



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales

Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne  
industrial: solución 1

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Garmendia Rodríguez, Íñigo

Tutor/a: Besa González, Antonio José

Cotutor/a: Tur Valiente, Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales

## DISEÑO Y CÁLCULO DEL BASTIDOR DE UNA PICADORA DE CARNE INDUSTRIAL

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Mecánica

### 1. MEMORIA

AUTOR/A: de Garmendia Rodriguez, Iñigo

Tutor/a: Besa González, Antonio Jose

Cotutor/a: Tur Valiente, Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2023-2024



## INDICE GENERAL PROYECTO

1.	INTRODUCCION.....	10
1.1.	MOTIVACION.....	10
1.2.	ENFOQUE DEL PROYECTO .....	10
2.	ESTADO DEL ARTE.....	12
2.1.	DESCRIPCION FUNCIONAL DE LA MAQUINA .....	12
2.2.	USO Y PROBLEMAS PRESENTES DE LA MAQUINA .....	14
3.	REQUISITOS DEL PROBLEMA .....	15
3.1.	RESTRICCIONES GEOMETRICAS .....	15
3.1.1.	CONDICIONES DE CONTORNO .....	15
3.1.2.	DESPLAZAMIENTOS PERMISIVOS CUCHILLAS .....	17
3.2.	CASOS DE CARGA.....	19
3.3.	PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES EMPLEADOS.....	19
3.4.	DESCRIPCION SECCIONES Y UTILES A UTILIZAR .....	21
3.5.	ENFOQUE DISEÑO.....	21
4.	TIPO DE ELEMENTO Y MALLADO.....	23
4.1.	ELEMENTOS UTILIZADOS .....	23
4.2.	MALLADO.....	25
4.2.1.	VOLUMENES.....	25
4.2.2.	BANCADA .....	26
4.2.3.	SOPORTE MOTOR PRINCIPAL .....	27
4.2.4.	RESORTES ELÁSTICOS .....	28
5.	DISEÑO PRELIMINAR .....	30
5.1.	MEDIDA DE RESULTADOS .....	30
5.2.	ENFOQUE PANELES METALICOS.....	31
5.2.1.	ITERACIONES .....	31
5.2.2.	ENFOQUES LOCALES.....	36
5.3.	ENFOQUE PERFILES ESTRUCTURALES.....	43
5.3.1.	PRIMERA ITERACION .....	44
5.3.2.	ITERACIONES INTERMEDIAS.....	45
5.3.3.	ENFOQUES LOCALES.....	46
5.3.4.	PROPUESTAS DE MODIFICACIONES.....	48
5.4.	COMPROBACION FRECUENCIAS NATURALES PERFILES EN C FRENTE A PANELES METALICOS .....	50
5.4.1.	PERFIL EN C .....	51

5.4.2.	PANEL METALICO.....	52
6.	PROCESO DE OPTIMIZACION.....	53
6.1.	OBJETIVOS.....	53
6.2.	DEFINICION DE PARAMETROS DE DISEÑO.....	53
6.2.1.	MODEFRONTIER WORKFLOW.....	55
6.2.2.	CONFIGURACION DEL EASYDRIVER.....	55
6.3.	OPTIMIZACION MODEFRONTIER 1 (Design250).....	59
6.4.	OPTIMIZACION MODEFRONTIER 2 (Design45).....	61
6.5.	PROPUESTA ANCLAJE PANEL LATERAL- OPTIMIZACION 3 MODEFRONTIER (Design22) 61	
6.6.	VALIDACION PROPUESTAS OPTIMIZACION.....	62
6.6.1.	OPTIMIZACION MODEFRONTIER 1.....	62
6.6.2.	OPTIMIZACION MODEFRONTIER 2.....	64
6.6.3.	OPTIMIZACION MODEFRONTIER 3.....	65
7.	CONCLUSIONES.....	68
9.	BIBLIOGRAFIA.....	69
10.	ANEXOS.....	70
10.1.	MACRO MODELO DEFINITIVO.....	70
10.2.	CARPETA COMPRIMIDA CON WORKFLOW 2 Y DISEÑOS 250, 22 Y 45.....	70
10.3.	EXCEL.....	70
10.4.	PLANOS.....	70
10.5.	IMÁGENES GEOMETRIA FINAL (ITERACION7.8).....	71
2.1	Introducción del pliego de condiciones.....	74
2.1.1	Objeto.....	74
2.1.2	Documentos del proyecto y su compatibilidad y relación entre ellos.....	74
2.2	Criterios de Diseño.....	74
2.2.1.	Integridad Estructural.....	75
2.2.2.	Limitación de Deformaciones.....	75
2.2.3.	Comportamiento Vibratorio.....	75
2.3.	Calculo estructural.....	75
2.3.1.	Modelo de Cálculo.....	75
2.3.2.	Verificación mediante Simulaciones.....	76
2.4.	Cargas Consideradas.....	76
2.4.1.	Casos de Carga Armónicos.....	76
2.4.2.	Análisis Modal.....	77
2.4.2.1.	Objetivos del Análisis Modal.....	77

2.4.2.2. Metodología del Análisis Modal.....	77
2.4.2.3. Conclusión del Análisis Modal y Armónico .....	77
2.4 Materiales.....	78
2.4.1 Perfiles y Elementos Estructurales Disponibles.....	78
2.4.2. Materiales de los Elementos Estructurales .....	78
2.4.2.1. Material 1: Acero Inoxidable AISI 304 .....	79
2.4.2.2. Material 2: Eje de Soporte de Cuchillas.....	79
2.4.2.3. Material 3: Artesa.....	79
2.4.2.4. Material 4: Motorreductor y Motor Principal .....	80
2.4.2.5. Soporte del Motor Principal .....	81
2.5 Condiciones particulares .....	81
2.5.1 Pliego de Condiciones Legales.....	81
2.5.2.1 Seguridad en el trabajo .....	81
2.5.2.2 Accidentes de trabajo .....	82
2.6 Especificaciones Técnicas .....	83
2.6.1 Procedencia, calidad y/o controles de los materiales utilizados.....	83

## INDICE FIGURAS

Figura 1. Diseño actual maquina picadora industrial .....	12
Figura 2. Condiciones de contorno y restricciones geométricas.....	16
Figura 3. CC, divisiones áreas y mallado soporte motor principal ITER1 .....	17
Figura 4. Representación gráfica desplazamientos permisivos extremo libre cuchillas.....	18
Figura 5. Diagrama de Flujo del proyecto.....	22
Figura 6. Elemento tipo SOLID186.....	23
Figura 7. Elemento tipo SHELL.....	24
Figura 8. Elemento tipo BEAM188 .....	24
Figura 9. Elemento tipo COMBIN14 .....	25
Figura 10. Mallado volúmenes .....	26
Figura 11. Zonas de precisión y divisiones de subáreas en bancada.....	27
Figura 12. Mallado soporte motor principal ITER1 .....	27
Figura 13. Mallado soporte motor principal ITER2 .....	28
Figura 14. Grupo de nodos exteriores artesa .....	30
Figura 15. APLOT Iteración inicial Enfoque paneles metálicos .....	31
Figura 16. 1ra Comparativa frecuencias naturales enfoque paneles metálicos .....	33
Figura 17. EPLOT Iteraciones intermedias enfoque paneles metálicos.....	34
Figura 18. APLOT y EPLOT enfoque local: Artesa 1.....	36
Figura 19. Comparativa modelos enfoque local artesa 1 frecuencias naturales.....	37
Figura 20. EPLOT enfoque local: Artesa 2.....	38
Figura 21. Comparativa modelos enfoque local artesa 2 frecuencias naturales.....	39
Figura 22. EPLOT enfoque local: Rigidez combinada.....	40
Figura 23. Diagrama flujo análisis indentaciones .....	41
Figura 24. APLOT modelos indentaciones .....	42
Figura 25. Comparativas modelos indentaciones frecuencias naturales .....	43
Figura 26. EPLOT 1ra Iteración enfoque perfiles estructurales .....	44
Figura 27. EPLOT iteraciones intermedias panel inferior enfoque perfiles estructurales .....	45
Figura 28. EPLOT iteraciones intermedias refuerzo trasero enfoque perfiles estructurales.....	46
Figura 29. EPLOT iteraciones intermedias enfoque local artesa enfoque perfiles estructurales	47
Figura 30. EPLOT iteraciones intermedias enfoque local nervaduras enfoque perfiles estructurales.....	48
Figura 31. EPLOT propuestas de modificaciones enfoque perfiles estructurales .....	50
Figura 32. Rango desplazamientos permisivo .....	54
Figura 33. Definición de variables, restricciones y objetivos en interfaz modeFRONTIER .....	54
Figura 34. Nodos de conexión modeFRONTIER .....	55
Figura 35. Input template EASYDRIVER.....	56
Figura 36. Driver EASYDRIVER .....	56
Figura 37. Output template EASYDRIVER .....	57
Figura 38. Parameter Chooser Input Variables.....	57
Figura 39. Parameter Chooser Output Variables.....	58
Figura 40. Distribución pestaña RUN.....	58
Figura 41. MinimizeU- Masa: Experimentos Proceso de optimización 1 .....	59
Figura 42. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 1 .....	60
Figura 43. Evolución masa total según experimentos generados .....	60
Figura 44. MinimizeU- Masa: Experimentos Proceso de optimización 2 .....	61
Figura 45. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 2 .....	61
Figura 46. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 3 .....	62

Figura 47. Análisis frecuencias naturales Design 250 Proceso de optimización 1 .....	63
Figura 48. Análisis frecuencias naturales Design 45 Proceso de optimización 2 .....	65
Figura 49. Análisis frecuencias naturales Design 20 Proceso de optimización 3 .....	66
Figura 50. Evolución masa total antes y después de optimización .....	68
Figura 51. Vistas EPLLOT Propuesta final Maquina picadora industrial .....	72



## INDICE TABLAS

Tabla 1. Casos de carga armónicos. Frecuencia y amplitud de análisis.....	19
Tabla 2. Propiedades mecánicas Acero INOX AISI 304 .....	20
Tabla 3. Propiedades mecánicas materiales estructurales utilizados .....	20
Tabla 4. Desplazamientos máximos Primera Iteración.....	32
Tabla 5. Desplazamientos máximos 1ra Iteración Análisis estático.....	33
Tabla 6. Comparativa modelos iteraciones intermedias .....	35
Tabla 7. Comparativa modelos enfoque local artesa 1 desplazamientos máximos .....	37
Tabla 8. Comparativa modelos enfoque local artesa 2 desplazamientos máximos .....	38
Tabla 9. Comparativa modelos enfoque artesa 2 desplazamientos máximos con resortes.....	38
Tabla 10. Comparativa modelos enfoque local rigidez combinada desplazamientos máximos con resorte .....	40
Tabla 11. Comparativas modelos indentaciones desplazamientos máximos con resortes.....	42
Tabla 12. 1ra Comparativa desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales .....	44
Tabla 13. Comparativa iteraciones intermedias panel inferior desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales .....	45
Tabla 14. Comparativa iteraciones intermedias refuerzo trasero desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales .....	46
Tabla 15. Comparativa iteraciones intermedias refuerzos transversales artesa .....	47
Tabla 16. Comparativa iteraciones intermedias enfoque local nervaduras desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales.....	48
Tabla 17. Comparativa propuestas modificaciones desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales.....	50
Tabla 18. Variables, restricciones y objetivos de optimización .....	53
Tabla 19. Desplazamientos UY y UZ Design 250 Proceso de optimización 1.....	63
Tabla 20. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 250 Proceso de optimización 1.....	63
Tabla 21. Valores maximos VM Opt1.....	64
Tabla 22. Desplazamientos UY y UZ Design 45 Proceso de optimización 2.....	64
Tabla 23. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 45 Proceso de optimización 2 .....	65
Tabla 24. Valores maximos VM Opt2.....	65
Tabla 25. Desplazamientos UY y UZ Design 20 Proceso de optimización 3.....	65
Tabla 26. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 20 Proceso de optimizacion 3 .....	66
Tabla 27. Valores maximos VM Opt3.....	67



## 1. INTRODUCCION

### 1.1. MOTIVACION

La motivación de este proyecto radica en la necesidad de rediseñar y calcular el bastidor de una picadora industrial para asegurar su integridad estructural y controlar las vibraciones mecánicas generadas durante su funcionamiento.

El objetivo es desarrollar una estructura robusta que mantenga las tensiones dentro de niveles aceptables, garantizando así una vida útil prolongada sin roturas. Además, es crucial minimizar las deformaciones que podrían afectar el desempeño de otros componentes de la máquina. El diseño del bastidor implica una cuidadosa selección de perfiles, materiales y dimensiones, así como la adecuada distribución geométrica para cumplir con estos requisitos.

Por otro lado, el aprovechamiento de las avanzadas herramientas de cálculo estructural computacional disponibles en la actualidad también es una de las motivaciones primarias. Estas herramientas ofrecen una amplia gama de estrategias para resolver problemas complejos en diversas estructuras, mecanismos y componentes.

La capacidad de optimizar el proceso de diseño permite converger a soluciones más precisas, reduciendo costos y material, mientras se garantiza un rendimiento superior de los componentes. Con un estudio previo y una definición de parámetros clave se puede incluso controlar de manera más precisa la respuesta de nuestra estructura entendiendo su comportamiento y distribución de material.

En el sector industrial, y específicamente en el ámbito de este proyecto, el factor diferenciativo es el uso limitado de material para poder realizar modificaciones a la estructura y así mejorar su respuesta tanto estructural como vibratoria, cumpliendo con los objetivos establecidos y ofreciendo múltiples alternativas de diseño.

