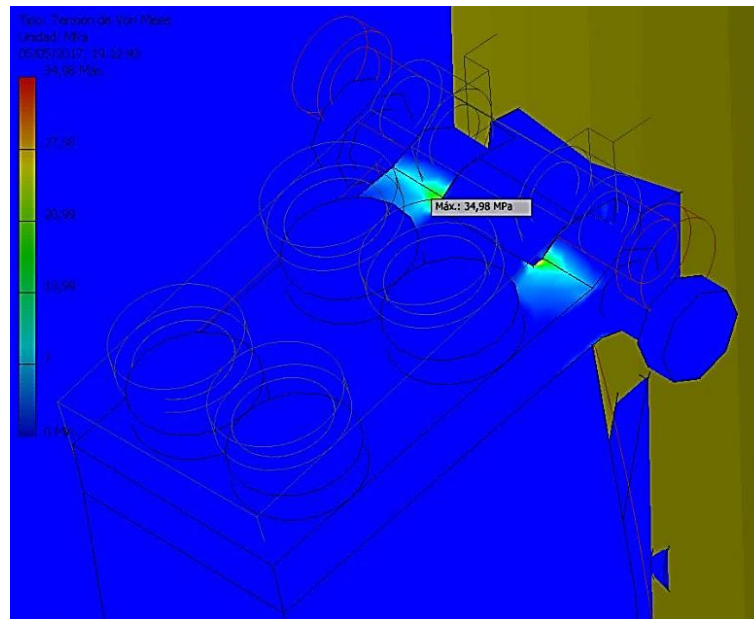


Figura 88. Distribución de tensión cadena de la bomba de agua (Simulación 1).

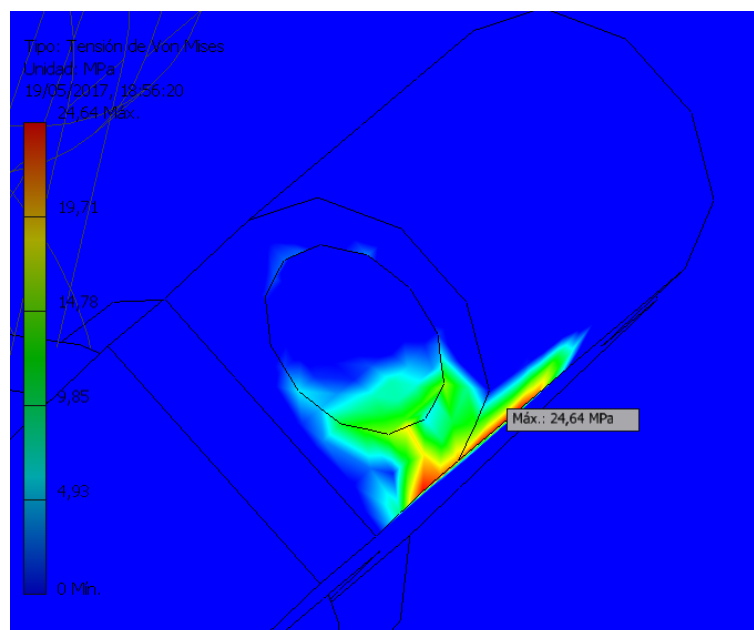


Figura 89. Distribución de tensión en la cadena del regulador(Simulación 1).

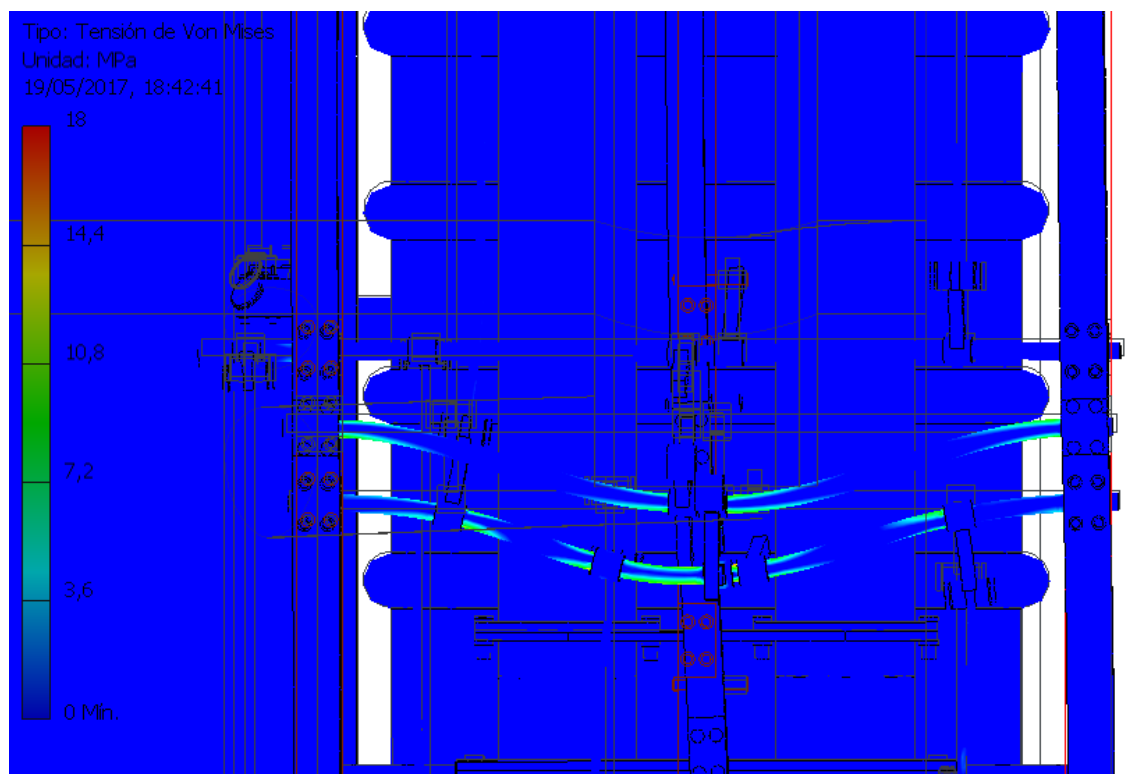


Figura 90. Distribución de tensión en el eje I del regulador (Simulación 1).

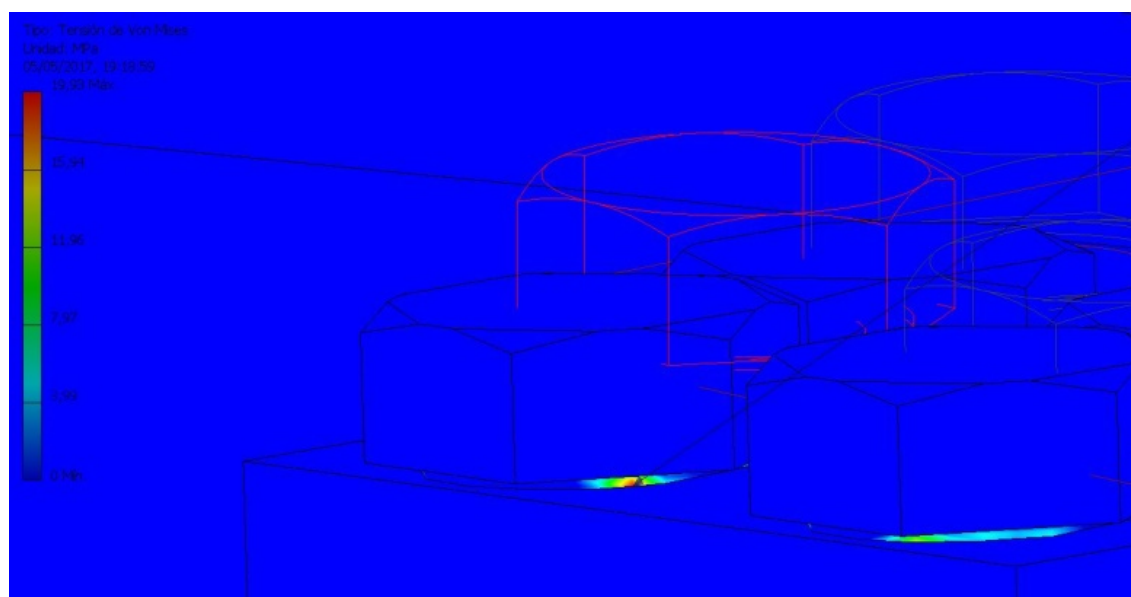


Figura 91. Distribución de tensión en los tornillos del regulador (Simulación 1).

También es de interés ver el estado tensional de los elementos del regulador (Figura 92), del paralelogramo (Figura 93), del eje del balancín (Figura 94) o de las ruedas dentadas del mecanismo planetario (Figura 95).

En la Figura 92, se observa cómo están flexionados los ejes del regulador. En cada extremo soportan un torsor y, las varillas que accionan las válvulas están sometidas tanto a un momento torsor como a uno flector.

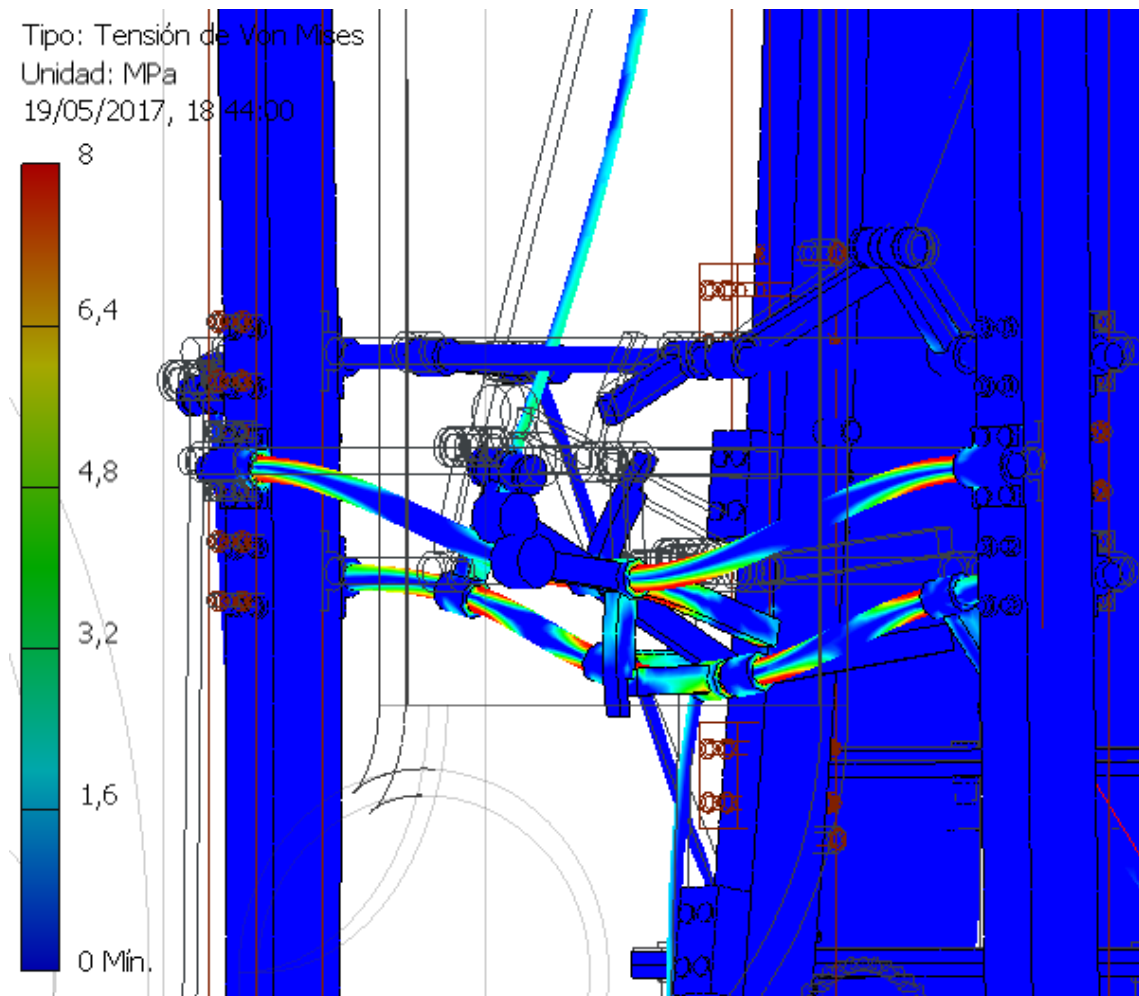


Figura 92. Distribución de tensión en el regulador de velocidad (Simulación 1).

La Figura 93 muestra la distribución de tensiones en las piezas del paralelogramo. Estas están sometidas en sus extremos, nexos de unión entre ellas, a una fuerza tangencial que las hace rotar y una normal que las tensiona. La sección más débil es en la que se encuentran las acanaladuras donde van alojados los pernos.

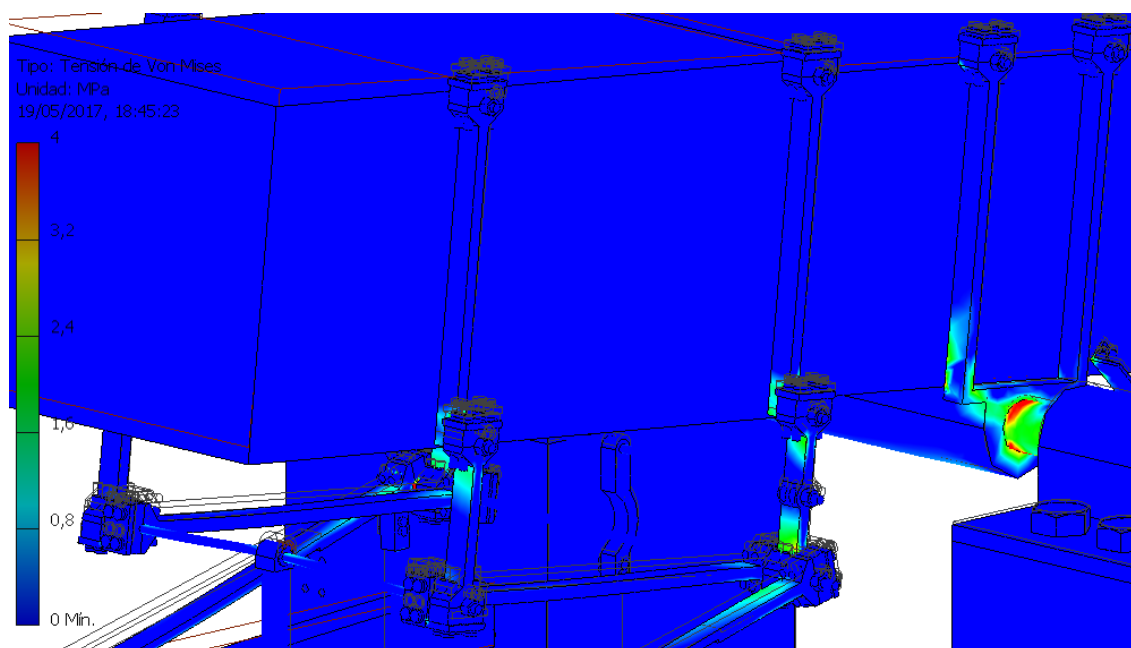


Figura 93. Distribución de tensión en el paralelogramo (Simulación 1).

El eje del balancín estará torsionado en cada extremo, a la vez que flexionado, por el peso del balancín.

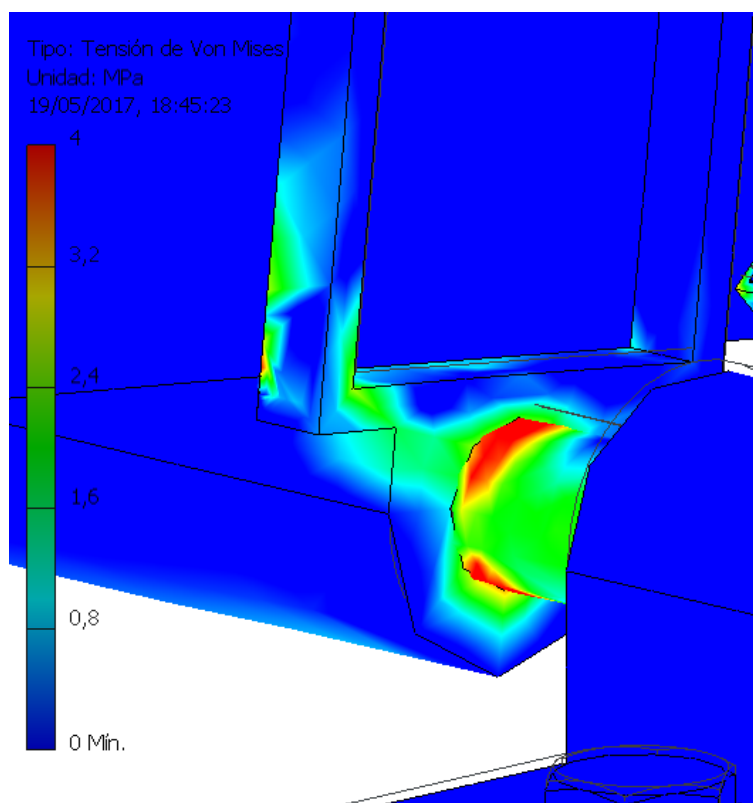


Figura 94. Distribución de tensión en el eje del balancín (Simulación 1).

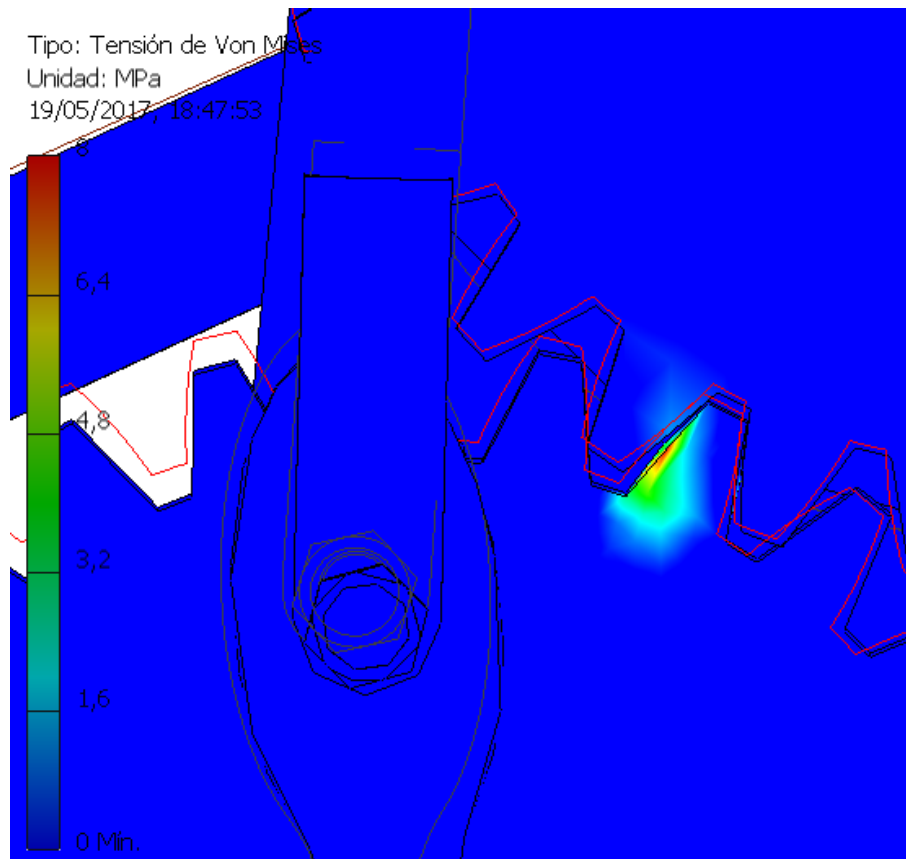


Figura 95. Distribución de tensión engranaje mecanismo planetario(Simulación 1).

En la Figura 96 se presenta la distribución de la tensión de Von Mises en el sistema de tuberías (Simulación 2). El máximo valor es de 9,232 MPa y se localiza en las tuberías que conectan el cilindro de vapor con el condensador.

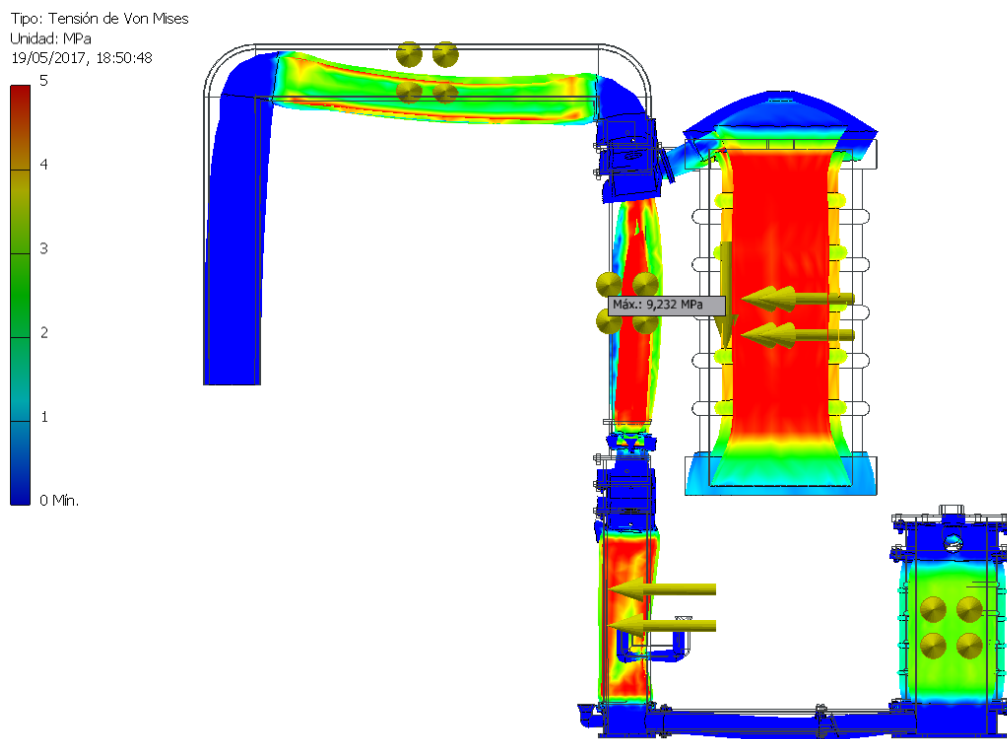


Figura 96. Tensión de Von Mises (Simulación 2).

También son importantes las tensiones que soportan el cilindro de vapor (8,996 MPa) o el condensador (Figura 97).

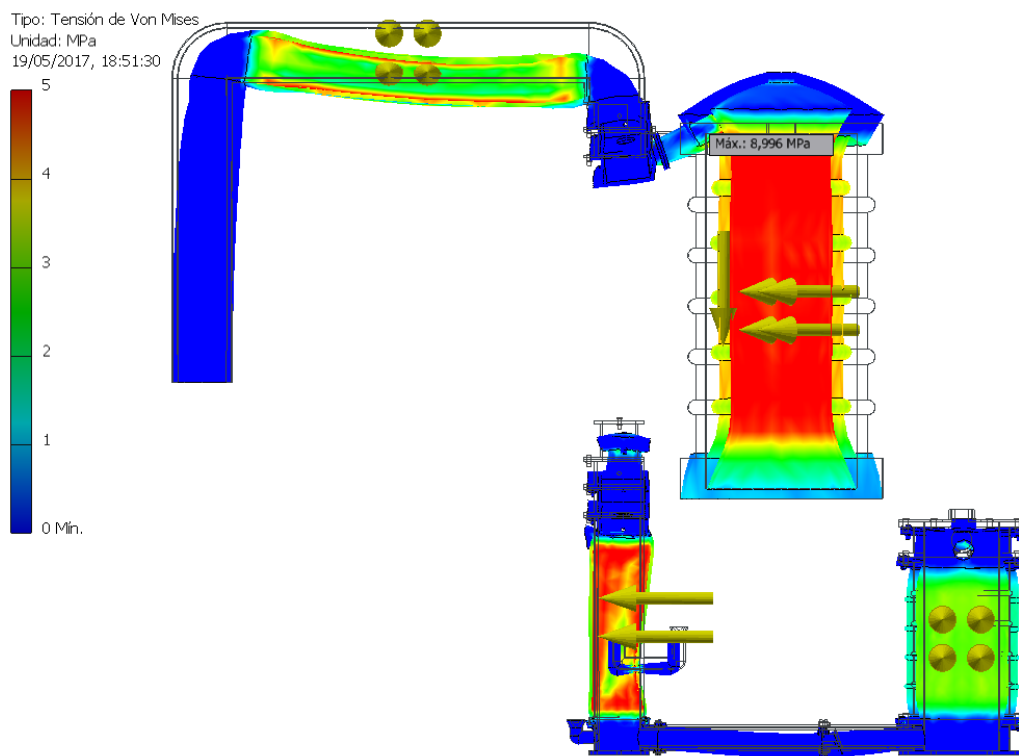


Figura 97. Tensión de Von Mises en el cilindro de vapor (Simulación 2).

4.6.2. Desplazamientos

Para visualizar los desplazamientos de la Simulación 1, se procede de forma similar que en el apartado anterior, reajustando el máximo de la barra de color con un valor de 0,3 mm y se comprueban los elementos que sufren mayor desplazamiento. El elemento que más se desplaza es uno de los pesos colgados en el regulador de velocidad, con un desplazamiento de 1,18 mm (Figura 98).