### 1.2. ENFOQUE DEL PROYECTO

La realización de este trabajo se basa principalmente en la identificación de deficiencias en el diseño actual de la máquina picadora industrial, que resultan en una operación inestable y peligrosa tanto desde el punto de vista estructural como para la seguridad de los operarios.

Este desafío académico se ha planteado con el objetivo de emplear herramientas computacionales avanzadas de cálculo estructural para garantizar de manera efectiva la

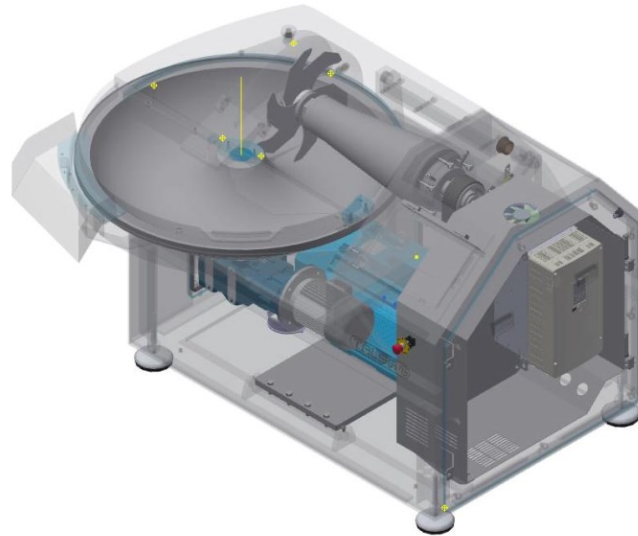
integridad estructural de la máquina y limitar su respuesta vibratoria. Esto se logrará a través de modificaciones en la bancada que soporta todos los componentes de la máquina picadora.

Para facilitar el progreso del proyecto y asegurar una trazabilidad clara y eficiente, se han definido una serie de objetivos parciales. Estos objetivos son los siguientes:

1. Generar un modelo geométrico: Crear un modelo geométrico que cumpla con todas las restricciones establecidas. Este modelo se discretizará en un número de macros, cada una de las cuales contendrá el código necesario para definir el modelado parametrizado de las geometrías que componen la máquina picadora.
2. Análisis de la respuesta tensional: Realizar un análisis detallado de la respuesta tensional y las magnitudes de desplazamiento bajo los diferentes casos de carga establecidos.
3. Desacoplamiento de vibraciones: Visualizar las respuestas vibratorias del conjunto y lograr un desacoplamiento entre las frecuencias naturales que contribuyen a la inestabilidad del conjunto y las frecuencias de trabajo de la máquina.
4. Modificaciones geométricas locales: Proponer y evaluar modificaciones locales en la geometría que mejoren tanto la respuesta tensional como la vibratoria.
5. Optimización con modeFRONTIER: Utilizar la herramienta modeFRONTIER para optimizar los espesores de las distintas placas metálicas empleadas en el modelo, a partir de una propuesta preliminar que cumpla con los requisitos y objetivos previamente definidos.

## 2. ESTADO DEL ARTE

### 2.1. DESCRIPCION FUNCIONAL DE LA MAQUINA



*Figura 1. Diseño actual maquina picadora industrial*

La máquina picadora de carne está diseñada mediante un conjunto de sistemas electromecánicos que permiten la ejecución precisa del proceso de picado de carne. Este funcionamiento se basa en la interacción coordinada de diversos componentes mecánicos y eléctricos, los cuales se detallan a continuación:

#### - **Sistema de movimiento rotativo de las cuchillas**

El corazón del sistema de picado se encuentra en el conjunto de cuchillas, que están montadas sobre una estructura de viga en voladizo. Esta viga está firmemente anclada al bastidor de la máquina, garantizando estabilidad y precisión durante el proceso de corte. El movimiento rotativo de las cuchillas es generado por un motor principal situado en un soporte inferior interno de la máquina. Este motor está conectado a las cuchillas a través de un sistema de correa, que transmite eficazmente la potencia necesaria para el picado.

#### - **Motor principal y regulación de altura**

El motor principal es el componente clave que proporciona la energía para el movimiento de las cuchillas. Este motor está montado sobre un soporte que permite la regulación de su altura, lo cual es esencial para ajustar la tensión de la correa de transmisión y asegurar un funcionamiento óptimo. La regulación de altura se realiza mediante espárragos roscados, que permiten ajustes precisos y seguros, garantizando la correcta alineación y tensión del sistema de correa.

#### - **Sistema de articulación de la Artesa**

Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne industrial: solución 1

La artesa de la máquina desempeña un doble papel crucial: actúa como el recipiente que recibe la carne y como el lugar donde se produce el corte. Esta artesa está diseñada para rotar sobre un eje vertical (eje Z), un movimiento facilitado por un motor reductor. Este motor reductor no solo permite la rotación de la artesa, sino que también controla la velocidad y el par de rotación, asegurando que la carne se mueva de manera uniforme hacia las cuchillas para un corte eficiente.

#### - **Integración de componentes y Operatividad**

La integración de estos componentes asegura que la máquina picadora funcione de manera coordinada y eficiente. El motor principal y el sistema de correa aseguran que las cuchillas mantengan una velocidad constante y suficiente para el picado, mientras que el motor reductor y el eje Z garantizan que la artesa rote de manera controlada, alimentando las cuchillas de manera uniforme. Esta sincronización es vital para lograr un picado homogéneo y eficiente.

#### - **Relevancia del diseño de la bancada**

La bancada actúa como el esqueleto de la máquina, proporcionando el soporte necesario para todos los componentes electromecánicos. Las cuchillas, el motor principal, el sistema de correa y la artesa están todos anclados a esta estructura. La estabilidad de la bancada es esencial para evitar vibraciones y movimientos indeseados que puedan afectar la precisión del corte. Una bancada robusta y bien diseñada asegura que estos componentes permanezcan en su posición correcta durante la operación, lo que es vital para el rendimiento y la seguridad de la máquina.

Los desplazamientos que se produzcan por una estructura no tan bien rigidizada pueden ser críticos no solo para el rendimiento de la máquina sino para la seguridad de esta o de su entorno. Por ello, el gran enfoque de este trabajo es el de análisis los desplazamientos que se producen en zonas críticas de análisis para evitar posibles interferencias entre elementos como las cuchillas y la artesa.

Una buena estructura debe ser capaz de absorber las vibraciones generadas durante el funcionamiento de la máquina. Las vibraciones excesivas no solo pueden dañar los componentes internos, sino que también pueden afectar la calidad del corte de la carne.

La bancada debe estar construida con materiales que tengan propiedades de absorción de vibraciones, como acero de alta resistencia, y debe diseñarse con soportes y refuerzos que minimicen el movimiento indeseado.

A parte, un diseño bien pensado de la bancada también debe considerar la facilidad de mantenimiento y accesibilidad a los componentes internos. Los motores, sistemas de correa, cuchillas y la artesa deben ser accesibles para inspección, ajuste y reparación sin necesidad de desarmar toda la estructura. Esto no solo reduce el tiempo de inactividad de la máquina, sino

que también facilita un mantenimiento regular y preventivo, lo que es esencial para mantener el rendimiento óptimo de la picadora.

## 2.2. USO Y PROBLEMAS PRESENTES DE LA MAQUINA

La operación de la máquina picadora de carne, tal como se presenta con sus características geométricas iniciales, implica un riesgo significativo. Este riesgo se origina en los grandes desplazamientos que ocurren durante su funcionamiento, derivados de un análisis inadecuado de las frecuencias naturales del sistema y su interacción con las cargas operativas.

El comportamiento dinámico de cualquier sistema mecánico está fuertemente influenciado por sus frecuencias naturales. Si estas frecuencias no se analizan adecuadamente en la etapa de diseño, pueden coincidir con las frecuencias de operación, causando resonancia. La resonancia amplifica los desplazamientos y las fuerzas dentro del sistema, llevando a un comportamiento no deseado y potencialmente dañino.

Las vibraciones mecánicas no controladas pueden tener múltiples consecuencias adversas:

1. Exceso de Ruido: Las vibraciones amplificadas generan niveles de ruido excesivamente altos, lo cual no solo es una molestia sino también un riesgo para la salud auditiva de los operarios.
2. Desgaste Prematuro de Componentes: Las vibraciones constantes pueden acelerar el desgaste de los componentes mecánicos, reduciendo la vida útil de la máquina y aumentando los costos de mantenimiento y reparación.
3. Daños Estructurales: En casos extremos, las vibraciones pueden causar daños estructurales significativos a la máquina, incluyendo fisuras y roturas en la bancada y otros elementos de soporte.
4. Riesgo para los Operarios: La presencia de vibraciones excesivas puede representar un peligro directo para los operarios, ya sea por el riesgo de fallos catastróficos de la máquina o por el impacto negativo en la salud debido a la exposición prolongada a vibraciones y ruido.

Para tener en cuenta lo mencionado, y garantizar la rigidez de la bancada y los desplazamientos no críticos del conjunto, se realiza un estudio de resistencia de la máquina, al igual que un análisis modal del conjunto para obtener, para cada modelo de iteración, sus correspondientes frecuencias naturales y poder ajustar las de la bancada para que no se produzcan coincidencias con las operativas.

### 3. REQUISITOS DEL PROBLEMA

#### 3.1. RESTRICCIONES GEOMETRICAS

##### 3.1.1. CONDICIONES DE CONTORNO

Las restricciones de desplazamiento se aplican a cuatro extremos específicos de la base de la máquina, designados como U1, U2, U3 y U4. Estos puntos son críticos porque disponen de apoyos con rigidez específica, diseñados para mantener la máquina en su posición correcta durante la operación.

En los cuatro extremos mencionados (U1, U2, U3 y U4), se ha restringido completamente el desplazamiento vertical, denotado como UZ. Esta restricción es crucial para asegurar que la máquina no se eleve ni se desplace verticalmente, garantizando que la base permanezca en contacto constante con el suelo.

En los extremos U1 y U4, se ha restringido también el desplazamiento longitudinal, denotado como UX. Esta restricción impide cualquier movimiento horizontal en la dirección X, asegurando que estos puntos específicos de la base no se desplacen lateralmente.

Por último, en el extremo U1, se ha restringido el desplazamiento lateral, denotado como UY. Esta restricción previene cualquier movimiento horizontal en la dirección Y, asegurando que este punto de la base no se desplace lateralmente.

De esta forma garantizamos que no se van a producir desplazamientos no deseados como sólido rígido del conjunto.

La siguiente figura indica los puntos locales donde se han definido las restricciones de desplazamiento al igual que las áreas que restringen a nivel geométrico el modelo.



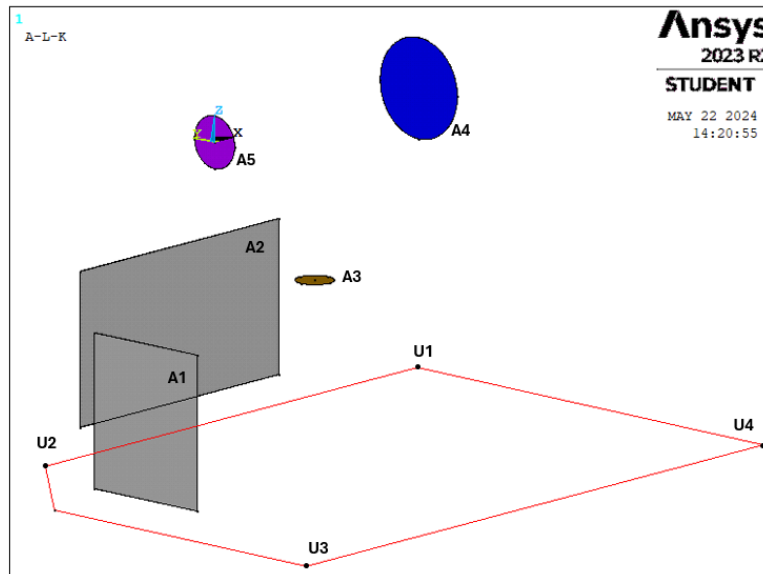


Figura 2. Condiciones de contorno y restricciones geométricas

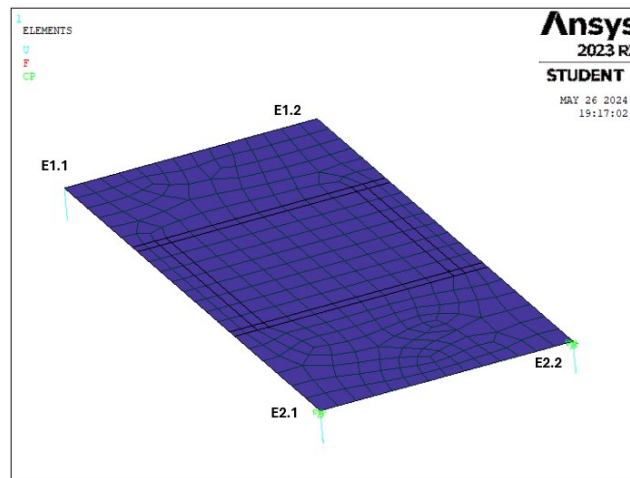
Las dos primeras áreas, designadas como A1 y A2, se refieren a los puntos de acceso esenciales para el mantenimiento y la puesta a punto de la maquinaria. Estas áreas deben permanecer despejadas durante el proceso de diseño y modelado para asegurar que los técnicos puedan acceder a los componentes internos sin obstrucciones.