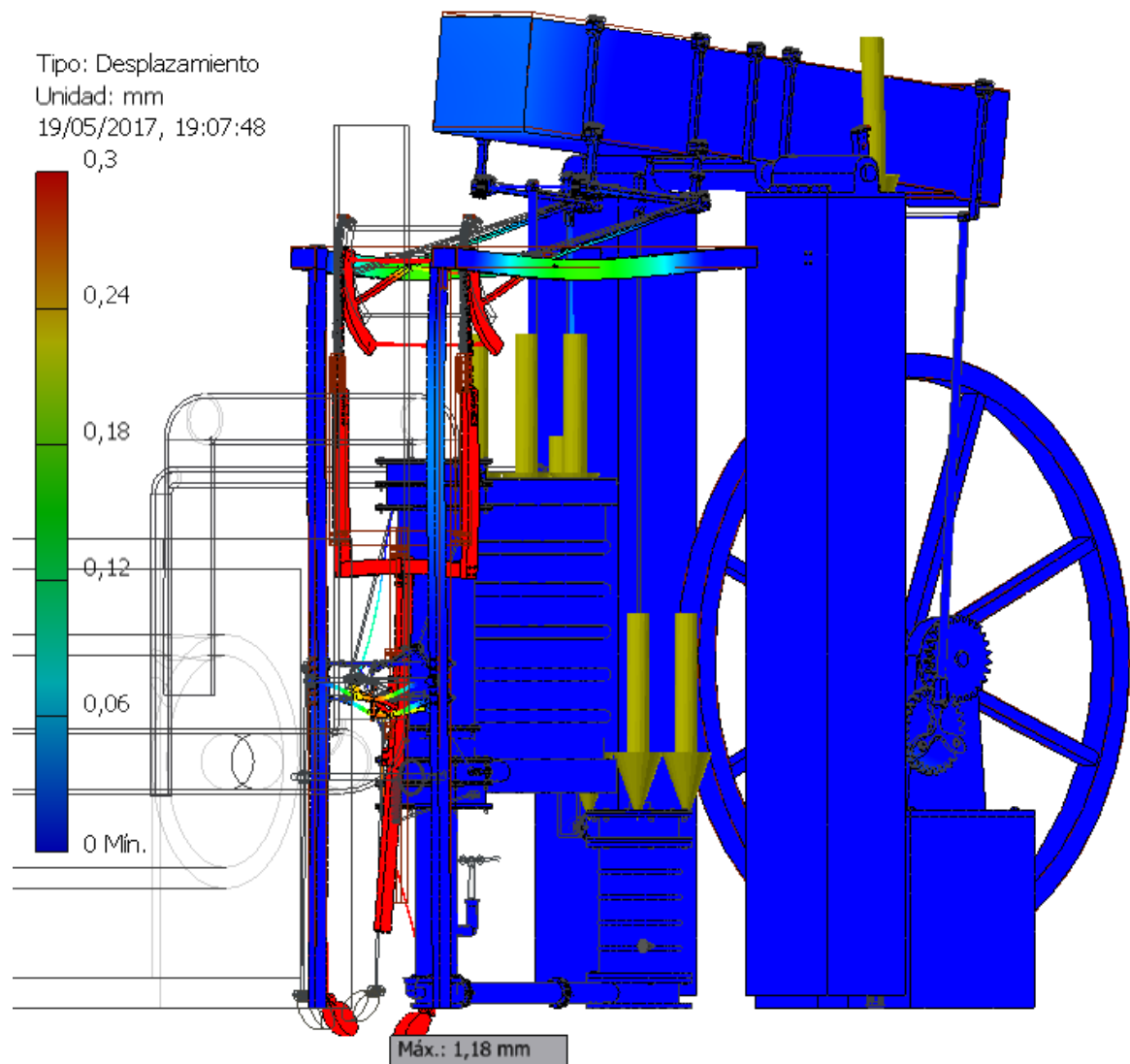


Figura 98. Desplazamientos (Simulación 1).

Otros componentes que sufren un desplazamiento reseñable son el otro peso (0,5362 mm), la viga (0,6978 mm), el arco (0,5124 mm) y la cadena del regulador (Figuras 99, 100 y 101).

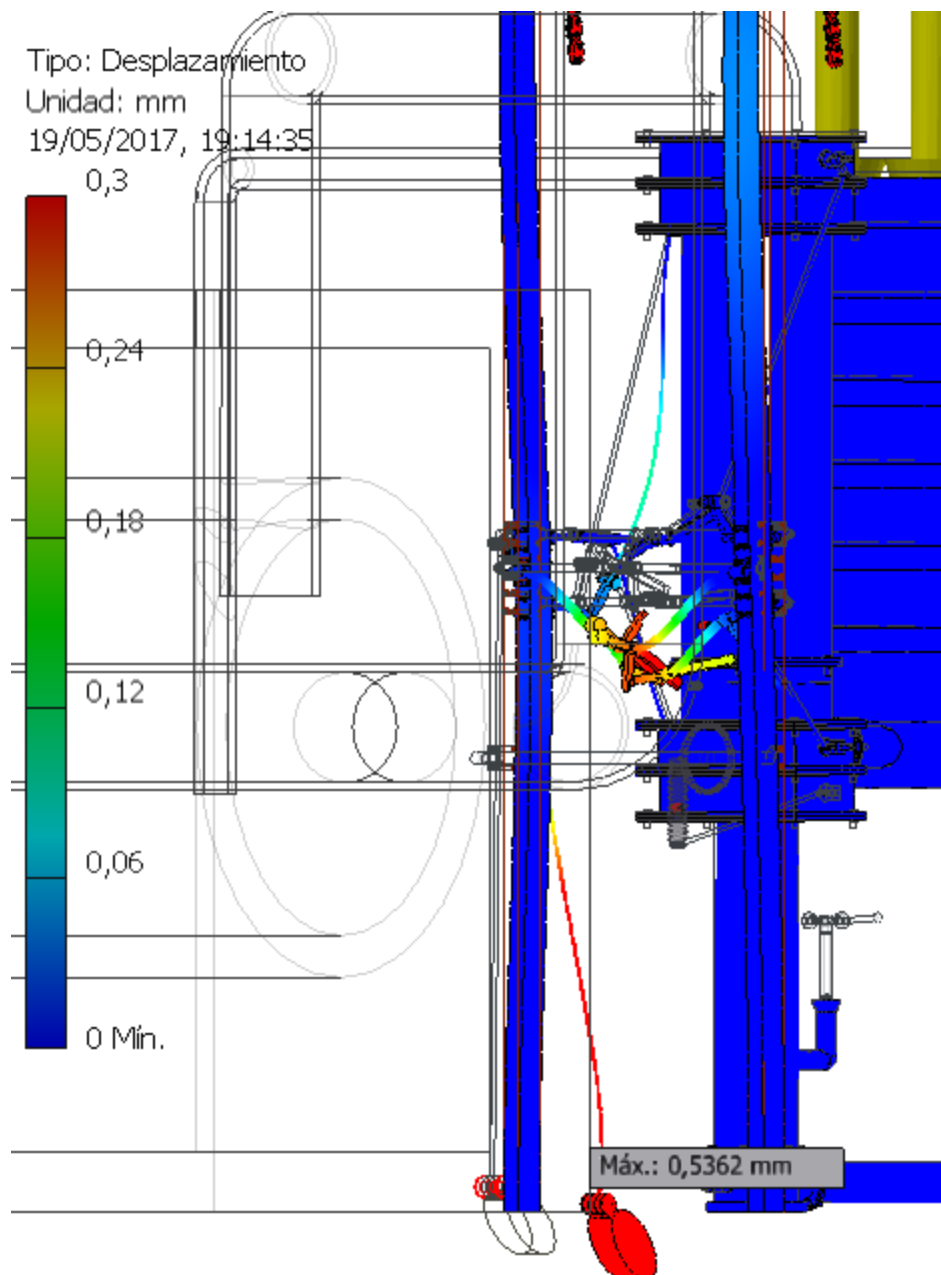


Figura 99. Desplazamiento máximo en el peso del regulador (Simulación 1).

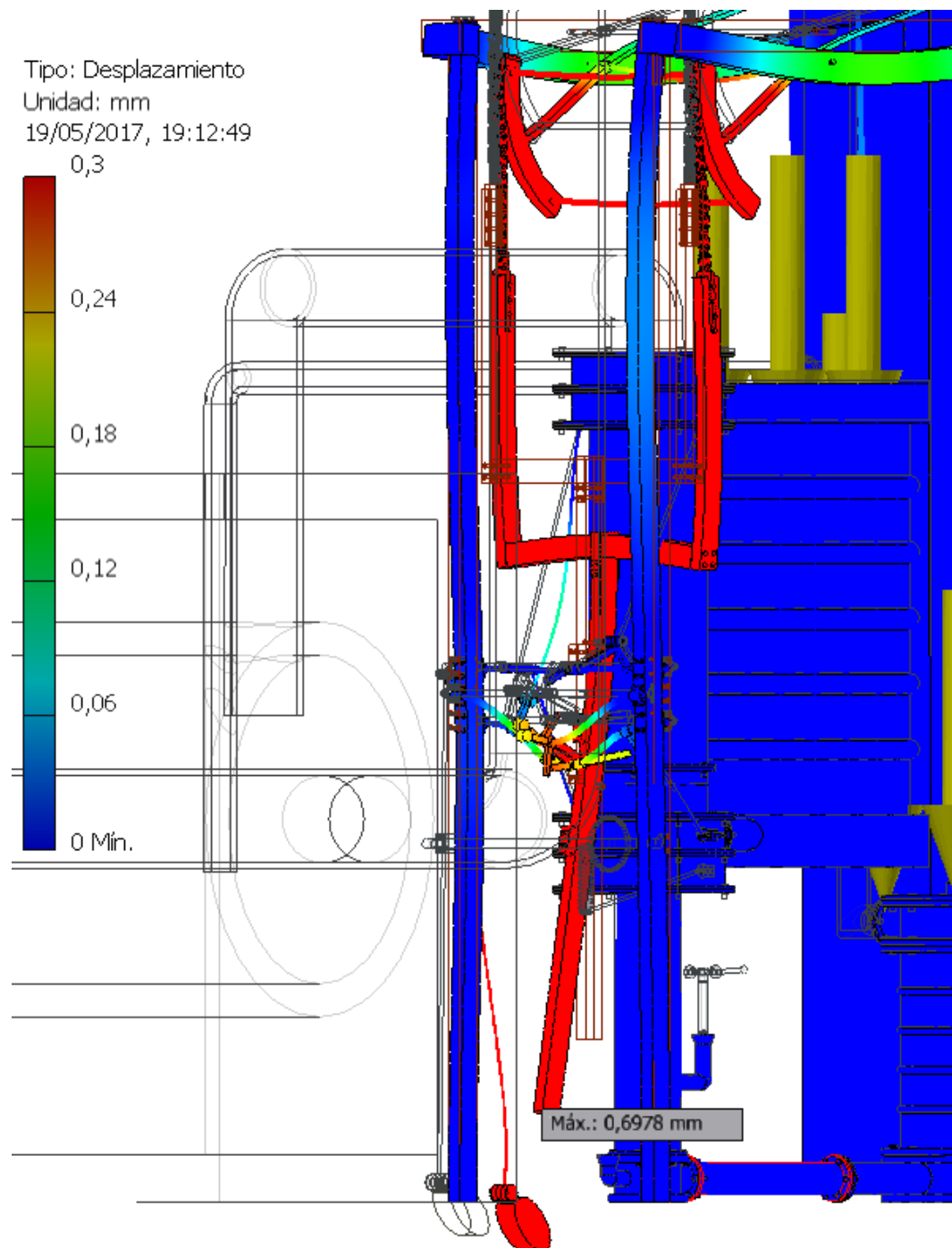


Figura 100. Desplazamiento máximo en la viga del regulador (Simulación 1).

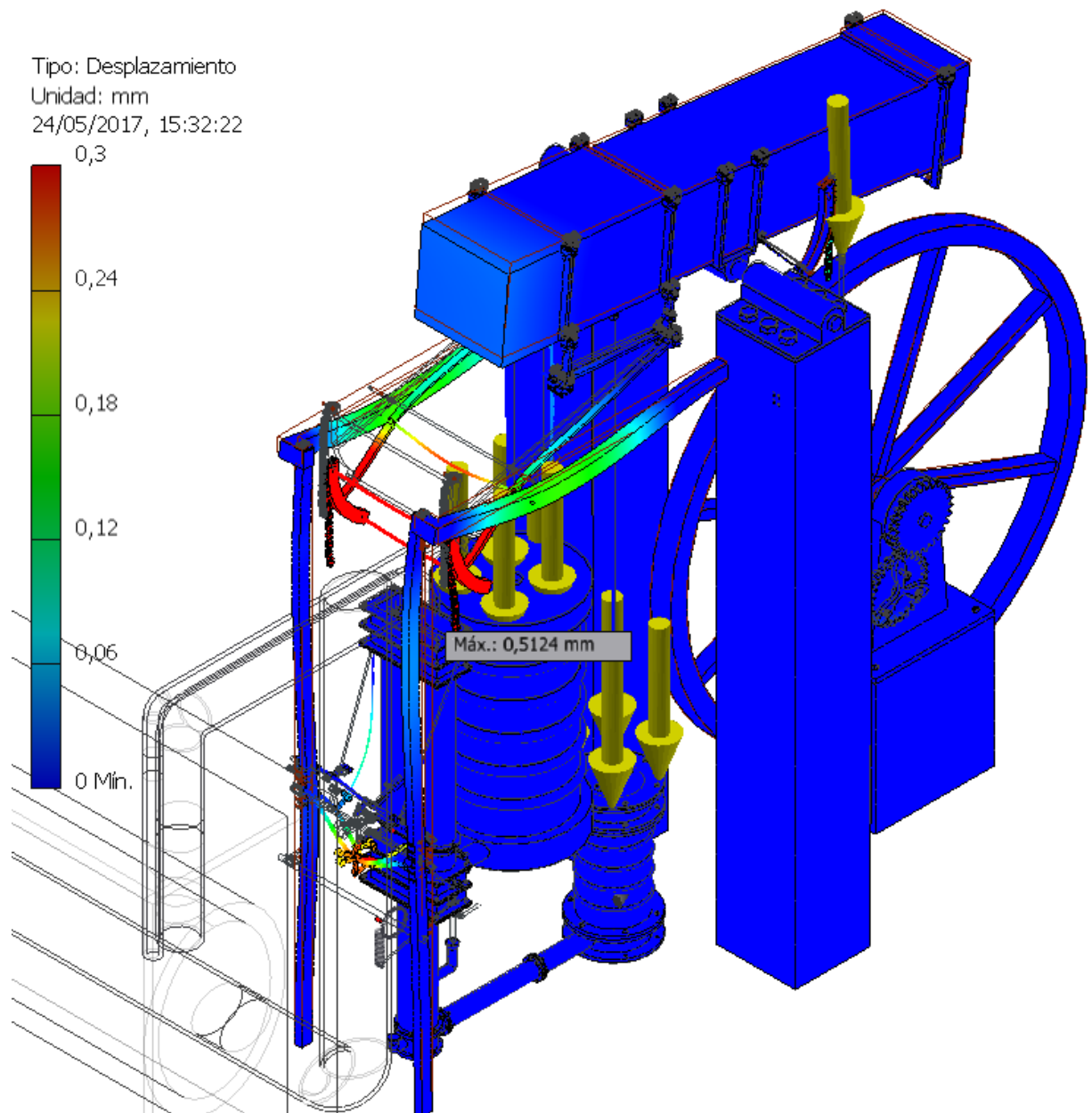


Figura 101. Desplazamiento máximo en el arco del regulador (Simulación 1).