El área comprendida en el plano XY, denominada A3, define la unión rígida entre los cilindros coaxiales y coincidentes de la artesa y del motorreductor con la bancada. Esta unión es una simplificación deliberada del diseño original de la máquina. En la configuración original, el cilindro debería permitir un movimiento rotativo para facilitar el funcionamiento dinámico del sistema. Sin embargo, en el modelo adaptado para este proyecto, se optó por una unión rígida. Esta decisión se tomó para simplificar el análisis estructural y se alinea con los objetivos específicos del proyecto definidos al inicio. La unión rígida en A3 asegura que las fuerzas y momentos se transmitan de manera directa y sin flexibilidad a través de la bancada a la artesa y al motor reductor, lo que facilita la evaluación de la integridad estructural y la estabilidad de la máquina.

Esta área azul, denominado como A4, representa la unión rígida entre la base del eje de las cuchillas y la bancada. La unión rígida en A4 se realiza para simular la coincidencia de nodos entre ambos cuerpos, asegurando que no haya movimiento relativo entre la base del eje y la estructura de soporte. Esto es fundamental para mantener la alineación precisa de las cuchillas y garantizar un corte eficiente y uniforme de la carne. La rigidez de esta unión también contribuye a la estabilidad general de la máquina, evitando vibraciones no deseadas.

Por último, el área morada, A5, representa el extremo libre del eje de las cuchillas. Esta área es de vital importancia debido a que en este punto se producen los desplazamientos más críticos

del modelo. El análisis detallado de A5 permite identificar y cuantificar los desplazamientos y las deformaciones bajo cargas operativas.



*Figura 3. CC, divisiones áreas y mallado soporte motor principal ITER1*

En cuanto a las condiciones de contorno del soporte del motor principal, la anterior Figura 3 muestra una descripción visual de la geometría y elementos que conforman la unión entre este y la bancada. Se han superpuesto imágenes de las áreas sobre el mallado, de esta forma se aprecia el patrón del mallado libre que se ha generado. Dicha división de áreas mejora la fusión de gdl entre los nodos de las patas del motor y el soporte principal. Sobre los 4 nodos extremos se ubican 4 nodos pertenecientes a los elementos tipo BEAM que trabajan como unión entre el soporte del motor principal y la bancada. Sobre ambos grupos de 4 nodos coincidentes se aplicarán las condiciones de contorno que simulen el comportamiento deseado.

Los extremos E1.1 y E1.2 correspondientes al apoyo en los espárragos roscados que se han unido fusionando los nodos coincidentes del panel del soporte y de los elementos viga de unión. La fusión se ha realizado con un “merge all nodes” a una sub-selección de nodos.

Por otro lado, los extremos articulados permiten la rotación respecto del eje que une ambos con lo que se han generado acoplamientos entre gdl. Se han fusionado las traslaciones en los 3 ejes para ambos nodos con respecto a los nodos superiores de los elementos tipo viga. Y las rotaciones se han dejado libres permitiendo la rotación relativa entre nodos sin generar tensiones.

### 3.1.2. DESPLAZAMIENTOS PERMISIVOS CUCHILLAS

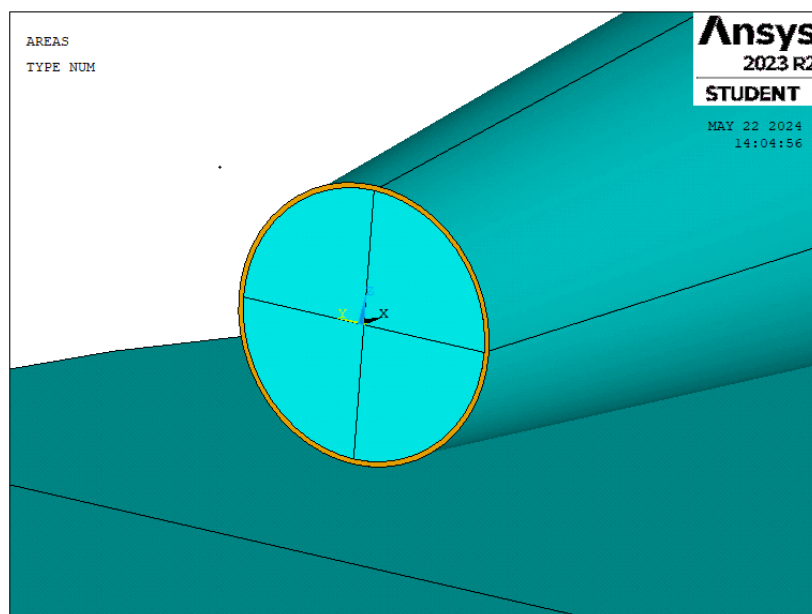
En el diseño y construcción de la máquina picadora de carne, se ha establecido una tolerancia específica para el desplazamiento vertical del extremo libre del eje de las cuchillas. Esta

tolerancia es fundamental para asegurar que no se produzcan interferencias ni daños entre las cuchillas y la artesa durante el funcionamiento. A continuación, se detalla técnicamente esta tolerancia y su importancia en el diseño de la máquina.

La tolerancia establecida para los análisis dinámicos es de  $\pm 0.25$  mm, lo que significa que se permite un desplazamiento vertical de hasta 0.25 mm. Dado a la definición de exportar el valor de amplitud de desplazamientos en las macros, el signo no es indiferente.

El valor de esta tolerancia sirve como referencia para iterar sobre los modelos de diseño. A través de este proceso iterativo, se busca converger en una solución que no solo cumpla con los objetivos establecidos en el apartado 1, sino que también garantice un espacio libre suficiente entre las cuchillas y la artesa.

Además de los desplazamientos verticales, también se producen desplazamientos laterales del eje de las cuchillas, denotados como UY. Sin embargo, estos desplazamientos no son tan críticos debido a que el espacio libre lateral es mayor en comparación con el espacio vertical. Por lo tanto, los desplazamientos verticales (UZ) son los factores más determinantes y críticos en el diseño.



*Figura 4. Representación gráfica desplazamientos permisivos extremo libre cuchillas*

En la figura anterior, se destaca un área de color naranja que representa el máximo desplazamiento permisible del componente desde su posición estática hasta alcanzar la tolerancia definida para los casos de carga. Esta área es crucial para entender los límites operativos del sistema y asegurar que los desplazamientos no excedan los valores establecidos.

### 3.2. CASOS DE CARGA

En el estudio de la máquina picadora de carne, se consideran tres casos de carga caracterizados por excitaciones armónicas con diferentes frecuencias y amplitudes. El objetivo es analizar la respuesta del sistema frente a estas excitaciones, prestando especial atención a los desplazamientos en el extremo libre de las cuchillas. Estas cuchillas tienen un rango de desplazamiento permisible limitado, visualizado en la figura 4.

	Frecuencia [Hz/rpm]	Amplitud [N]
LC1	50/3000	124
LC2	66.7/4000	219
LC3	83.3/5000	343

*Tabla 1. Casos de carga armónicos. Frecuencia y amplitud de análisis*

Estos casos de carga son esenciales para comprender cómo la máquina responde a diferentes condiciones de operación. Dado que no se trata de análisis estáticos, una mayor amplitud no implica necesariamente un mayor desplazamiento. Esto se debe a la respuesta variable del sistema en función de la frecuencia de la excitación.

Como ejemplo práctico, durante la primera iteración del análisis, se concluyó que el caso de carga LC1 era más crítico que el LC2. Aunque LC1 no produjo los mayores desplazamientos globales, sí generó desplazamientos significativos en la zona de las cuchillas, que es la región crítica del análisis.

Por ello analizar los modos de vibración de forma paralela a los análisis armónicos es crucial. Este enfoque permite determinar si las frecuencias de trabajo están cerca de las frecuencias naturales del sistema, lo que podría amplificar los movimientos tanto de las cuchillas como de otros elementos estructurales.

### 3.3. PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES EMPLEADOS

En el diseño y construcción de la máquina picadora de carne, uno de los materiales más destacados es el acero inoxidable AISI 304. Este material se selecciona por sus excelentes propiedades mecánicas y químicas, que lo hacen ideal para aplicaciones industriales exigentes.

Dentro de sus propiedades más características se encuentran:

- Resistencia a la corrosión: Este acero inoxidable ofrece una excelente resistencia a la corrosión, lo que es crucial en entornos donde la máquina está expuesta a la humedad y otros agentes corrosivos. Como es el caso de estudio.

Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne industrial: solución 1

- Conformabilidad y soldabilidad: El AISI 304 es conocido por su buena conformabilidad, lo que facilita su manipulación y conformado en diversas formas. Además, posee una excelente soldabilidad, permitiendo uniones fuertes y duraderas. Nos es muy útil, dado a que la mayoría de las uniones que se dan se han establecido como soldadas, y al trabajar con panales delgados, la fácil conformabilidad es algo ventajoso para obtener las geometrías deseadas.
- Resistencia a altas temperaturas: Mantiene su resistencia y propiedades mecánicas a temperaturas elevadas, lo cual es importante para garantizar el rendimiento del equipo bajo condiciones operativas extremas.

A continuación, se presentan las propiedades mecánicas clave del acero inoxidable AISI 304:

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Módulo de Elasticidad	E1	193	GPa
Poisson	v	0.29	-
Densidad	$\rho$	7930	kg/m <sup>3</sup>
Resistencia Última a la Tracción	Su	550	MPa
Límite de Fluencia	Sy	265	MPa
Límite de Fatiga	S'e	240	MPa

Tabla 2. Propiedades mecánicas Acero INOX AISI 304

También se ha proporcionado información sobre los materiales estructurales que componen los distintos componentes del conjunto (artesa, soporte de eje de cuchillas, motorreductor artesa y motor principal).

A estos materiales se les ha asignado las propiedades inerciales como es la densidad, determinada para que a partir del volumen que ocupan se adecue al peso final de cada componente.

Componente	Material	Módulo de Young (E)	Densidad ( $\rho$ )	Peso Aproximado	Unidad
Soporte eje de cuchillas	2	193	4850	103	GPa, kg/m <sup>3</sup> , kg
Artesa	3	193	1708	213	GPa, kg/m <sup>3</sup> , kg
Motorreductor artesa	4	193	2935	77	GPa, kg/m <sup>3</sup> , kg
Motor principal	4	193	2935	314	GPa, kg/m <sup>3</sup> , kg

Tabla 3. Propiedades mecánicas materiales estructurales utilizados

### 3.4. DESCRIPCION SECCIONES Y UTILES A UTILIZAR

Dentro de la selección de perfiles disponibles para su uso, se han definido un número limitado de estos. Un objetivo parcial de este proyecto es el obtener un resultado que satisfaga todos los requerimientos y objetivos con una biblioteca limitada de material para su uso.

A continuación, se presenta el listado de perfiles disponibles:

- Perfil en C (altura 100 mm ancho 50 mm y espesor 6 mm).
- Chapa metálica de espesores: 30, 25, 20, 15 y 10 mm.
- Perfil cuadrado macizo de 50x50 mm.

Todos los perfiles tienen asignadas las propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable AISI 304 definido en el apartado 3.3.

### 3.5. ENFOQUE DISEÑO

Debido al gran número de elementos que componen el modelo completo, se ha realizado una discretización en un determinado número de macros, para poder realizar modificaciones locales de forma más sencilla y mantener un orden jerárquico más adecuado durante el diseño. Posteriormente se han combinado dichas macros para que, en el apartado de optimización, modeFRONTIER extraiga toda la información del mismo archivo.

Como es obvio los componentes electromecánicos serán los de mayor orden jerárquico ya que definen la ubicación precisa de ciertas uniones y restricciones, por ello se ha comenzado por su modelado.

Dichos elementos también se han dividido en distintas macros para reducir el código y mejorar la trazabilidad de cada operación.

Con los volúmenes ya modelados se ha continuado con la bancada, conjunto de elementos estructurales en el que se centra este trabajo. Su modelado ha pasado por varias etapas o iteraciones al igual que distintos enfoques hasta obtener modelos que cumplieran todas las condiciones de contorno y especificaciones definidas.

A partir de dichos modelos se han implementado ciertas modificaciones estructurales, tales como añadir refuerzos y rigidizadores en zonas críticas, para así reducir el desplazamiento del eje de las cuchillas y desacoplar las frecuencias naturales del conjunto con respecto a las de trabajo.

Cabe decir, que este proceso de integración de refuerzos ha consistido en un gran número de análisis preliminares donde se observaba la respuesta del sistema y se intentaba buscar relación entre la respuesta de este y como las modificaciones afectarían al conjunto hasta ir convergiendo a modelos más adecuados.

El análisis de los modos de vibración también ha sido crucial ya que nos mostraban para cada uno de ellos la respuesta vibratoria del conjunto a nivel visual, y así se podían identificar aquellos modos que fuesen críticos y que elementos componían ese modo de vibración para actuar sobre ellos.

En la siguiente figura se muestra un diagrama de flujo que se ha seguido para la realización del proyecto.

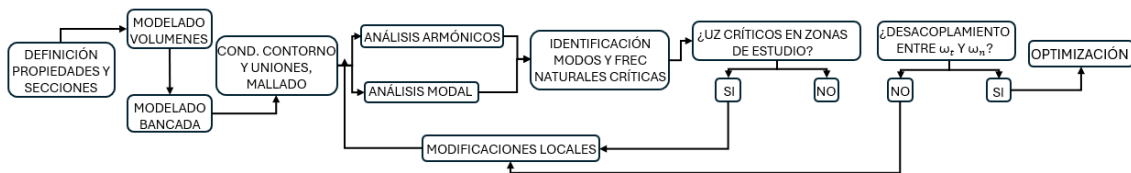


Figura 5. Diagrama de Flujo del proyecto

## 4. TIPO DE ELEMENTO Y MALLADO

### 4.1. ELEMENTOS UTILIZADOS

Se han empleado varios tipos de elementos durante el proyecto, cada uno adecuándose mejor a un tipo de geometría y sección.

El elemento seleccionado para mallar los volúmenes como son los elementos electromecánicos del conjunto completo ha sido el SOLID186.

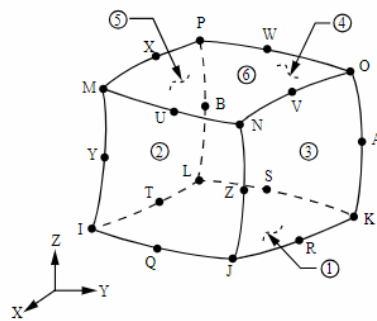


Figura 6. Elemento tipo SOLID186

Este elemento presenta un total de 20 nodos con 3 grados de libertad por nodo que definen las traslaciones en las tres direcciones. Este elemento contiene "midplane" nodos, lo que nos indica que se trata de un elemento con interpolación cuadrática que permite capturar de forma más precisa las deformaciones que se produzcan en el análisis y por ende obtengamos campos de tensiones más precisos.

Nuestras geometrías volumétricas no presentan complejidades considerables, pero si gradientes elevados de tensiones a lo largo de ellas, lo que puede generar pérdida de información como posibles concentradores de tensión o mala precisión en los resultados.

También nos ayuda a capturar la curvatura de las geometrías de extrusión generadas debido a su función de interpolación de segundo orden.

Por otro lado, la bancada se ha modelado utilizando placas metálicas de espesor delgado. Esto nos indica que los elementos más convenientes serán los tipos SHELL, utilizados para estructuras de láminas delgadas o tipo "Shell".



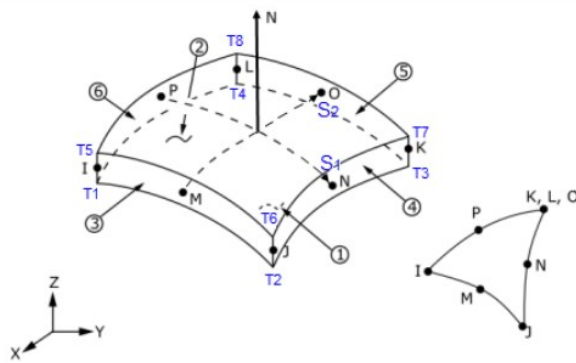


Figura 7. Elemento tipo SHELL

Debido a la gran importancia de visualizar los desplazamientos que se producen en la bancada, necesitamos un elemento que nos permita representar las deformaciones que se producen de forma precisa. Para ello necesitamos un elemento cuadrático al igual que para los volúmenes, pero en este caso nos es incluso de mayor importancia. Elementos Shell con función de interpolación de segundo orden conocemos el SHELL281. Los nodos "midplane" nos permiten capturar dicha curvatura de forma más precisa y así representar los campos de deformaciones y tensiones de forma más precisa y próxima a la realidad.

También se han añadido ciertos refuerzos y elementos de unión al conjunto, que, debido a su desarrollo geométrico, es decir, proporciones esbeltas y secciones transversales complejas, el tipo de elementos BEAM son los más acertados, más concretamente se ha utilizado el BEAM189.

Se había optado por el mallado con el BEAM188 ya que no presenta grandes ventajas en el caso de estudio. Esto se debe a que las cargas que verán los perfiles modelados no tendrán problemas de pandeo o de cizallamiento ya que los casos de carga se centran en una zona aislada y su efecto sobre las zonas de refuerzo se ve menguada. Aun así, al permitir modelar geometrías más complejas, dejando margen para posibles modificaciones de sección en un futuro fuera de la biblioteca predefinida es ventajosa.

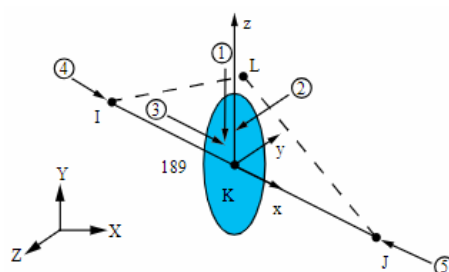


Figura 8. Elemento tipo BEAM188

Este elemento, el BEAM189, presenta 6 grados de libertad por nodo. Tiene 3 nodos con 3 gdl de traslación y 3 gdl de rotación, y su principio teórico se basa en la viga de Timoshenko con lo que incluye los efectos de deformación a cortante.

Por último, se ha empleado el tipo de elemento COMBIN14 para el modelado de los resortes elásticos. Lo hemos definido de forma que solo presente rigidez lineal en una dirección y que funcione como un elemento 1D con desplazamiento longitudinal UZ, donde actuara la rigidez establecida de 1E6 N/m. Se ha omitido el valor del coeficiente de amortiguamiento ya que lo empleamos como un resorte meramente elástico.

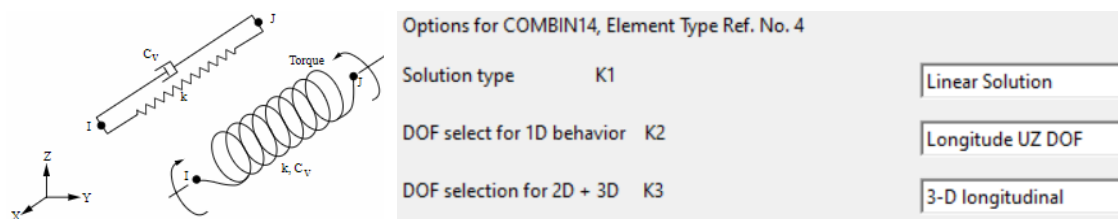


Figura 9. Elemento tipo COMBIN14

## 4.2. MALLADO

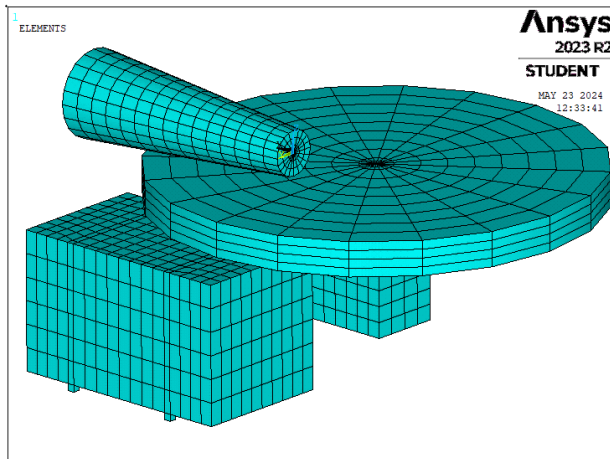
### 4.2.1. VOLUMENES

Los componentes que se podían obtener mediante revolución, entre ellos la artesa y el eje de las cuchillas, se han modelado a partir de una sección longitudinal plana. El procedimiento del mallado ha sido el mismo variando las divisiones y parámetros del mallado. Primero se definen las divisiones de las líneas de las áreas planas y se mallaban de forma "mapped" debido a su geometría regular. Posteriormente se extruía dicho mallado con elementos SOLID186 y definiendo los parámetros necesarios.

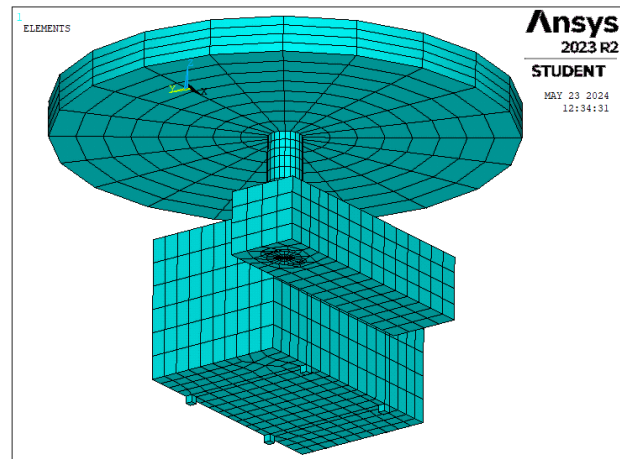
La intersección del cilindro de la artesa con el volumen tetraédrico del motorreductor hacía imposible un mallado "mapped" con lo que dividiendo su volumen se ha intentado minimizar la distorsión de los elementos sin darnos fallos con el "aspect ratio" en ellos.

El motor principal no presentaba complejidad en su geometría con lo que una extrusión era suficiente para representar su volumen completo. Los 4 soportes inferiores que anclan en la placa principal del motor principal sí que han modificado en cierta medida el modelado del motor haciendo más sencilla la coincidencia de nodos a la de crear las uniones.

Las siguientes imágenes muestran el mallado final de los volúmenes.



Vista isométrica 1



Vista isométrica 2

Figura 10. Mallado volúmenes

Las geometrías del motor principal y el motorreductor presentaban ciertas diferencias en mallado aun habiendo de forma simétrica las divisiones de líneas. Dicho error se ha intentado comprender y llegar a una mejor solución obteniendo el siguiente mallado para los volúmenes.

#### 4.2.2. BANCADA

##### Primera iteración válida

Para el mallado de la bancada, aun tratándose de geometrías regulares de sección constante, había presentes varias zonas con falta de material, o uniones con otros elementos que han hecho generar un “free mesh” en la gran mayoría de la bancada.

Existen dos zonas de gran importancia donde se producción las uniones entre la bancada y el eje de las cuchillas y, por otro lado, la unión entre la bancada y los cilindros de a la artesa. Se han definido áreas internas para controlar mejor el tamaño de elemento debido a la gran relevancia de dichas zonas en el análisis.

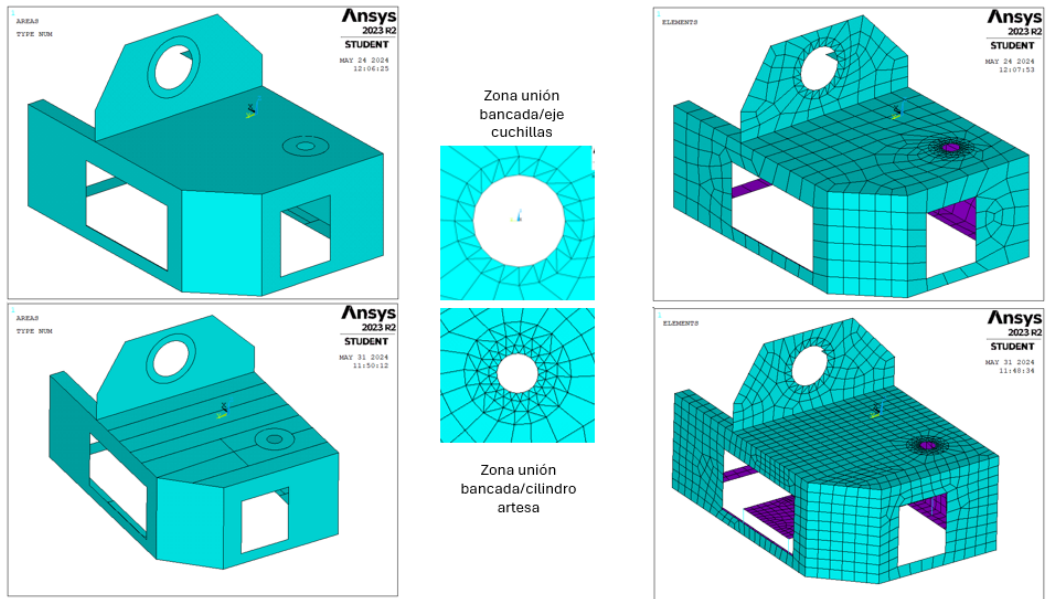


Figura 11. Zonas de precisión y divisiones de subáreas en bancada

Debido al proceso iterativo del modelado, el mallado presente en la anterior figura se ha ido modificado hasta alcanzar la última iteración del modelado. Aun así, las zonas de precisión se han mantenido invariables.

#### 4.2.3. SOPORTE MOTOR PRINCIPAL

##### 4.2.3.1. PRIMERA MODELIZACION

El soporte del motor principal consiste en una placa delgada rectangular con 4 elementos viga que unen el soporte con la bancada. Las uniones tal y como se han descrito en el apartado 3.1 no son rígidas ya que deben permitir los gdl deseados y definidos en cada extremo.

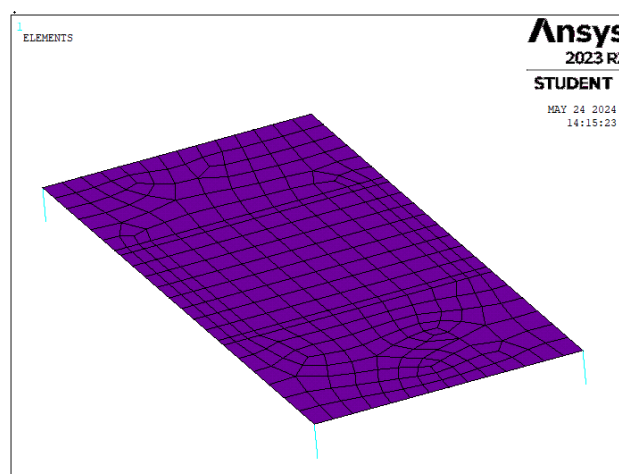


Figura 12. Mallado soporte motor principal ITER1

La orientación normal de los elementos del soporte es inversa (BOTTOM-PLANE) para que el espesor definido crezca en dirección -Z.

El tipo de elemento utilizado para modelar es el BEAM189.

#### 4.2.3.2. SEGUNDA ITERACIÓN

Se introdujo una modificación en el soporte del motor principal para valorar su comportamiento con el conjunto. Dicha propuesta de modificación reducía considerablemente la masa total del subconjunto y mejoraba su rigidez a torsión y a flexión al cambiar el panel metálico por unos perfiles en C transversales con una sección cuadrada de panel en la zona de anclaje del motor principal.