Para observar los desplazamientos en el sistema de tuberías se reajusta el máximo de la barra de colores a 0,02 mm (Figura 102). Apreciándose el mayor desplazamiento en la tubería de conexión caldera-cilindro (0,02706 mm), ya que está suspendida de sus extremos, mientras que el resto de componentes están apoyados en su base.

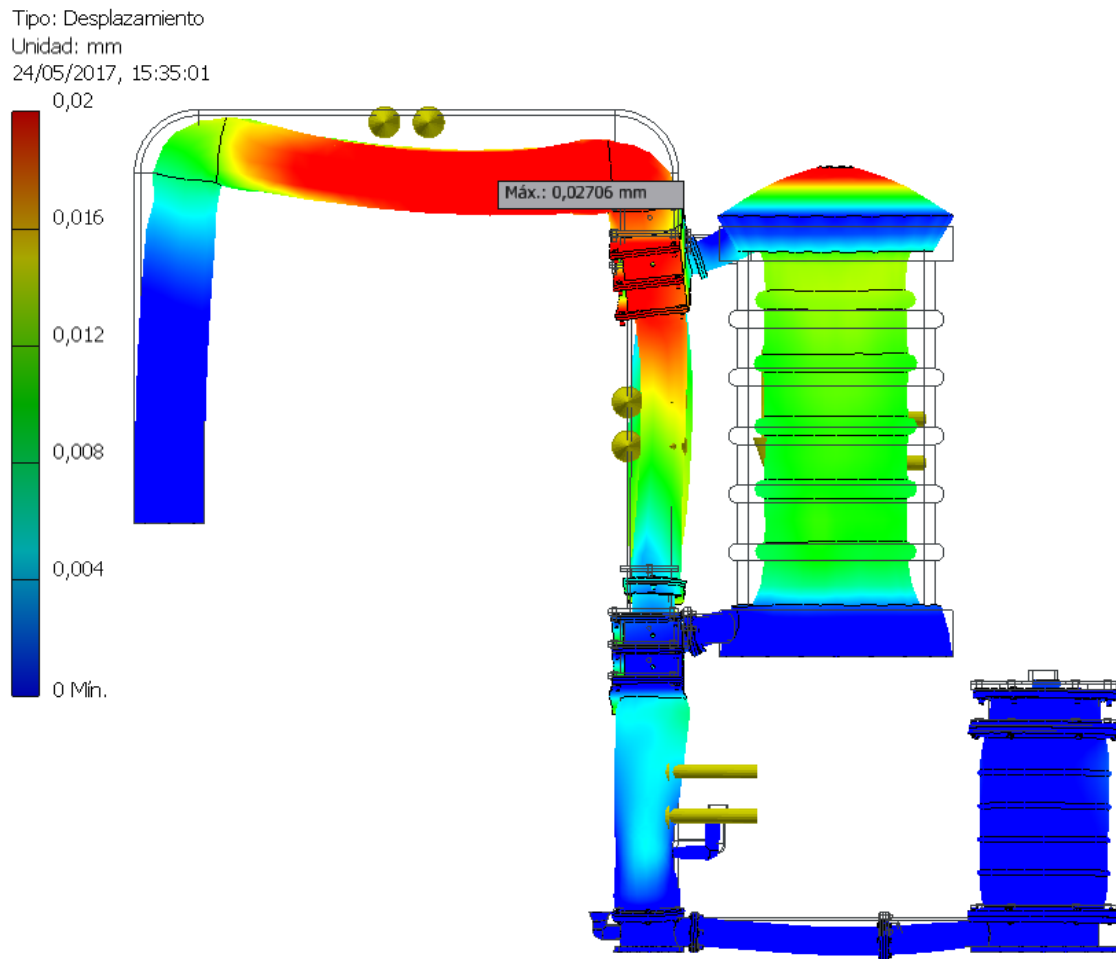


Figura 102. Desplazamientos en el sistema de tuberías (Simulación 2).

Habría que considerar también los desplazamientos en la tapa del cilindro, de valor 0,02443 mm (Figura 103) y en las tuberías que conectan el cilindro con el condensador (Figura 104).

Tipo: Desplazamiento

Unidad: mm

24/05/2017, 15:36:11

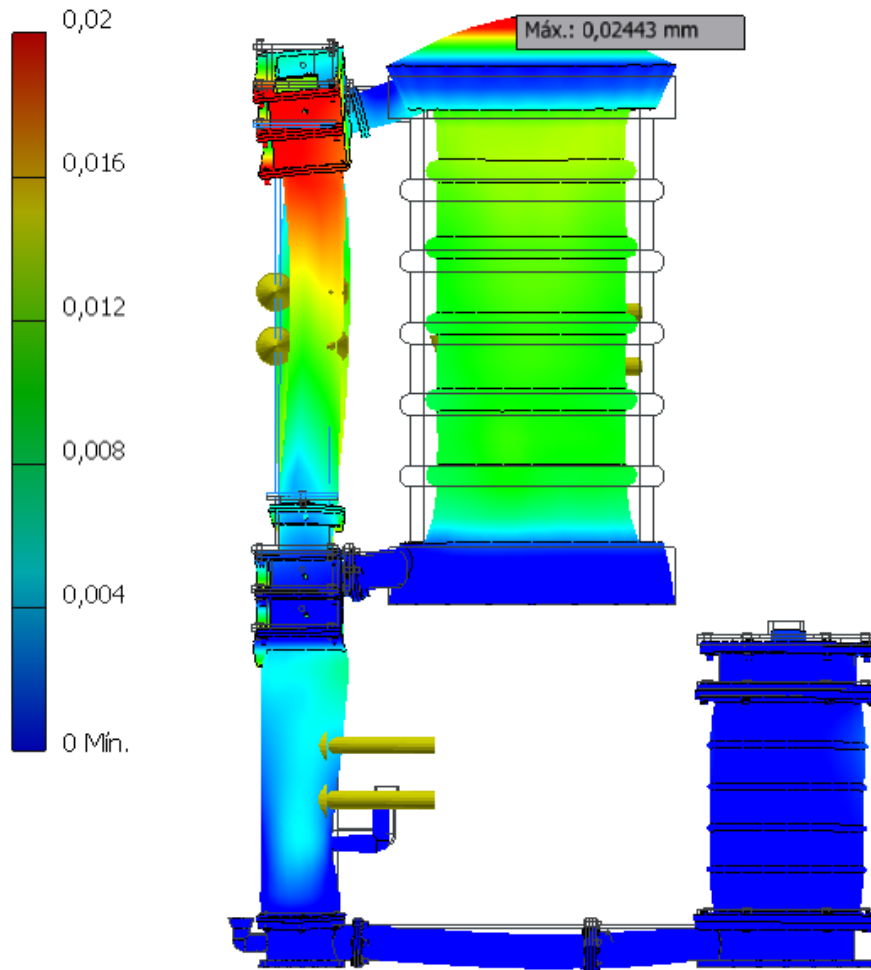


Figura 103. Desplazamiento tubería conexión caldera-cilindro (Simulación 2).

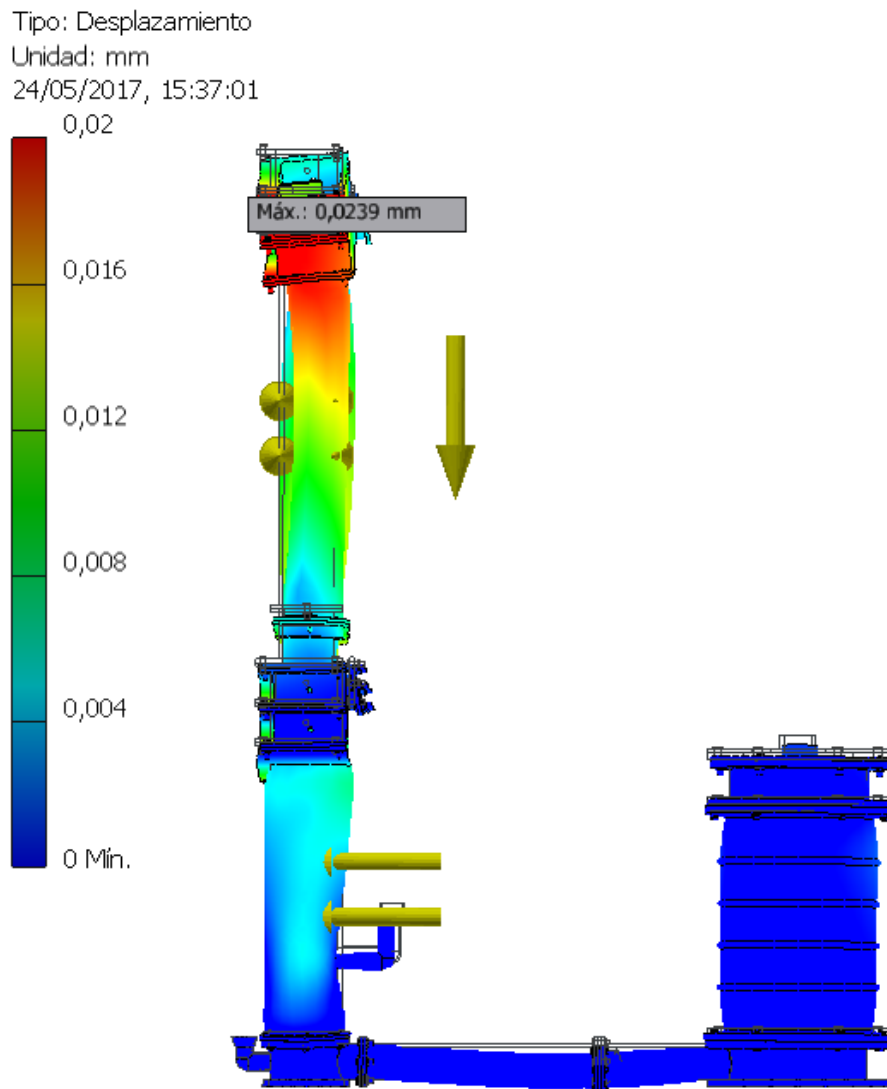


Figura 104. Desplazamiento tuberías conexión cilindro-condensador (Simulación 2).

4.6.3. Deformaciones

En la Simulación 1, la deformación equivalente es despreciable en todos los elementos. El elemento que sufre mayor deformación es el eje del arco del regulador (Figura 105), con una deformación unitaria equivalente de $3,013e-004$. El máximo de la barra de color se ha configurado en $3e-005$, para poder apreciar la distribución de las deformaciones unitarias.

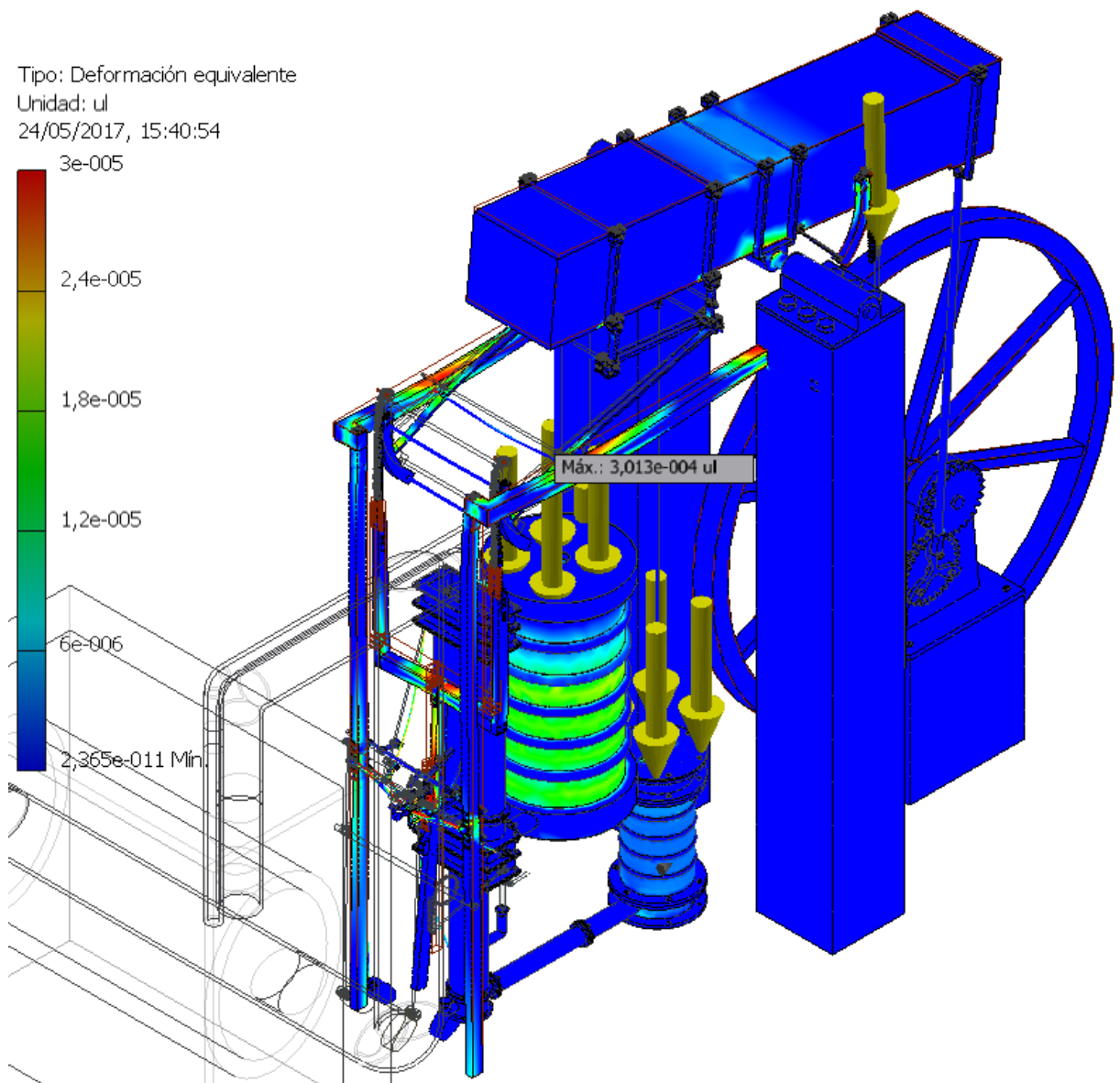


Figura 105. Deformaciones unitarias equivalentes (Simulación 1).