Las condiciones de contorno se mantuvieron inalterables para que se ajustase lo máximo posible al caso de estudio. A continuación, en la figura 14, se muestra dicho subconjunto.

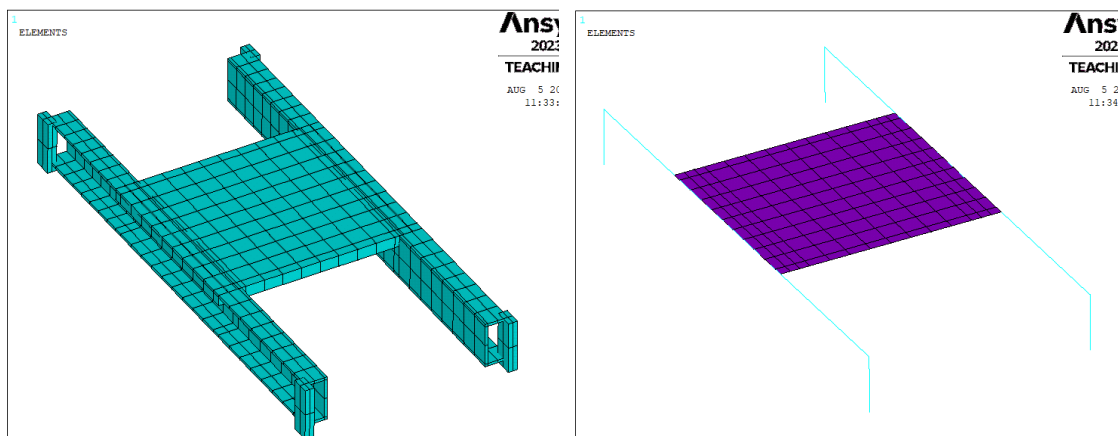


Figura 13. Mallado soporte motor principal ITER2

El mallado de los elementos viga se generó mediante divisiones de línea para coincidir con las divisiones del área del panel central y así facilitar la coincidencia de nodos posteriormente. Y dicha área central se generó de forma mapeada al estar conformada por geometrías regulares.

#### 4.2.4. RESORTES ELÁSTICOS

Con el fin de simular de forma más precisa las condiciones de contorno y elementos que componen la estructura como tal, se han modelado los resortes elásticos que funcionan como “silentblocks” y cuya función es la de reducir las vibraciones del conjunto y proporcionar un cierto grado de aislamiento vibratorio.

Para ello se han introducido 4 elementos COMBIN14 en los 4 puntos de apoyo al suelo de la bancada. Dicho elemento se ha definido de forma que uniones como un elemento 1D que permita el desplazamiento UZ. Dicho desplazamiento se permite ya que la rigidez específica del resorte trabaja de forma longitudinal en dirección Z, y así se permite la transferencia de carga de la estructura hasta los puntos de apoyo a través de los elementos elásticos modelados.

Se han obtenido modelos con y sin resortes elásticos para así ver como varia la respuesta del conjunto y se han recogido los resultados pertinentes de todos ellos.

Las 3 primeras frecuencias naturales son propias de los resortes que generan movimientos oscilantes de toda la estructura. Por ello, se pueden omitir del análisis modal.

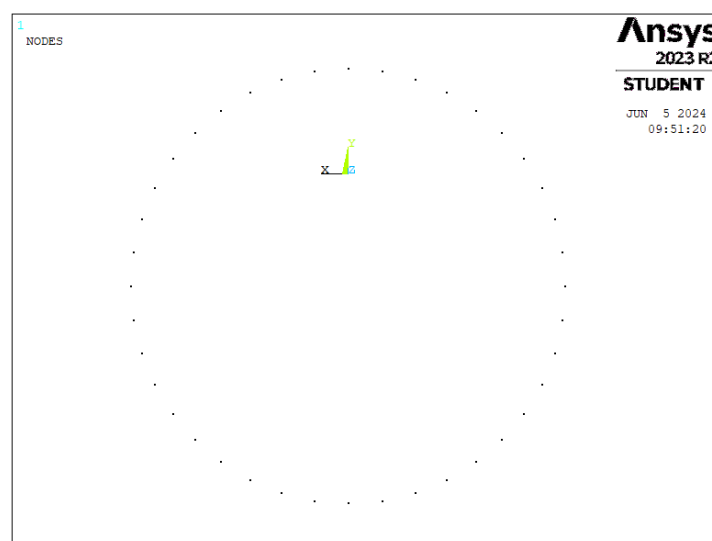
## 5. DISEÑO PRELIMINAR

### 5.1. MEDIDA DE RESULTADOS

En cuanto a la medición de resultados para cada análisis armónico, se tiene que definir los puntos donde queremos hacer las mediciones. Esta selección es crucial ya que tiene que nos dará una interpretación más real o no del comportamiento de la estructura.

Basándonos en la tolerancia definida anteriormente, el desplazamiento de las cuchillas solo puede ser de 0.25 mm. Esto no tiene en cuenta que la artesa también ve desplazamientos en dirección vertical, con lo que se deberán de considerar para hacer una lectura más precisa.

Se crean dos puntos de medida. El primero es el nodo superior del extremo libre del eje de las cuchillas. Y el segundo es un grupo de nodos que conforman el contorno exterior del área superior de la artesa.



*Figura 14. Grupo de nodos exteriores artesa*

De este último grupo de nodos, se genera un listado para cada iteración y se toma el valor más crítico.

La medición de los desplazamientos laterales UY se toma de forma directa a diferencia de los desplazamientos verticales UZ expuestos anteriormente.

## 5.2. ENFOQUE PANELES METALICOS

### 5.2.1. ITERACIONES

#### 5.2.1.1. PRIMERA ITERACION

Como punto de partida del proyecto, con los volúmenes definidos por los componentes electromecánicos y las restricciones definidas en el apartado 3.1, se requería de una primera iteración sobre la que generar un primer modelo y poder obtener un orden de magnitud para los desplazamientos y un primer entendimiento de cómo respondería el modelo frente a un caso de carga estático que mayorizaba la carga máxima que vería en los casos de cargas armónicas.

Se estableció un valor inicial de carga puntual de  $500\text{ N } F_z = 500\text{ N}$ , aplicado sobre el centro del área extrema libre del eje de las cuchillas.

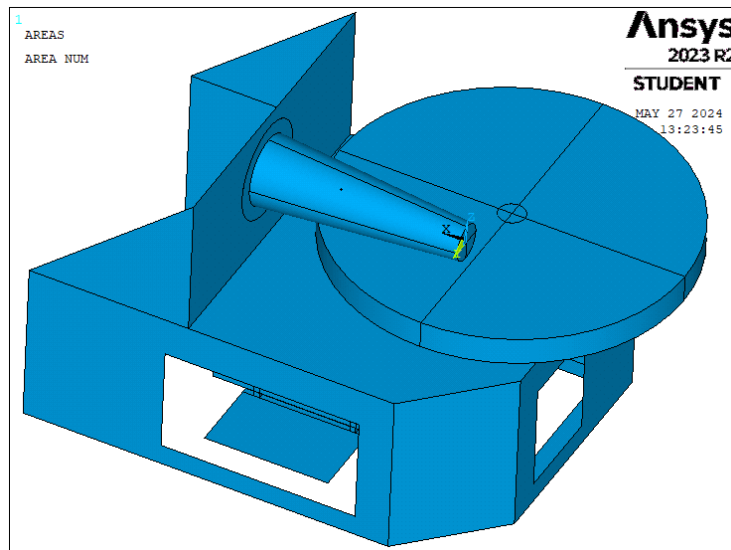


Figura 15. APLOT Iteración inicial Enfoque paneles metálicos

Esta primera iteración, tal y como se aprecia en la Figura 15, no presentaba grandes similitudes con la geometría real de la máquina, pero servía como un primer análisis de la estructura de la bancada. Presentaba las mismas restricciones geométricas en cuanto a condiciones de contorno y uniones entre los distintos elementos. Disponía de dos rigidizadores laterales en forma triangular que minimizaba la flexión de la estructura del eje de las cuchillas.

El orden de magnitud de los desplazamientos del eje de las cuchillas, parte crítica, se obtuvo que era en torno a milímetros con un valor máximo de 0.543. Mientras que las tensiones se mantienen en orden  $1E1\text{ MPa}$ , dejando mucho margen de optimización. PRUEBA1



Con el fin de mejorar las semejanzas entre el modelo y la maquina original, se han realizado ciertas modificaciones al modelo que a priori supondrán una desventaja ya que la estructura portante del eje de las cuchillas pierde soporte lateral y por ende rigidez de esta a flexión.

Desplazamientos máximos	Modelos analizados			
	Iteración Inicial		1ra Iteración	
Casos de carga	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas
LC1	2,94E-05	5,41E-05	2,69E-05	3,27E-05
LC2	6,15E-06	1,77E-05	4,99E-06	5,25E-06
LC3	2,85E-06	8,10E-05	4,45E-06	1,01E-04

*Tabla 4. Desplazamientos máximos Primera Iteración*

Tras observar los resultados de la Tabla 4, donde se muestran los desplazamientos máximos producidos en los componentes eje de cuchillas y artesa, se comprobó que la suposición realizada no fue del todo acertada. Esto se debe a que la perdida de rigidez para casos de carga armónicos no tiene por qué influir sobre el modelo de forma negativa ya que hay más factores que toman lugar.

Bajo cargas estáticas, la rigidez de una estructura es directamente proporcional a su capacidad para resistir deformaciones. Una mayor rigidez implica menores desplazamientos y una distribución más uniforme de las tensiones internas, lo que es esencial para mantener la estabilidad y la integridad estructural.

En cambio, cuando la estructura está sujeta a cargas armónicas, la relación entre rigidez y desplazamiento es más compleja. Las estructuras tienen frecuencias naturales en las que tienden a vibrar, y cuando la frecuencia de una carga armónica coincide con estas frecuencias, se produce resonancia, amplificando los desplazamientos y las tensiones.

De forma que reducir la rigidez de la estructura, puede disminuir sus frecuencias naturales evitando acoplamiento con las frecuencias de las cargas armónicas aplicadas y por lo tanto evitar resonancias.

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE	SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	12.509	1	1	1	1	15.565	1	1	1
2	18.615	1	2	2	2	18.421	1	2	2
3	21.601	1	3	3	3	20.792	1	3	3
4	25.084	1	4	4	4	21.646	1	4	4
5	26.559	1	5	5	5	25.944	1	5	5
6	27.853	1	6	6	6	28.342	1	6	6
7	32.873	1	7	7	7	36.060	1	7	7
8	37.710	1	8	8	8	36.439	1	8	8
9	48.448	1	9	9	9	48.544	1	9	9
10	49.460	1	10	10	10	51.763	1	10	10
11	54.730	1	11	11	11	57.798	1	11	11
12	58.395	1	12	12	12	60.226	1	12	12
13	59.481	1	13	13	13	72.475	1	13	13
14	72.196	1	14	14	14	75.507	1	14	14
15	75.624	1	15	15	15	77.807	1	15	15
16	75.717	1	16	16	16	91.582	1	16	16
17	84.322	1	17	17	17	108.12	1	17	17
18	86.588	1	18	18	18	112.81	1	18	18

Iteración Inicial

1ra Iteración

Figura 16. 1ra Comparativa frecuencias naturales enfoque panales metálicos

De esta primera iteración se ha mejorado la respuesta del modelo ante los 2 primeros casos de carga y empeorado el tercero. Observando las frecuencias naturales de ambos modelos, el modo de vibración 10, que supone un desplazamiento oblicuo del eje de las cuchillas con gran componente vertical se ha atrasado 1 Hz mejorando sutilmente el desacoplamiento con la frecuencia de trabajo del LC1.

A continuación, se muestran tanto la geometría como los resultados de desplazamientos verticales para el caso de carga estática ( $F_z = 500\text{ N}$ ). De esta forma, comparando con la iteración inicial, se observa claramente la proporcionalidad de la rigidez con la capacidad de resistir deformaciones para el caso de análisis estáticos.