En la Figura 106 se muestra la distribución de deformaciones en el arco, zona de máxima deformación, y para ello, se ha vuelto a modificar el máximo de la barra de colores, esta vez con un valor de $1e-004$.

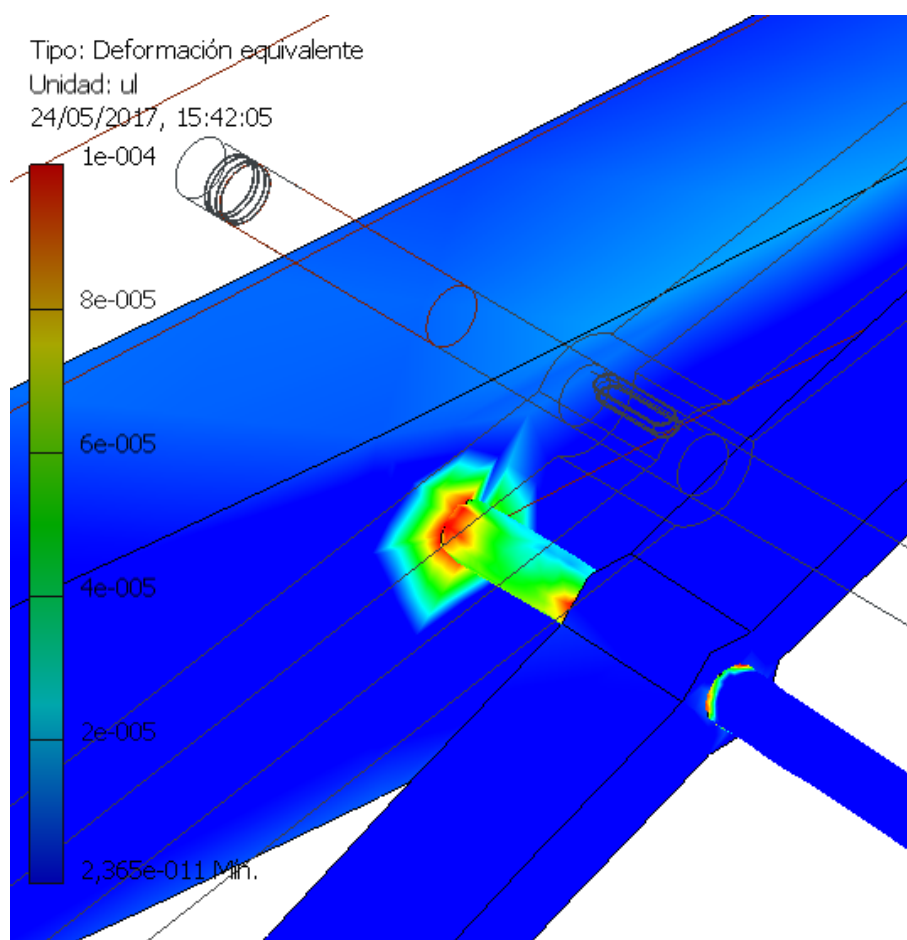


Figura 106. Distribución de deformaciones en el arco (Simulación 1).

También habría que considerar la deformación en la cadena de la bomba de agua (Figura 107) y los elementos del regulador de velocidad (Figura 108).

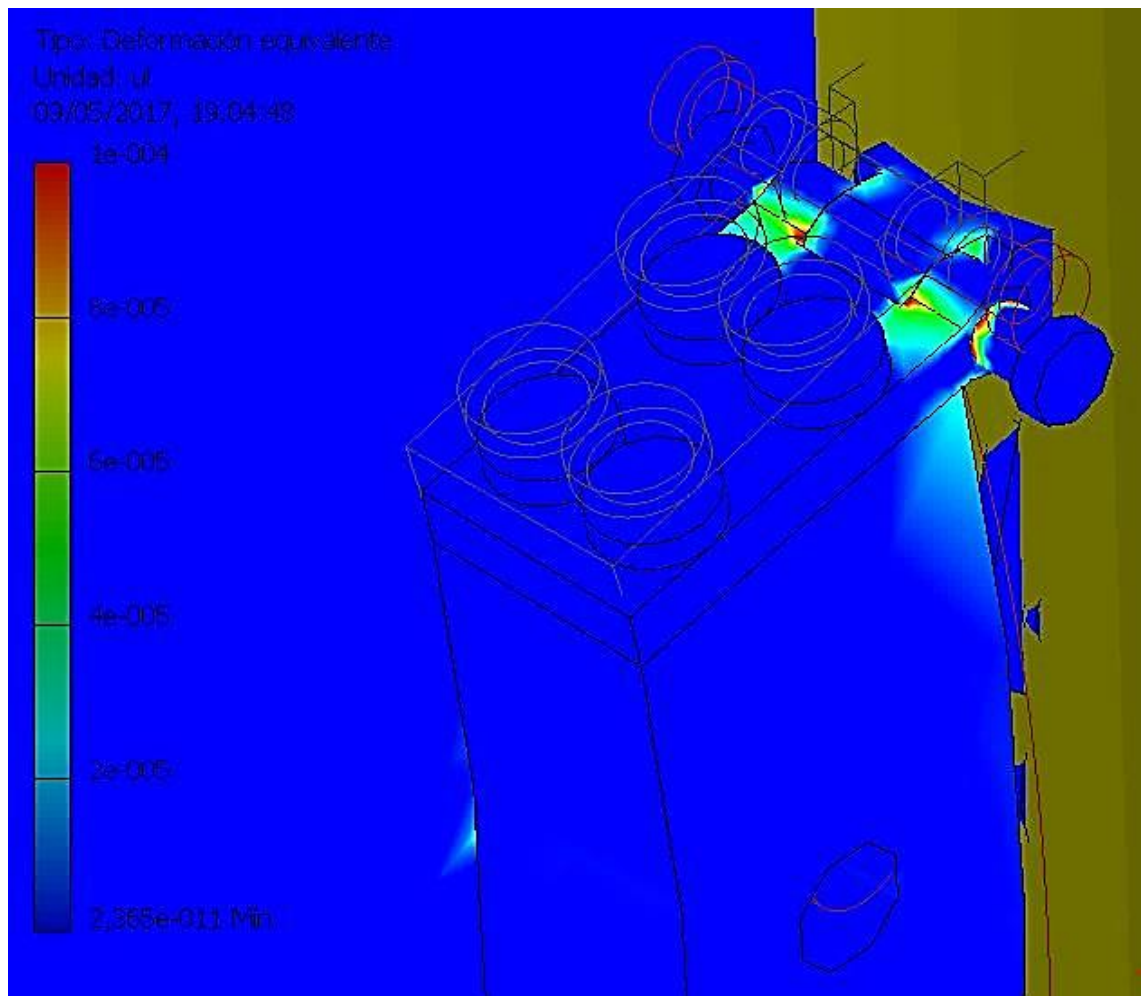


Figura 107. Deformaciones en la cadena de la bomba de agua (Simulación 1).

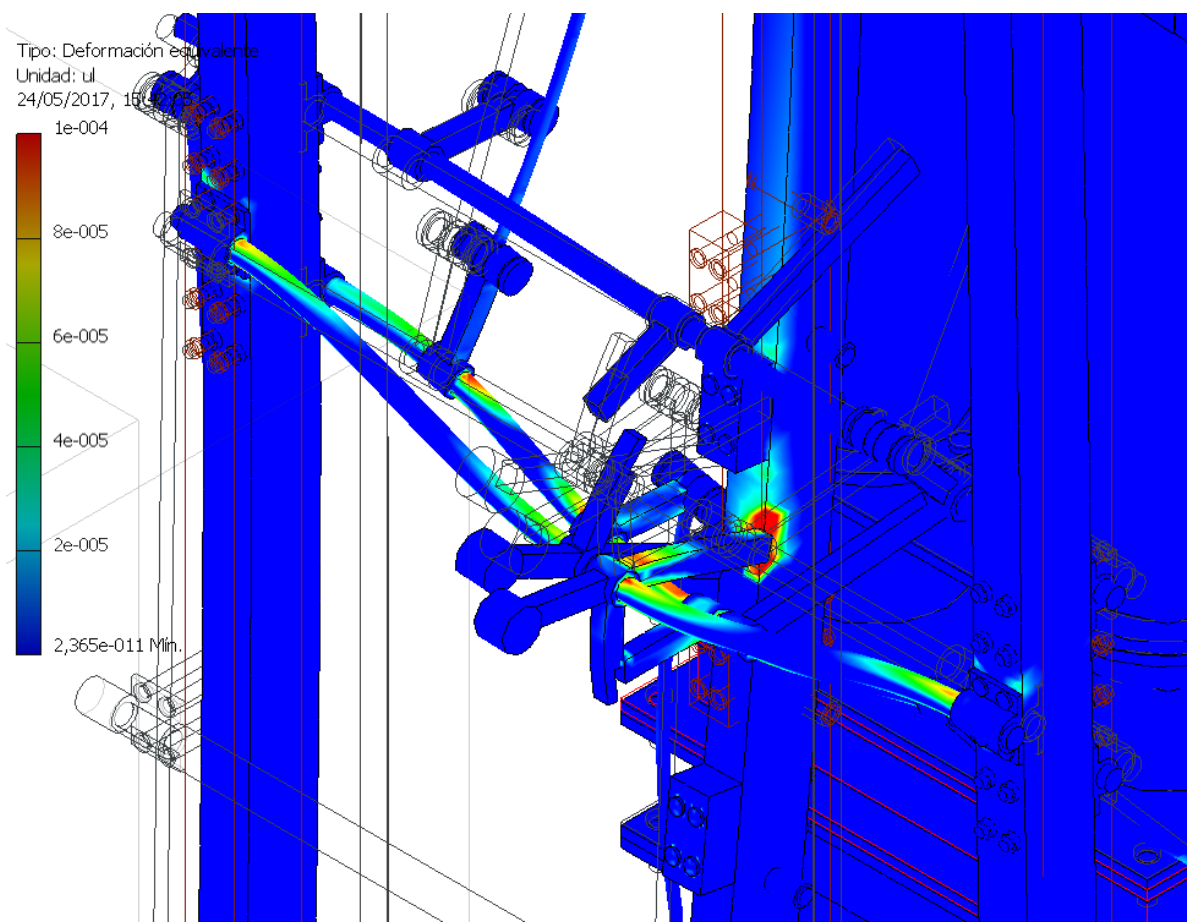


Figura 108. Distribución de deformaciones en el regulador (Simulación 1).

En cuanto a las deformaciones en el sistema de tuberías (Simulación 2), la máxima deformación unitaria ($6,851e-005$) se localiza en las tuberías de conexión cilindro-condensador (Figura 109). El segundo máximo se presenta en el cilindro, con un valor de $6,669e-05$ (Figura 110).