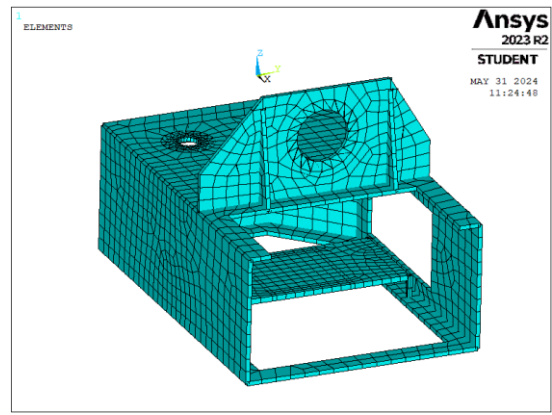
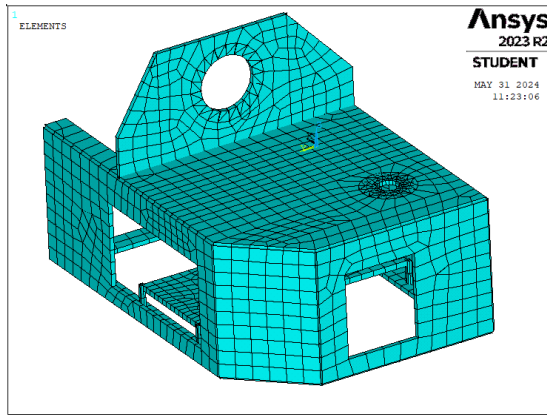
	Iteración Inicial	1ra Iteración
Desplazamientos máximos	5,43E-04	9,04E-04

Tabla 5. Desplazamientos máximos 1ra Iteración Análisis estático

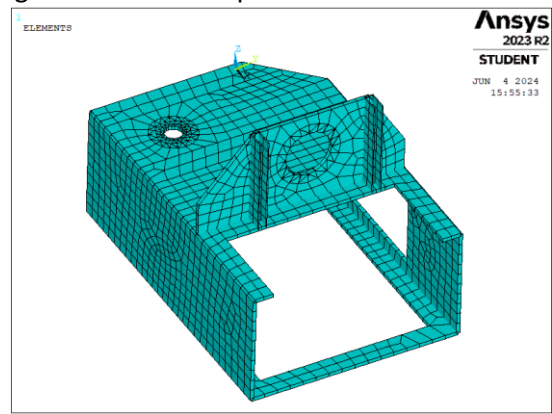
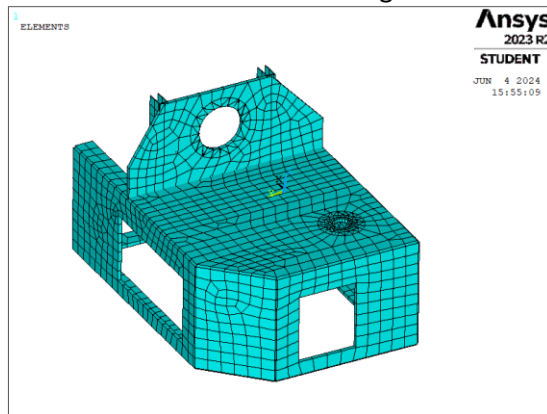
### 5.2.1.2. ITERACIONES INTERMEDIAS

En las siguientes iteraciones se intentó rigidizar de forma local la estructura portante del eje de las cuchillas. Se generaron 4 modelos con un enfoque similar, el uso de refuerzos de tipo BEAM y SHELL usando distintas geometrías y ver la respuesta de cada modelo.

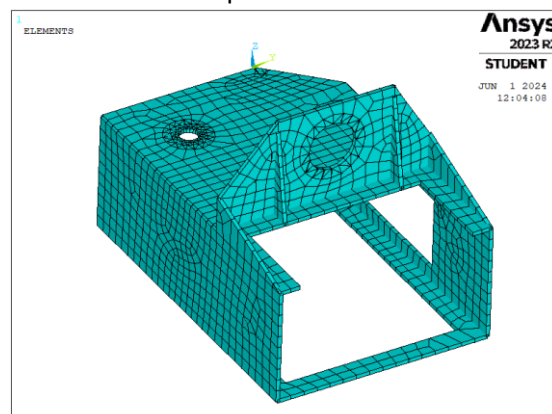
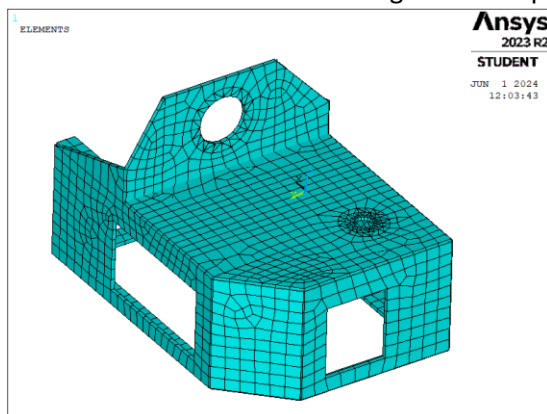
A continuación, en la figura 19 se muestran las geometrías de los distintos modelos analizados.



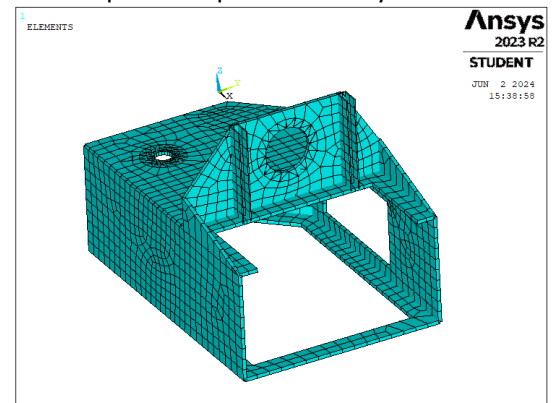
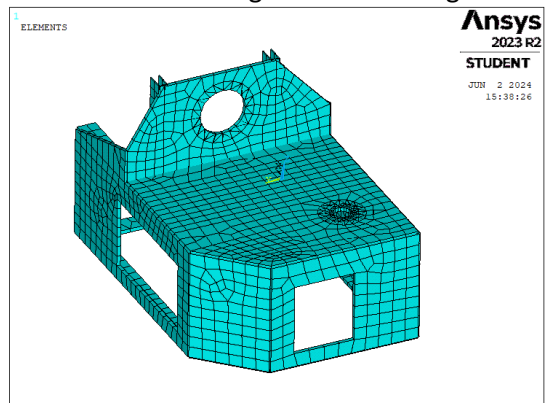
Iteración 2: Rigidizadores triangulares estructura portante



Iteración 3: Rigidizadores perfil C en estructura portante



Iteración 4: Rigidizadores triangulares estructura portante parte central y lateral



Iteración 5: Rigidizadores perfil C estructura portante central y laterales

Figura 17. EPlot Iteraciones intermedias enfoque paneles metálicos

Los 4 modelos presentan similitudes muy marcadas, ya que las modificaciones se han concentrado en la zona del empotramiento entre el eje de las cuchillas y la bancada.

Se ha querido ver la respuesta del conjunto empleando por separado rigidizadores centrales de espesor de 20 mm y por otro lado perfiles en C, del listado de material disponible. Ambos modelos empeoraban tanto los desplazamientos registrados en el extremo libre de las cuchillas como de la artesa.

Por último, se combinó el uso de los rigidizadores centrales de espesor de 20mm y perfiles en C con unos laterales de forma triangulares, y estos supusieron también desventajas en la respuesta de la estructura.

En las siguientes tablas se muestran los desplazamientos de cada zona de estudio para cada caso de carga en las 4 iteraciones. Donde la primera tabla no presenta resortes elásticos en los anclajes del conjunto y la segunda en cambio sí alterando, como es de esperar, los resultados obtenidos.

Desplazamientos máximos	Modelos analizados							
	2da Iteración		3ra Iteración		4ta Iteración		5ta Iteración	
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	3,65E-05	2,92E-05	3,23E-05	3,02E-05	4,21E-05	2,72E-05	3,82E-05	2,86E-05
LC2	9,62E-06	4,87E-06	2,55E-06	5,19E-06	2,02E-05	4,15E-06	1,44E-05	4,45E-06
LC3	1,12E-04	1,18E-06	1,13E-04	1,09E-06	1,25E-04	1,43E-06	1,22E-04	1,32E-06

RESORTES Desplazamientos máximos	Modelos analizados							
	2da Iteración		3ra Iteración		4ta Iteración		5ta Iteración	
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	4,41E-05	3,74E-06	4,13E-05	3,41E-06	4,94E-05	5,04E-06	4,69E-05	4,73E-06
LC2	1,48E-05	1,20E-05	9,84E-06	1,14E-05	2,19E-05	1,55E-05	1,77E-05	1,50E-05
LC3	6,19E-06	3,70E-06	3,29E-05	1,97E-06	2,67E-05	4,03E-06	2,76E-05	3,97E-06

Tabla 6. Comparativa modelos iteraciones intermedias

Siguiendo nuestro diagrama de flujo, se observa que el enfoque de realizar modificaciones sobre la estructura portante no produce mejoras a la estructura de forma que se cambió el enfoque. Dado a que se vio como los refuerzos en la zona de anclaje del eje de las cuchillas no suponen una mejora en cuanto a la rigidez de la estructura, o en la zona de análisis, nos centramos en otra zona crítica que sí que alberga desplazamientos elevados, la artesa.

## 5.2.2. ENFOQUES LOCALES

### 5.2.2.1. ENFOQUE LOCALES: ARTESA

El cilindro inferior de la artesa está fijado al panel horizontal de la bancada mediante una unión coincidente. A lo largo de las iteraciones previas, se ha observado que los desplazamientos máximos no eran siempre originados por la estructura de las cuchillas, sino por el propio desplazamiento vertical de la artesa.

Para reducir estos desplazamientos verticales de la artesa, es esencial aumentar la rigidez del panel horizontal de la bancada. La solución inicial propuesta consiste en la adición de perfiles en C, dispuestos de manera longitudinal y transversal, anclados a la parte inferior del panel horizontal. Estos perfiles proporcionarán un refuerzo adicional, distribuyendo las cargas y minimizando las deformaciones en la estructura. Estas modificaciones conforman la 6ta iteración del modelo.

La siguiente figura 18 muestra marcadas con color rojo la ubicación de dichos refuerzos sobre el panel horizontal de la bancada, al igual que el modelo completo mallado.

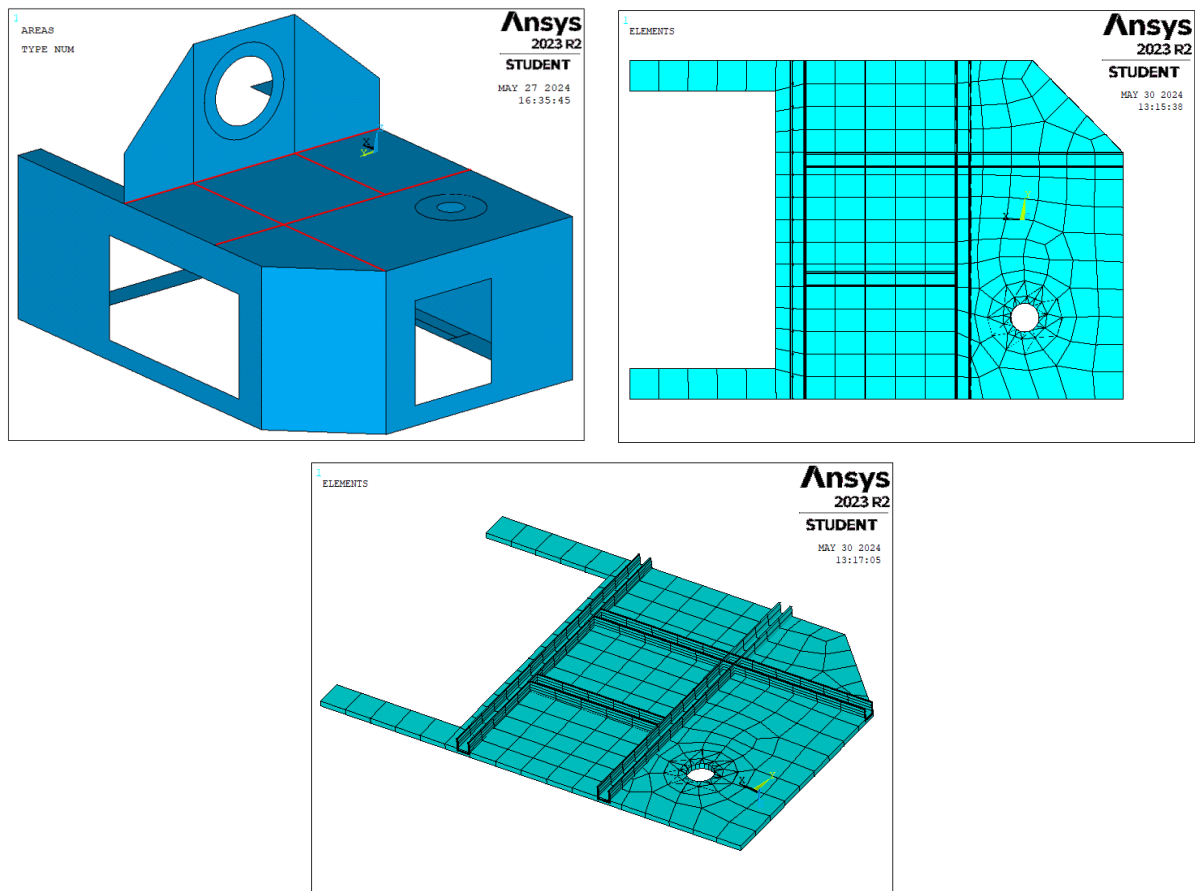


Figura 18. APLOT y EPLT enfoque local: Artesa 1

Aprovechando la distribución de la anterior iteración, se cambió el perfil empleado por el perfil cuadrado 50 x 50 mm, generando la 7ma iteración del modelo.

Desplazamientos máximos	Modelos analizados					
	1ra Iteración		6ta Iteración		7ma Iteración	
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	-3,53E-05	3,26E-05	4,22E-05	8,33E-05	2,95E-05	2,99E-05
LC2	4,91E-06	5,13E-06	2,04E-05	4,16E-06	2,44E-05	4,43E-06
LC3	1,16E-04	4,81E-06	1,28E-04	6,37E-06	1,41E-04	9,70E-06

Tabla 7. Comparativa modelos enfoque local artesa 1 desplazamientos máximos

Las anteriores iteraciones se descartaron en el momento, ya que no solo no producían mejora en la rigidez del panel horizontal de la artesa, sino que suponía un aumento considerable al peso total de la estructura, y desplazaba las frecuencias naturales hasta coincidir con las de excitación.

#### Frecuencias naturales 6ta Iteración

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	15.472	1	1	1
2	19.352	1	2	2
3	21.644	1	3	3
4	22.393	1	4	4
5	25.916	1	5	5
6	28.245	1	6	6
7	36.087	1	7	7
8	36.711	1	8	8
9	50.855	1	9	9
10	51.347	1	10	10
11	57.405	1	11	11
12	60.144	1	12	12
13	72.834	1	13	13
14	77.677	1	14	14
15	80.814	1	15	15
16	91.019	1	16	16
17	107.77	1	17	17
18	112.82	1	18	18

Modo 9 [50.885 Hz]:  
Desplazamiento vertical positivo artesa y negativo eje cuchillas

#### Frecuencias naturales 7ma Iteración

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	15.380	1	1	1
2	19.987	1	2	2
3	22.156	1	3	3
4	22.687	1	4	4
5	25.916	1	5	5
6	28.223	1	6	6
7	36.101	1	7	7
8	36.973	1	8	8
9	50.828	1	9	9
10	53.883	1	10	10
11	57.266	1	11	11
12	60.129	1	12	12
13	72.848	1	13	13
14	77.691	1	14	14
15	84.489	1	15	15
16	91.166	1	16	16
17	107.12	1	17	17
18	112.75	1	18	18

Modo 12 [60.129 Hz]:  
Desplazamiento vertical artesa y eje cuchillas

Modo 15 [84.489 Hz]:  
Desacoplamiento vertical y flexión estructura portante eje cuchillas

Figura 19. Comparativa modelos enfoque local artesa 1 frecuencias naturales

Se generaron dos modelos más con nuevas variantes en las modificaciones integradas sobre el panel horizontal de la estructura. Esta vez se jugó con rigidizadores transversales para ver como contribuían al comportamiento general de la estructural.

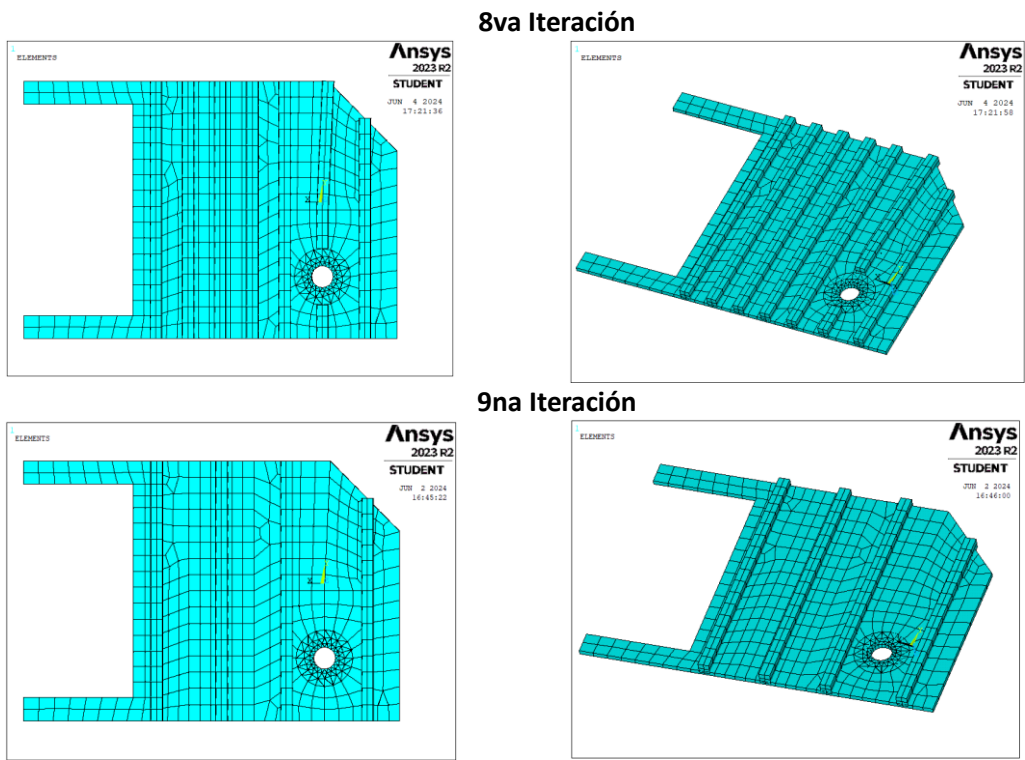


Figura 20. EPlot enfoque local: Artesa 2

Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes tablas en función si se han simulado con resortes elásticos y sin ellos.

Desplazamientos máximos	Modelos analizados					
	1ra Iteración		8va Iteración		9na Iteración	
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	3,10E-05	2,59E-05	4,36E-05	1,13E-06	4,24E-05	4,99E-07
LC2	4,16E-06	5,09E-06	2,26E-05	7,59E-06	2,14E-05	6,96E-06
LC3	9,99E-05	1,09E-06	1,42E-04	5,68E-07	1,45E-04	9,51E-07

Tabla 8. Comparativa modelos enfoque local artesa 2 desplazamientos máximos

RESORTES	Modelos analizados					
Desplazamientos máximos	1ra Iteración		8va Iteración		9na Iteración	
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	3,83E-05	2,79E-06	1,43E-04	9,99E-05	1,43E-04	9,89E-05
LC2	1,08E-05	1,05E-05	8,22E-05	5,45E-05	8,15E-05	5,45E-05
LC3	7,46E-05	7,66E-07	4,34E-05	3,68E-05	3,74E-05	3,65E-05

Tabla 9. Comparativa modelos enfoque artesa 2 desplazamientos máximos con resortes

Analizando los resultados respecto a los desplazamientos verticales tanto del conjunto de nodos superiores extremos de la artesa y del extremo libre del eje de las cuchillas se observa que como era de esperar, el aumento de rigidez se lo lleva la zona reforzada, el panel horizontal de la artesa. Los desplazamientos del eje de las chuchillas no ven mejora alguna, sino que se ven aumentados.

8va Iteración					9na Iteración				
SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE	SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	6.3102	1	1	1	1	6.4357	1	1	1
2	6.8661	1	2	2	2	6.9987	1	2	2
3	9.0873	1	3	3	3	9.2437	1	3	3
4	19.136	1	4	4	4	19.149	1	4	4
5	20.884	1	5	5	5	20.605	1	5	5
6	22.359	1	6	6	6	22.312	1	6	6
7	24.159	1	7	7	7	24.040	1	7	7
8	26.632	1	8	8	8	26.496	1	8	8
9	28.737	1	9	9	9	28.840	1	9	9
10	29.901	1	10	10	10	29.963	1	10	10
11	38.254	1	11	11	11	38.284	1	11	11
12	42.598	1	12	12	12	42.762	1	12	12
13	56.999	1	13	13	13	57.025	1	13	13
14	61.453	1	14	14	14	61.539	1	14	14
15	73.046	1	15	15	15	73.033	1	15	15
16	81.746	1	16	16	16	81.320	1	16	16
17	82.382	1	17	17	17	81.907	1	17	17
18	88.646	1	18	18	18	88.501	1	18	18

Modo 13 [56.999 Hz]:

Torsión dirección Z de la artesa

Modo 14 [61.453 Hz]:

Torsión dirección Z de la artesa y del motor principal dirección X

Modo 16 [81.749 Hz]:

Torsión del soporte del motor principal y desplazamiento artesa vertical

Modo 17 [82.283 Hz]:

Desplazamiento vertical artesa y eje cuchillas

Modo 14 [61.539 Hz]:

Torsión dirección Z de la artesa y del motor principal dirección X

Modo 16 [81.320 Hz]:

Desplazamiento vertical artesa

Figura 21. Comparativa modelos enfoque local artesa 2 frecuencias naturales

Observando la anterior Figura 21, nos confirma que la mejora en un aspecto, los desplazamientos en este caso no siempre traen consigo una mejora en el desacoplamiento de las frecuencias naturales de las de excitación. Con estas dos últimas iteraciones, se han obtenido ciertos acoplamientos críticos que nos hacen descartar o plantearnos ciertas modificaciones como variar los espesores de los paneles estructurales.

### 5.2.2.2. ENFOQUE LOCAL: RIGIDEZ COMBINADA

Tras valorar las modificaciones realizadas en las iteraciones anteriores y ver que la respuesta del conjunto se veía afectada principalmente por el acoplamiento de frecuencias, se consideró un



nuevo enfoque. Este se centraría en dar rigidez a flexión y cortante combinada, típica en elementos delgados como placas y laminas.

Las siguientes iteraciones presentan refuerzos perimetrales que permiten distribuir mejor las cargas añadiendo refuerzos en los bordes.

Se han optado por integrar perfiles cuadrados en las aristas que unen paneles de las secciones laterales para la primera iteración. Por otro lado, se ha decidió integrar un segundo nivel de panel en las zonas de unión entre los paneles laterales como refuerzo.

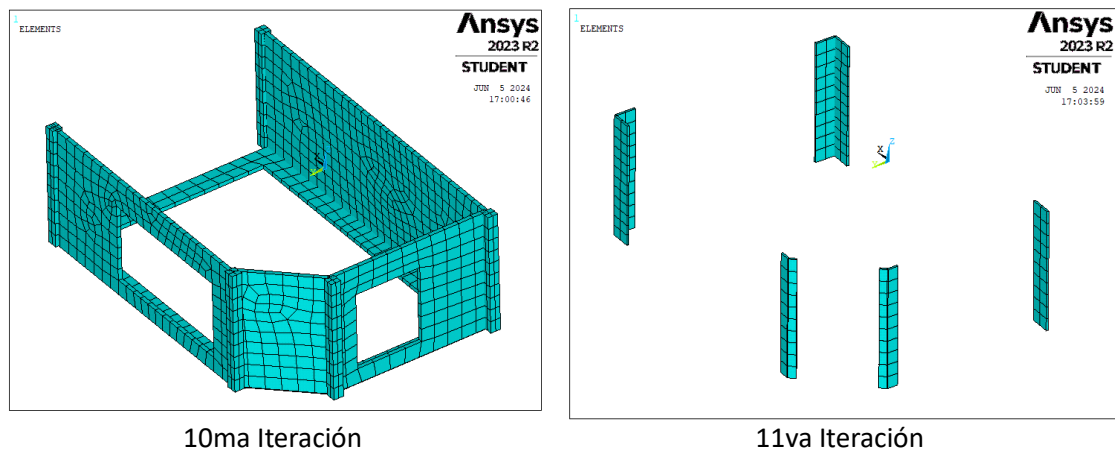


Figura 22. EPLOT enfoque local: Rigidez combinada

Ambas iteraciones producen acoplamientos críticos entre las frecuencias naturales y las de excitación, al igual que aumentan considerablemente el peso total de la estructura. Observando la siguiente Tabla 10, se aprecia que no hay mejoras sustanciales en el campo de desplazamientos verticales con lo que, haciendo un balance general, estas propuestas se descartan también.

RESORTES	Modelos analizados					
	1ra Iteración		10ma Iteración		11va Iteración	
Desplazamientos máximos						
Casos de carga	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
LC1	3,83E-05	2,79E-06	1,40E-04	9,90E-05	1,41E-04	9,88E-05
LC2	1,08E-05	1,05E-05	7,10E-05	5,45E-05	7,25E-05	5,38E-05
LC3	7,46E-05	7,66E-07	8,91E-05	3,58E-05	1,67E-04	3,55E-05

Tabla 10. Comparativa modelos enfoque local rigidez combinada desplazamientos máximos con resorte

No obstante, se observa que la parte trasera de la bancada presenta una rigidez considerablemente baja, lo cual resulta en frecuencias naturales reducidas que afectan dicho panel. Esto, a su vez, contribuye a desplazamientos significativos en la estructura portante del eje de cuchillas. Nos hace plantearnos la inserción de extensiones o indentaciones que puedan aumentar su rigidez, sin variar mucho el peso total de la estructura.

### 5.2.2.3. ENFOQUE LOCAL: REFUERZOS O NERVADURAS

La adición de refuerzos, tales como nervaduras, proporciona una resistencia adicional a la flexión y al pandeo, lo que resulta en una mejora significativa de la rigidez del panel. A diferencia de simplemente aumentar el grosor de los paneles completos, la implementación de nervaduras permite una reducción de peso, manteniendo o incluso mejorando la resistencia estructural. Esta técnica ofrece una ventaja significativa al permitir una orientación flexible de los refuerzos para maximizar la rigidez en las direcciones críticas, optimizando así el diseño estructural.

La inserción de estos refuerzos es especialmente crucial en nuestra máquina picadora, donde las vibraciones y las cargas armónicas pueden inducir deformaciones significativas. Las nervaduras contribuyen a aumentar las frecuencias naturales de la estructura, alejándolas de las frecuencias de excitación generadas por los componentes de la máquina, como el eje de las cuchillas. Esto se traduce en una minimización de las amplitudes de vibración, lo que reduce el riesgo de fallos por fatiga y el desgaste prematuro de los componentes.

Para evaluar la respuesta del conjunto con la inserción de estos refuerzos, se han identificado zonas con grandes desplazamientos observados a lo largo de las iteraciones estudiadas. La implementación de los refuerzos se ha realizado de forma progresiva, agregándolos estratégicamente a la estructura para evitar efectos adversos tanto en la respuesta vibratoria como en la tensional. Este enfoque meticuloso asegura que los beneficios de la rigidez añadida se logren sin comprometer la integridad estructural.

A continuación, se presenta un diagrama detallado que muestra el orden de las modificaciones realizadas a la estructura. Este diagrama ilustra las etapas de incorporación de refuerzos, destacando las áreas clave donde se han implementado para maximizar la eficacia y asegurar una distribución uniforme de las tensiones y la rigidez a lo largo de toda la estructura.