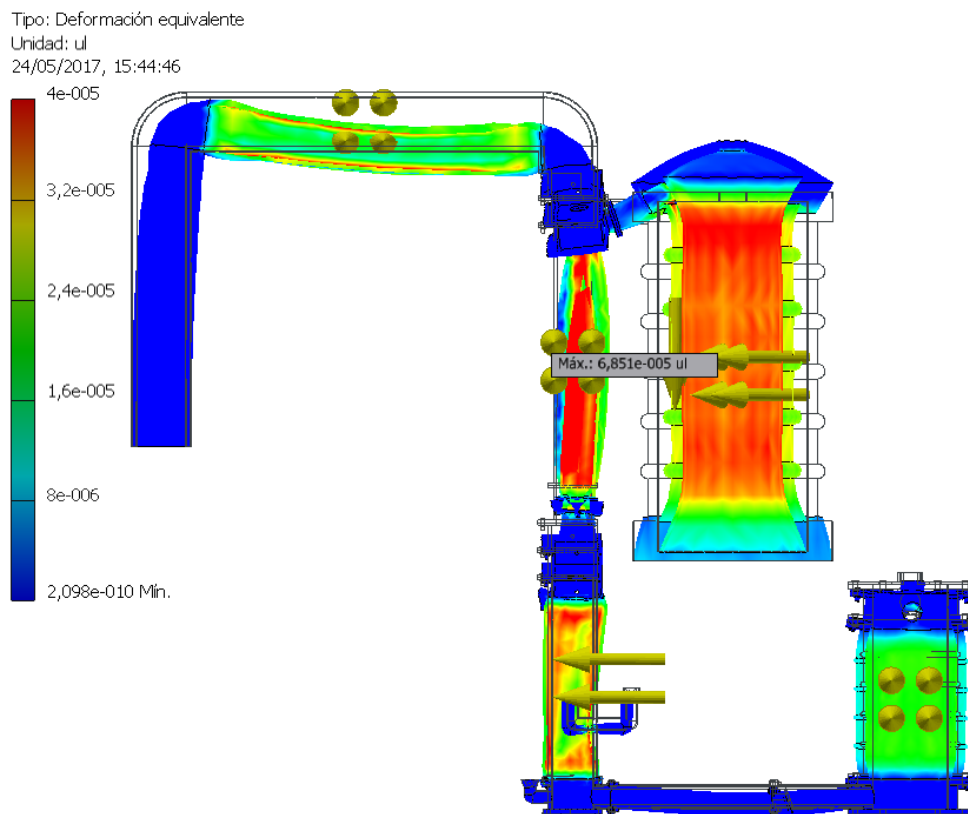


Figura 109. Deformaciones unitarias equivalentes (Simulación 2).

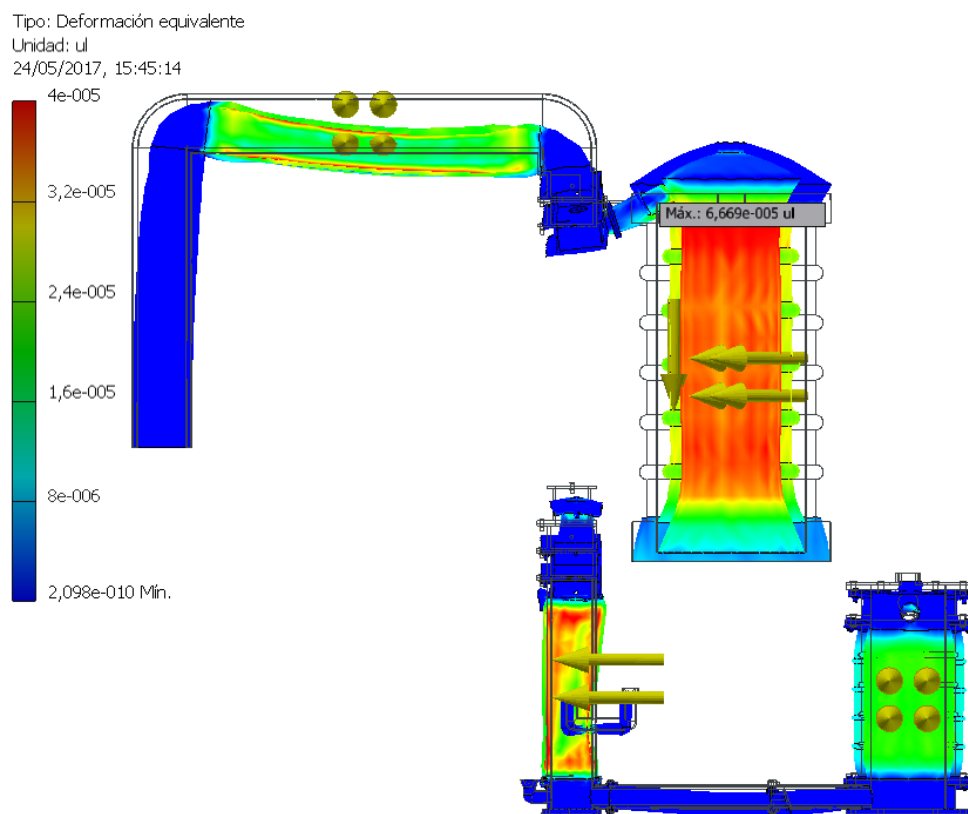


Figura 110. Deformación unitaria equivalente en el cilindro de vapor (Simulación 2).

4.6.4. Coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad relaciona la tensión máxima permitida y la tensión equivalente (Von Mises), si se usa el límite de elasticidad. Aquel debe ser superior a 1, ya que un valor inferior a 1 indicaría que hay una deformación permanente. Si se emplea la resistencia máxima, el coeficiente de seguridad se calcula a partir de la tensión principal máxima.

En la Simulación 1, por la barra de colores, se ve que todos los elementos tienen un coeficiente de seguridad mayor que uno, es decir, todos cumplen. El elemento con mayor coeficiente de seguridad, con un valor de 15, es una de las varillas que sirven para acoplar el paralelogramo al balancín (Figura 111).

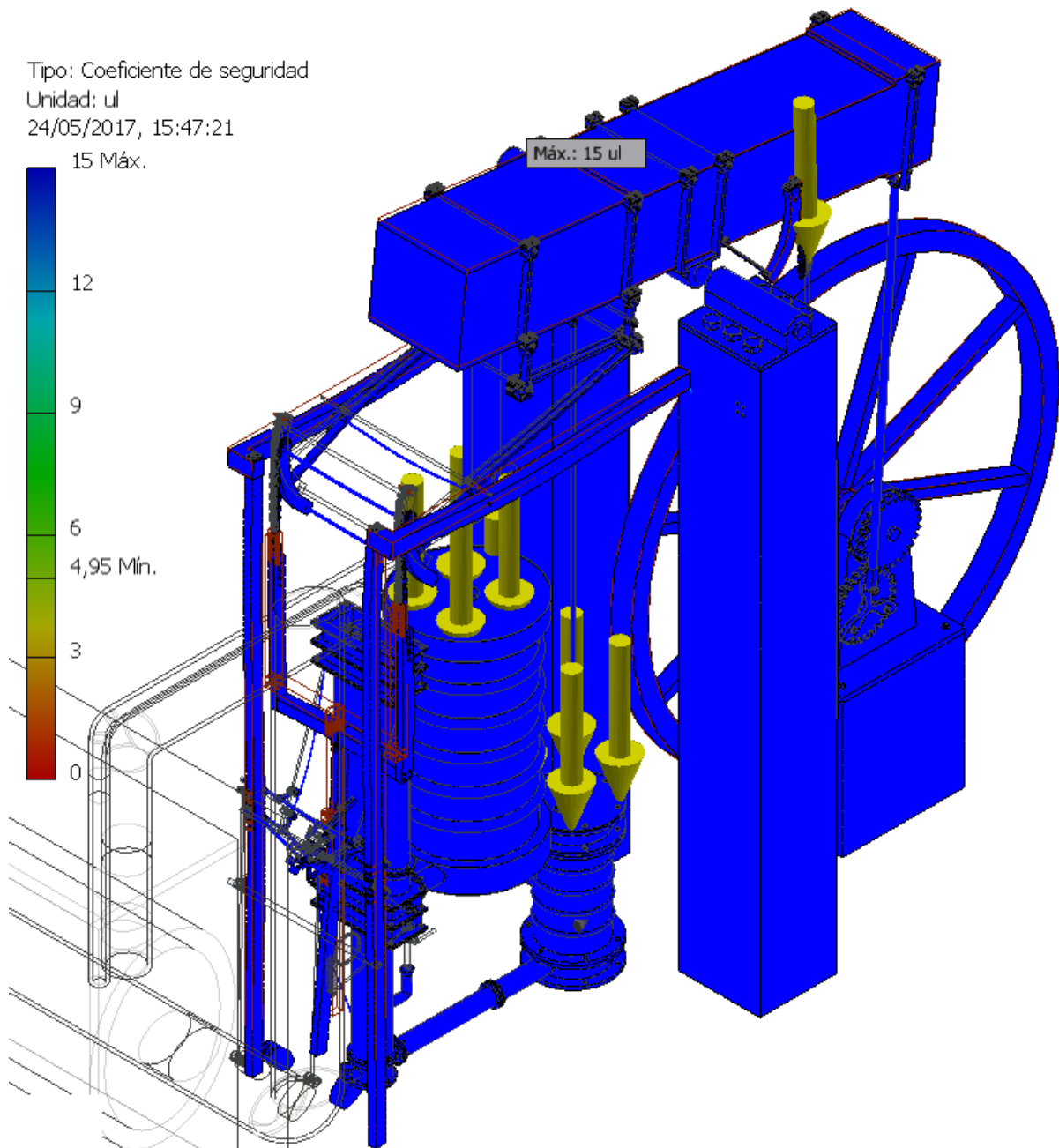


Figura 111. Coeficiente de seguridad en la zona más segura (Simulación 1).

El elemento que tiene el coeficiente de seguridad menor (7,1) es uno de los elementos de la cadena de la bomba de agua (Figura 112).

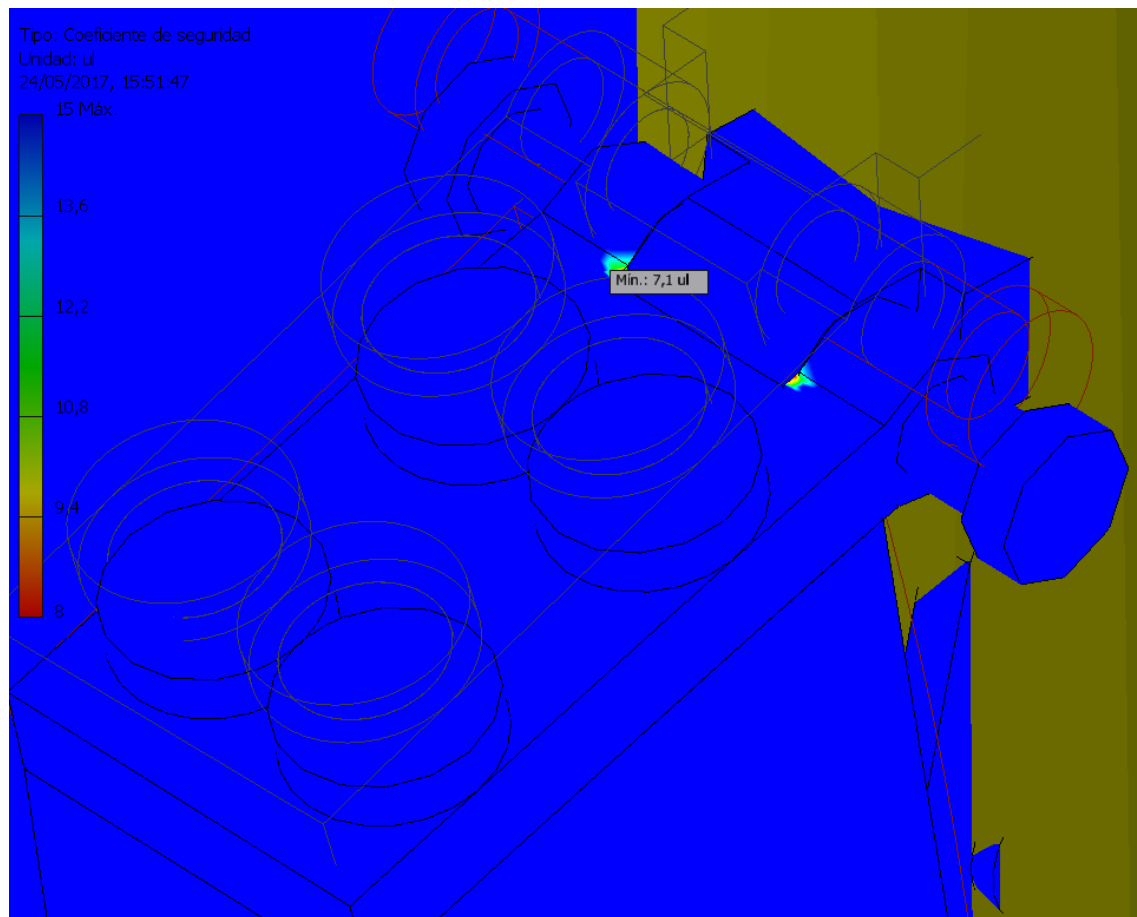


Figura 112. Coeficiente de seguridad en la zona menos segura (Simulación 1).

En el sistema de tuberías (Simulación 2) todos los elementos tienen un coeficiente mayor a uno, y además, todos presentan el valor máximo del coeficiente de seguridad, 15 (Figura 113).

Tipo: Coeficiente de seguridad

Unidad: ul

24/05/2017, 15:46:11

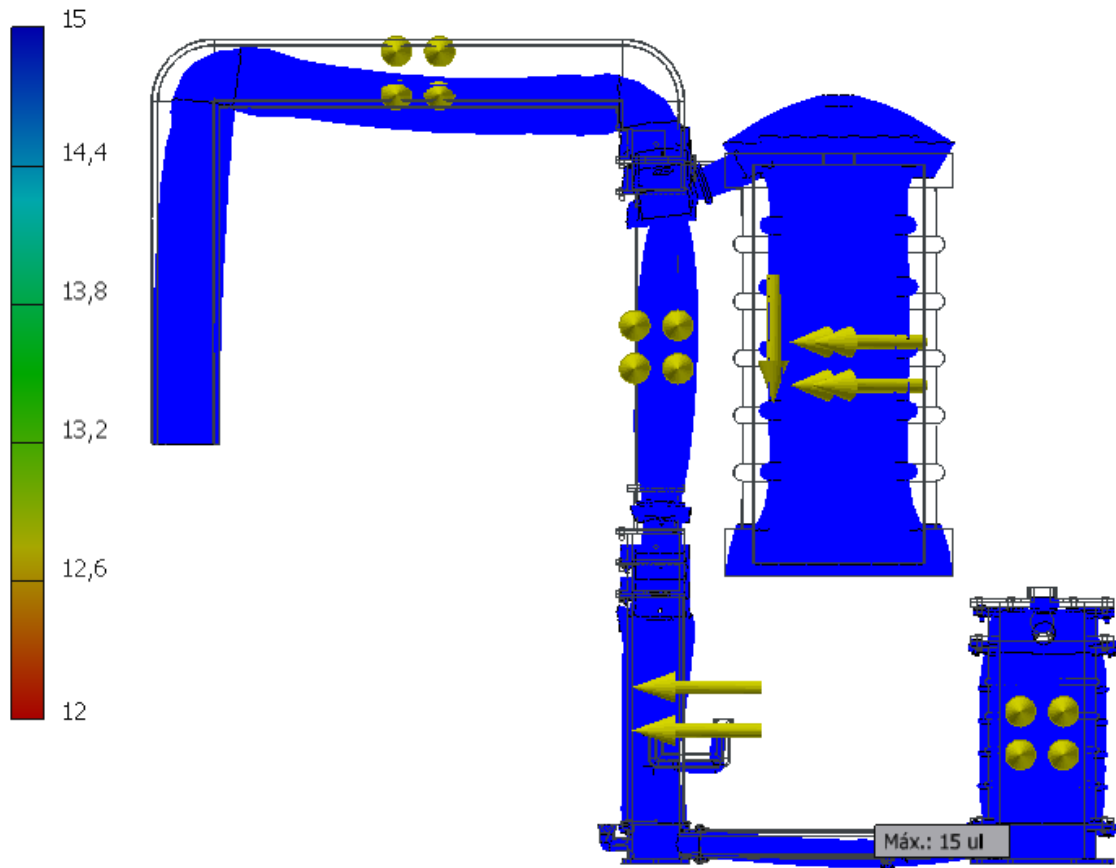


Figura 113. Coeficiente de seguridad en el sistema de tuberías (Simulación 2).

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha intentado reproducir, de la forma más exacta posible, la composición y comportamiento de los mecanismos que componen la máquina de vapor de doble efecto patentada por Agustín de Betancourt y Molina, en base a la información reflejada en su memoria y a otras fuentes bibliográficas.

Se ha modelado cada uno de los componentes por separado de forma proporcional a la planimetría, habida cuenta de la ausencia de escala, estimando sus dimensiones, y posteriormente, se han insertado en el ensamblaje final. Seguidamente, se ha exportado el modelo paramétrico en 3D al entorno CAE para realizar el análisis estático del sistema. Se han realizado las simplificaciones necesarias para simplificar el procesado, y asimismo, se ha aplicado el estado de cargas del caso más desfavorable, en cada una de las simulaciones.

Los resultados obtenidos mediante Autodesk Inventor Simulation son una aproximación a la distribución de tensiones, desplazamientos, deformaciones y coeficientes de seguridad en el modelo, y con ellos se ha conseguido:

- Comprender mejor el diseño y funcionamiento de los mecanismos de la máquina de vapor.
- Determinar si el ensamblaje es lo suficientemente fuerte para resistir las cargas previstas con un coeficiente de seguridad adecuado, sin romperse ni deformarse.
- Predecir el comportamiento del sistema en unas condiciones determinadas, para mejorar su diseño y obtener su máximo rendimiento.
- Determinar si las piezas se pueden redimensionar para optimizarlas y seguir funcionando de forma correcta.

A pesar de que la herramienta de análisis de tensión Autodesk Inventor proporciona una buena aproximación al comportamiento real del sistema, hay que tener en cuenta que los resultados obtenidos dependen de factores como la calidad de la malla o las simplificaciones del modelo.

A partir de los resultados proporcionados de la Simulación 1, se ha podido observar la distribución de tensiones y deformaciones en el ensamblaje completo y predecir aquellos elementos que estarán sometidos a más tensión y deformación, como son los pasadores y los eslabones de las cadenas de los émbolos de la bomba de agua y del regulador de velocidad, piezas de un espesor muy fino y que concentran grandes tensiones. En cuanto a los desplazamientos, las piezas que mayor desplazamiento sufren son los dos pesos y la viga móvil del regulador de velocidad.

Si se analizan los resultados de la Simulación 2, la tubería que conecta la caldera con el cilindro de vapor, el propio cilindro y las tuberías de conexión cilindro-condensador son los elementos sometidos a mayores tensiones, deformaciones y desplazamientos.

En ambas simulaciones, el coeficiente de seguridad es mayor de 7 en todos los elementos. Un valor tan alto del coeficiente de seguridad indica que los componentes están sobredimensionados. Éstos se podrían redimensionar, de forma que el sistema seguiría funcionando correctamente y se reducirían costes.

6. AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a mi director del TFG, el Catedrático Prof. Dr. D. José Ignacio Rojas Sola, por sus valiosos consejos y amable disposición en todo momento, así como por la exhaustiva revisión realizada de esta interesantísima invención histórica.

Asimismo, quisiera agradecer muy sinceramente a la Fundación Canaria Orotava de Historia de la Ciencia su amabilidad y disposición para la utilización del material de su website.

A D. Eduardo de la Morena de la Fuente, por su ingenio, apoyo y paciencia en el desarrollo de la simulación y modelización.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Retrato de Agustín de Betancourt y Molina [1].	5
Figura 2. Máquina de vapor extractora de Thomas Savery (1698) [2].	9
Figura 3. Máquina de vapor atmosférica de Thomas Newcomen (1705) [3].	10
Figura 4. Máquina de vapor de doble efecto de Watt [4].	13
Figura 5. Máquina de vapor de doble efecto de Betancourt. [5]	15
Figura 6. Perspectiva del modelo CAD de la máquina de vapor de doble efecto.	16
Figura 7. Plano de conjunto del modelo CAD de la máquina de vapor de doble efecto.	17
Figura 8. Paralelogramo. [5].	21
Figura 9. Regulador de velocidad.	23
Figura 10. Moderador de velocidad: flotador con sifón. [5].	25
Figura 11. Moderador de velocidad.	26
Figura 12. Mecanismo planetario 'Sun and Planets'.	27
Figura 13. Restricción de coincidencia.	30
Figura 14. Restricción de coincidencia axial.	31
Figura 15. Restricción de tangencia.	31
Figura 16. Válvula D' y válvula del émbolo de la bomba de agua.	33
Figura 17. Válvulas E' y F' del émbolo de la bomba de aire.	34
Figura 18. Válvulas reguladas con palanca.	34
Figura 19. Alzado del regulador de velocidad.	36
Figura 20. Vista de detalle del regulador de velocidad.	37
Figura 21. Eje H.	37
Figura 22. Eje I.	38
Figura 23. Eje G.	38
Figura 24. Detalle de las piezas n y r.	38
Figura 25. Pesos colgados en los ejes G y H.	39
Figura 26. Apertura de la válvula T.	40
Figura 27. Detalle del regulador de velocidad.	40
Figura 28. Moderador de velocidad.	41
Figura 29. Engranaje helicoidal.	42
Figura 30. Mecanismo planetario.	43
Figura 31. Engranajes cilíndricos.	44
Figura 32. Eje del volante de inercia.	45
Figura 33. Rodamientos de bolas autoalineados, doble fila, con junta y taladro cilíndrico.	45
Figura 34. Elementos fijación eje: Anilla de retención ISO 464 y chaveta ISO 2491.	46
Figura 35. Volante de inercia.	46
Figura 36. Mecanismo del paralelogramo.	47
Figura 37. Barra vertical del paralelogramo.	48
Figura 38. Detalle de la pieza curva unida a los vástagos.	49
Figura 39. Detalle del arco.	49
Figura 40. Rodamientos de bolas, acanalado profundo, una hilera,	50
Figura 41. Caja FF.	51
Figura 42. Caja GH.	51
Figura 43. Caja PQ.	52
Figura 44. Caja RS.	53
Figura 45. Balancín.	53
Figura 46. Elemento de fijación del eje del balancín.	54

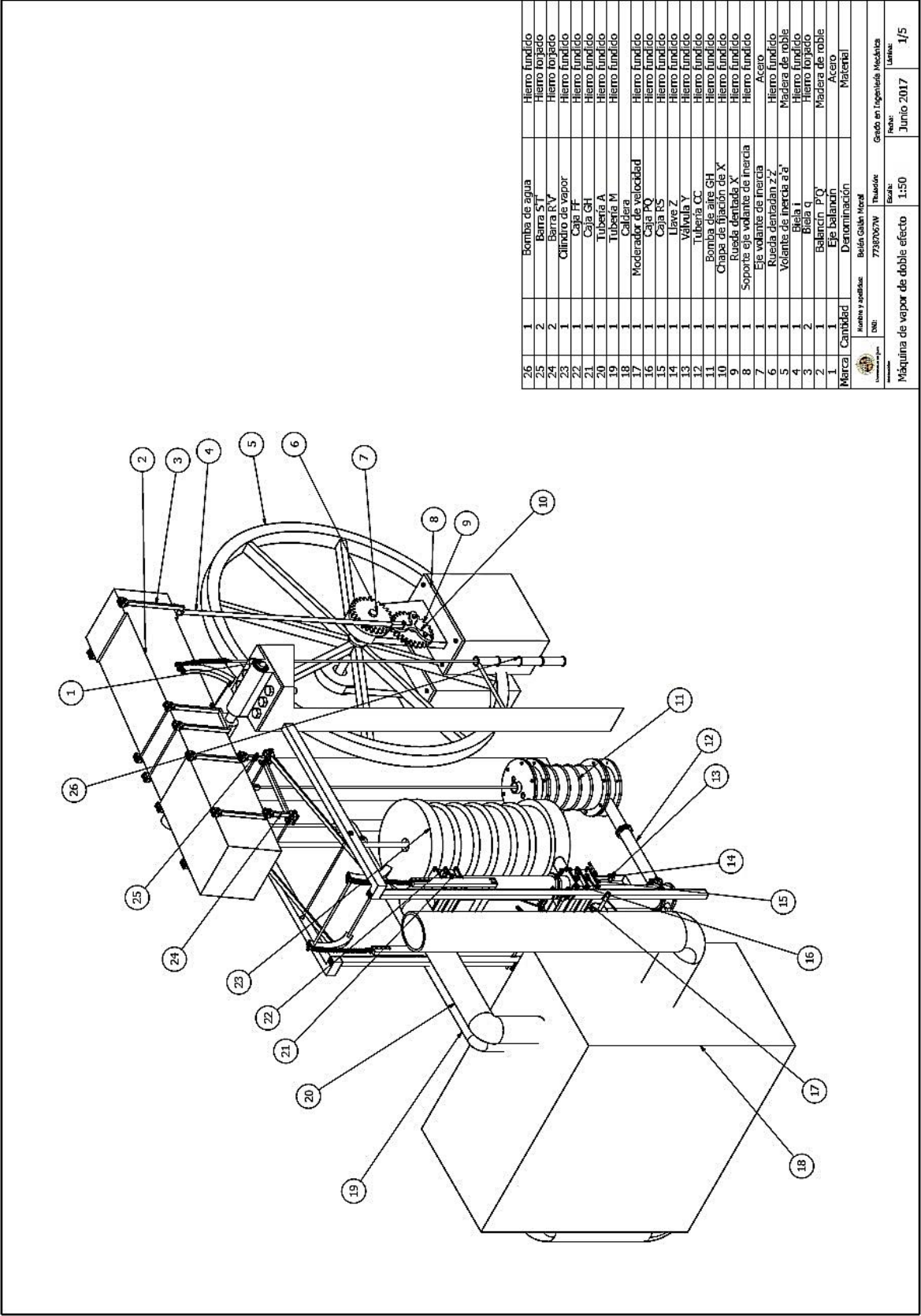
Figura 47. Ensamblaje de las barras al balancín.....	55
Figura 48. Eje del balancín.....	56
Figura 49. Rodamientos de bolas autoalineados, doble fila.....	56
Figura 50. Unión del paralelogramo al balancín.	57
Figura 51. Unión de la manivela al balancín.....	58
Figura 52. Unión del émbolo de agua al balancín.....	58
Figura 53. Bomba de aire.....	59
Figura 54. Detalle del émbolo de la tubería de la bomba de aire.....	60
Figura 55. Detalle del émbolo del cilindro de la bomba de aire.	60
Figura 56. Cilindro de vapor.....	61
Figura 57. Bomba de agua.....	62
Figura 58. Detalle del émbolo de la bomba de agua.	62
Figura 59. Condensador.....	63
Figura 60. Ensamblaje final del conjunto.....	64
Figura 61. Configuración del análisis de tensión: ficha general.	66
Figura 62. Ensamblaje final resultante del preprocesado (Simulación 1).....	68
Figura 63. Sistema de tuberías bajo presión del vapor de agua (Simulación 2).	69
Figura 64. Propiedades del hierro fundido.....	70
Figura 65. Propiedades del hierro forjado.	70
Figura 66. Propiedades del acero.	71
Figura 67. Propiedades del roble blanco.....	72
Figura 68. Propiedades del cuero.	73
Figura 69. Propiedades del hormigón.....	74
Figura 70. Restricciones fijas (Simulación 1).....	76
Figura 71. Restricciones fijas sistema de tuberías (Simulación 2).	77
Figura 72. Presión sobre el émbolo (Simulación 1).	88
Figura 73. Fuerza de la gravedad (Simulación 1).	88
Figura 74. Cargas aplicadas (Simulación 1).	89
Figura 75. Cargas aplicadas en el sistema de tuberías (Simulación 2).....	90
Figura 76. Configuración de malla.....	92
Figura 77. Control de malla local.....	92
Figura 78. Vista de malla (Simulación 1).	93
Figura 79. Detalle de malla (Simulación 1).....	94
Figura 80. Detalle de malla (Simulación 1).....	94
Figura 81. Vista de malla (Simulación 2).	95
Figura 82. Resultados del análisis de tensión.	96
Figura 83. Configuración de barra de colores.....	97
Figura 84. Tensión de Von Mises (Simulación 1).	98
Figura 85. Tensión de Von Mises máxima (Simulación 1).	99
Figura 86. Distribución de tensión en el arco (Simulación 1).	100
Figura 87. Distribución de tensión en el pasador (Simulación 1).	101
Figura 88. Distribución de tensión cadena de la bomba de agua (Simulación 1).....	102
Figura 89. Distribución de tensión en la cadena del regulador(Simulación 1).....	102
Figura 90. Distribución de tensión en el eje I del regulador (Simulación 1).....	103
Figura 91. Distribución de tensión en los tornillos del regulador (Simulación 1).	103
Figura 92. Distribución de tensión en el regulador de velocidad (Simulación 1).	104
Figura 93. Distribución de tensión en el paralelogramo (Simulación 1).	105
Figura 94. Distribución de tensión en el eje del balancín (Simulación 1).	105

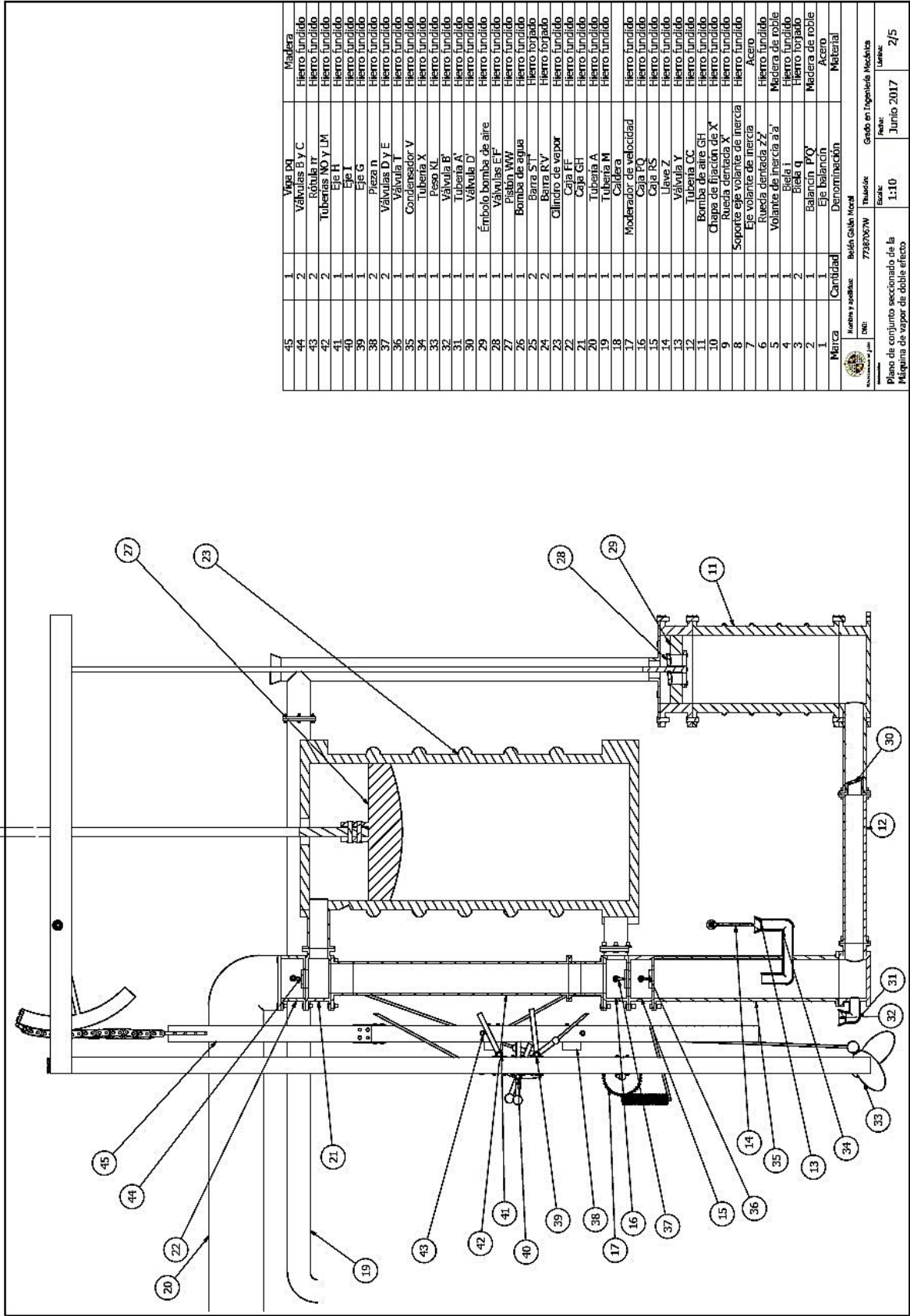
Figura 95. Distribución de tensión engranaje mecanismo planetario(Simulación 1).	106
Figura 96. Tensión de Von Mises (Simulación 2).	107
Figura 97. Tensión de Von Mises en el cilindro de vapor (Simulación 2).....	107
Figura 98. Desplazamientos (Simulación 1).	108
Figura 99. Desplazamiento máximo en el peso del regulador (Simulación 1).....	109
Figura 100. Desplazamiento máximo en la viga del regulador (Simulación 1).	110
Figura 101. Desplazamiento máximo en el arco del regulador (Simulación 1).....	111
Figura 102. Desplazamientos en el sistema de tuberías (Simulación 2).....	112
Figura 103. Desplazamiento tubería conexión caldera-cilindro (Simulación 2).	113
Figura 104. Desplazamiento tuberías conexión cilindro-condensador (Simulación 2).	114
Figura 105. Deformaciones unitarias equivalentes (Simulación 1).	115
Figura 106. Distribución de deformaciones en el arco (Simulación 1).	116
Figura 107. Deformaciones en la cadena de la bomba de agua (Simulación 1).	117
Figura 108. Distribución de deformaciones en el regulador (Simulación 1).	118
Figura 109. Deformaciones unitarias equivalentes (Simulación 2).	119
Figura 110. Deformación unitaria equivalente en el cilindro de vapor (Simulación 2).	119
Figura 111. Coeficiente de seguridad en la zona más segura (Simulación 1).....	121
Figura 112. Coeficiente de seguridad en la zona menos segura (Simulación 1).....	122
Figura 113. Coeficiente de seguridad en el sistema de tuberías (Simulación 2).....	123

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Restricciones de Ensamblaje [9].	30
Tabla 2. Dimensiones de las distintas partes de la máquina de vapor.....	32
Tabla 3. Propiedades del engranaje helicoidal.	42
Tabla 4. Parámetros de los engranajes.....	44
Tabla 5. Características de los cojinetes.	46
Tabla 6. Propiedades del rodamiento del arco.	50
Tabla 7. Propiedades de los rodamientos del eje del balancín.	57
Tabla 8. Panel de restricciones [9].	75
Tabla 9. Panel de contactos [9].	77
Tabla 10. Tipos de contacto [9].	77
Tabla 11. Panel de cargas [9].	79
Tabla 12. Tabla de proporciones de las máquinas de vapor de doble efecto [7].	81
Tabla 13. Funcionamiento máquina de vapor con cilindro de 60 cm de diámetro.....	81
Tabla 14. Dimensiones de las cajas de vapor.	82
Tabla 15. Dimensiones de las tuberías de vapor.....	82
Tabla 16. Propiedades del vapor saturado.....	83
Tabla 17. Cargas aplicadas.....	87

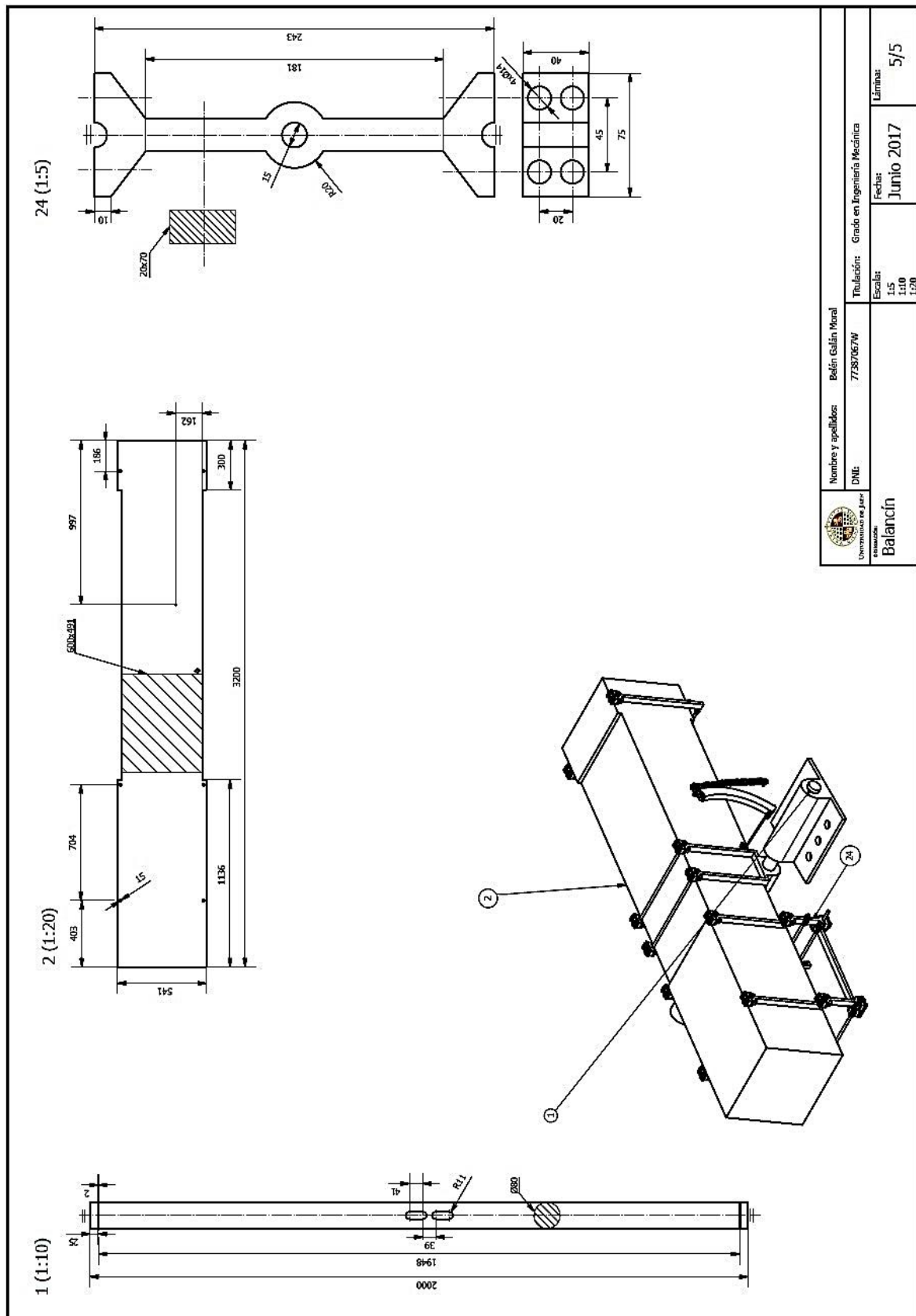
ANEXO PLANOS











BIBLIOGRAFIA Y RECURSOS WEB

- [1] https://es.wikipedia.org/wiki/Agust%C3%ADn_de_Betancourt
(consultado el 15 de mayo de 2017)
- [2] https://es.wikipedia.org/wiki/Historia_de_la_m%C3%A1quina_de_vapor
(consultado el 15 de mayo de 2017)
- [3] EWBANK, Thomas. (1945). *A Descriptive and Historical Account of Hydraulic and Other Machines for Raising Water, Ancient and Modern*. Harvard University Library.
- [4] https://en.wikipedia.org/wiki/James_Watt
(consultado el 15 de mayo de 2017)
- [5] BETANCOURT y MOLINA, A. (1789). *Mémoire sur une machine à vapeur à double effet*. Fundación Canaria Orotava de Historia de la Ciencia. Disponible en: http://fundacionorotava.es/pynakes/lise/betan_doubl_fr_01_1789
(consultado el 15 de mayo de 2017)
- [6] PRONY, Riche. (1796). *Nouvelle Architecture Hydraulique*. Didot.
- [7] TREDGOLD, Thomas E. (1831). *Tratado de las máquinas de vapor y de su aplicación a la navegación, minas, manufacturas etc.* Traducido al francés por F. N. Mellet. Imprenta de D. León Amarita.
- [8] CIORANESCU, Alexandre (1965). *Agustín de Betancourt: su obra técnica y científica*. Instituto de Estudios Canarios.
- [9] Ayuda de Autodesk Inventor Professional 2016.
- [10] BEER, Ferdinand P. (2013). *Mecánica de materiales*. 5ª Edición. McGraw-Hill.
- [11] BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J. Keith. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª Edición. McGraw-Hill.

- [12] CENGEL, Yunus A. y CIMBALA, John M. (2006). *Mecánica de fluidos*. 1º Edición. McGraw-Hill.