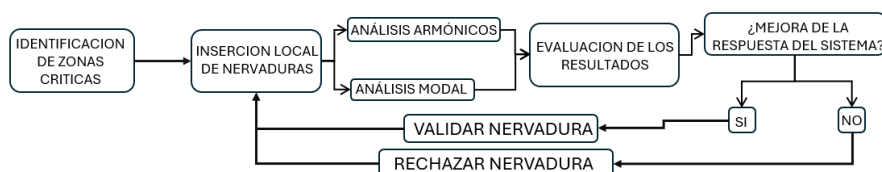


Figura 23. Diagrama flujo análisis indentaciones

Siguiendo el diagrama presentado en la figura 23, se ha evaluado el desempeño de la estructura a través de cinco modelos diferentes que incorporan refuerzos locales. Estos modelos fueron desarrollados progresivamente para mejorar la rigidez y minimizar las deformaciones y vibraciones en la estructura tal y como se ha explicado anteriormente.

En la figura 24, se muestra visualmente la implementación de los refuerzos utilizando un código de colores, lo que permite identificar claramente los distintos refuerzos empleados en cada iteración.

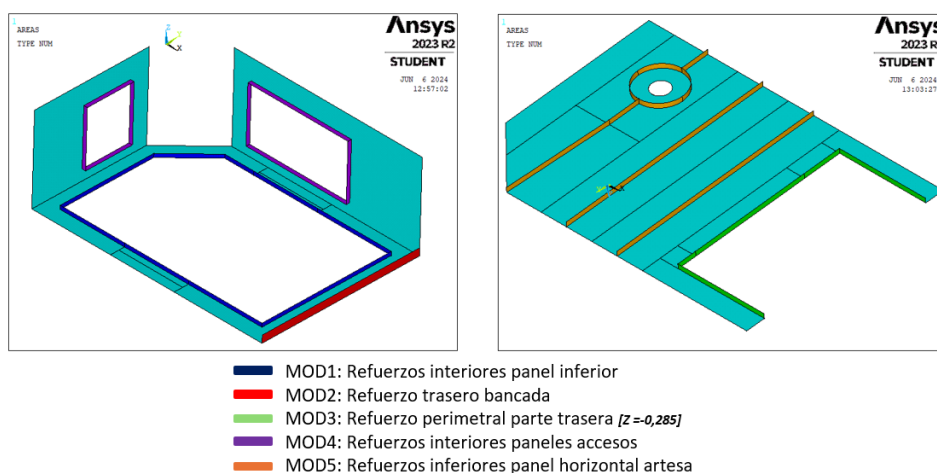


Figura 24. APLOT modelos indentaciones

La comparativa de resultados se ha realizado frente a la primera iteración ya que sobre esta se han insertado los refuerzos. A nivel de rigidez se aprecia como los desplazamientos de la artesa se han reducido e incluso los propios del eje de cuchillas. Haciendo una comparativa de valores máximos y mínimos de desplazamiento vertical, se aprecia como los valores más críticos se encuentran en la primera iteración. En cambio, la iteración MOD4 es la que mejores resultados ha generado.

CON RESORTES	Modelos analizados											
	1ra Iteración		MOD1 Iteración		MOD2 Iteración		MOD3 Iteración		MOD4 Iteración		MOD5 Iteración	
	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
Desplazamientos máximos												
Casos de carga												
LC1	3,65E-05	2,92E-05	4,72E-05	3,24E-06	4,73E-05	3,26E-06	4,73E-05	3,24E-06	4,73E-05	3,17E-06	4,73E-05	3,24E-06
LC2	9,62E-06	4,87E-06	3,37E-05	2,06E-06	3,48E-05	2,27E-06	3,49E-05	2,25E-06	2,21E-06	2,22E-06	3,49E-05	2,26E-06
LC3	1,12E-04	1,18E-06	1,44E-05	6,26E-06	6,74E-06	8,29E-06	7,18E-06	8,25E-06	7,50E-06	7,90E-06	7,85E-06	6,75E-06

Tabla 11. Comparativas modelos indentaciones desplazamientos máximos con resortes

1ra Iteración					Iteración 1 MOD4				
SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE	SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	6.6189	1	1	1	1	6.5375	1	1	1
2	7.1867	1	2	2	2	7.1031	1	2	2
3	9.4695	1	3	3	3	9.3855	1	3	3
4	18.234	1	4	4	4	21.231	1	4	4
5	19.893	1	5	5	5	23.146	1	5	5
6	21.507	1	6	6	6	25.045	1	6	6
7	22.316	1	7	7	7	28.628	1	7	7
8	25.991	1	8	8	8	29.388	1	8	8
9	28.965	1	9	9	9	33.259	1	9	9
10	29.955	1	10	10	10	36.428	1	10	10
11	37.623	1	11	11	11	38.856	1	11	11
12	42.441	1	12	12	12	44.343	1	12	12
13	57.006	1	13	13	13	57.743	1	13	13
14	60.766	1	14	14	14	63.100	1	14	14
15	68.582	1	15	15	15	81.103	1	15	15
16	72.500	1	16	16	16	88.391	1	16	16
17	81.205	1	17	17	17	90.267	1	17	17
18	83.333	1	18	18	18	94.407	1	18	18

La frecuencia natural del modo 16 se ha aumentado quedando fuera del rango de análisis. Esta frecuencia natural producía desplazamientos críticos en el panel inferior y flexión en el soporte del motor principal.

No se producen acoplamientos con las frecuencias de excitación.

La máxima proximidad se da con la frecuencia natural del modo 15, que se ha aumentado de 72 Hz a 81.103 Hz, y no produce desplazamientos en componentes críticos.

*Figura 25. Comparativas modelos indentaciones frecuencias naturales*

Al comparar las frecuencias naturales y observar sus modos de vibración, se ha constatado que las frecuencias naturales de los componentes críticos, que afectan la operabilidad de la máquina han aumentado considerablemente saliendo del rango analizado. Estas frecuencias son las que causan desplazamientos verticales en los paneles de unión de la artesa y en la estructura portante del eje de cuchillas, por ejemplo.

Dado a que uno de los principales objetivos del proyecto es lograr el desacoplamiento entre las frecuencias de excitación y las frecuencias naturales del sistema. Los resultados indican que, con el último enfoque de refuerzos, hemos alcanzado una propuesta válida que cumple con los requisitos geométricos y estructurales establecidos. Esto se traduce en una mejora significativa en la estabilidad y la eficiencia operativa de la máquina picadora.

Con el último enfoque de refuerzos, hemos logrado converger en una propuesta que cumple con los requisitos geométricos y estructurales del proyecto. Sin embargo, el procedimiento de optimización que se llevará a cabo posteriormente nos permitirá mejorar aún más nuestra propuesta, afinando los resultados y cumpliendo de manera más precisa los objetivos establecidos.

### 5.3. ENFOQUE PERFILES ESTRUCTURALES

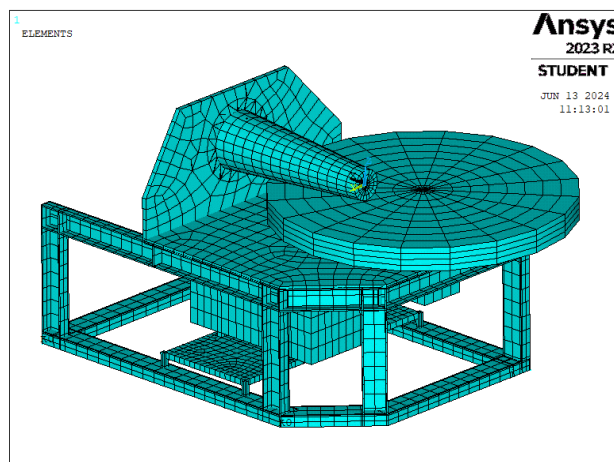
En este apartado se ha cambiado el enfoque de diseño, valorando el uso de perfiles en C como estructura de la bancada, a diferencia del uso primario de paneles en el apartado anterior.

Si es cierto, que estos perfiles introducen frecuencias naturales inferiores a nivel general, pero en cuanto a resistencia a flexión y pandeo, la estructura se ve favorecida con creces. De modo que se procederá a iterar sobre un diseño inicial para valorar que modificaciones y refuerzos contribuyen a mejorar la rigidez de la estructura hasta dar con una propuesta que no solo cumpla con las restricciones definidas, sino que las supere y nos pueda servir como punto de partida para el siguiente apartado de optimización.

### 5.3.1. PRIMERA ITERACION

Como primera iteración se ha generado una geometría con una estructura exterior completa por perfiles en C disponibles (IteracionP1).

Se ha de mencionar, que la estructura inferior también está constituida por un perfil en C que recorre todo el perímetro de la estructura.



IteracionP1

Figura 26. EPLLOT 1ra Iteración enfoque perfiles estructurales

Desplazamientos máximos	Iteración P1		Iteración P2	
	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
Casos de carga				
LC1	4,04E-05	2,33E-06	5,38E-05	1,26E-05
LC2	3,29E-05	9,22E-07	4,81E-05	4,70E-06
LC3	7,21E-06	2,42E-06	3,06E-05	6,05E-06
MASA TOTAL	1171,2		1171,2	

Tabla 12. 1ra Comparativa desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurale

### 5.3.2. ITERACIONES INTERMEDIAS

#### 5.3.2.1. PANEL INFERIOR

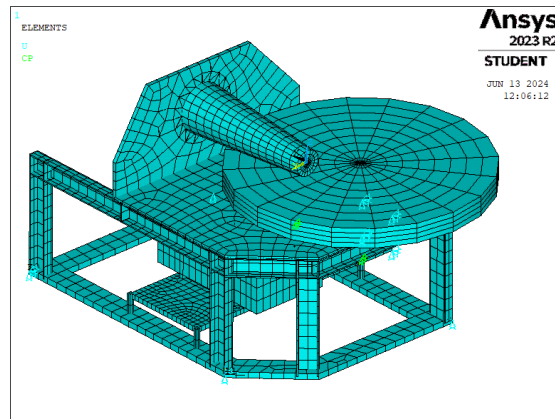


Figura 27. EPlot iteraciones intermedias panel inferior enfoque perfiles estructurales

Se genero la misma geometría con la sustitución del perfil perimetral inferior por un panel metálico dado a su éxito en la parte de diseño con paneles metálicos. Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla.

Desplazamientos máximos	Iteración P1		Iteración P5	
	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
Casos de carga				
LC1	4,04E-05	2,33E-06	3,75E-05	1,88E-06
LC2	3,29E-05	9,22E-07	1,45E-05	1,35E-05
LC3	7,21E-06	2,42E-06	6,04E-06	5,25E-06
MASA TOTAL	1171,20		1262,23	

Tabla 13. Comparativa iteraciones intermedias panel inferior desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales

Se puede observar que la mejora se concentra principalmente en el primer caso de carga y sobre todo en la mejora de rigidez de las cuchillas, no obstante, el aumento de la masa es considerable empleando el panel metálico, aunque se podría minimizar en el apartado de optimización.

Las frecuencias naturales varían respecto a las 2 primeras iteraciones, dado a que el panel metálico eleva las últimas frecuencias naturales de estudio, algo que a priori es beneficioso dado a que traen modos de vibración que producen ciertas inestabilidades en los componentes de estudio (cuchillas y artesa).

#### 5.3.2.2. REFUERZO TRASERO

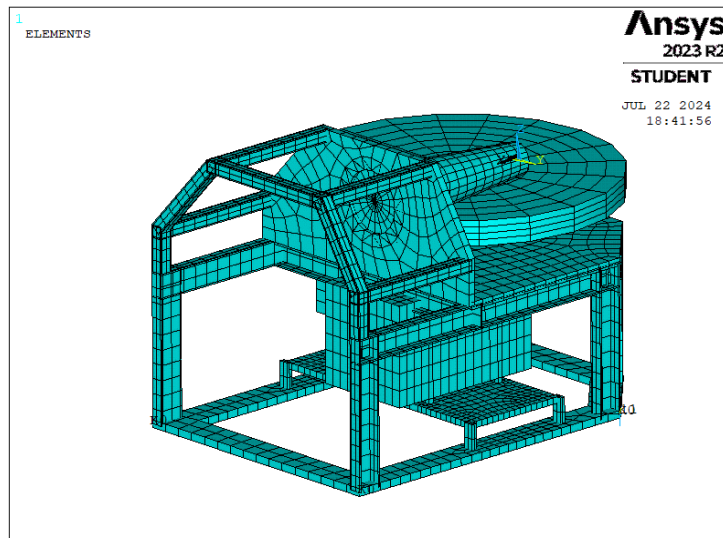


Figura 28. EPlot iteraciones intermedias refuerzo trasero enfoque perfiles estructurales

Con el fin de minimizar los desplazamientos de la estructura portante de las cuchillas y mejorar la rigidez a torsión de la parte trasera de la bancada, se generó un modelo con una estructura envolvente de perfiles cuadrados de espesor y dimensiones personalizadas a partir de un panel de 10 mm.

Desplazamientos máximos	Iteración P7	
	Cuchillas	Artesa
Casos de carga		
LC1	4,27E-05	1,65E-05
LC2	3,57E-05	4,25E-05
LC3	2,97E-06	3,05E-05
MASA TOTAL	1417,25	

Tabla 14. Comparativa iteraciones intermedias refuerzo trasero desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales

Esta modificación tal y como se aprecia en la tabla anterior aumenta los desplazamientos de la artesa, manteniéndolos en valores permisivos, y aumenta el peso total de la estructura considerablemente.

### 5.3.3. ENFOQUES LOCALES

#### 5.3.3.1. ENFOQUE LOCAL: ARTESA

Al igual que con el uso de paneles, en la siguiente iteración se ha decidido centrarnos en el panel de la artesa introduciendo refuerzos transversales. La siguiente imagen muestra a nivel visual el uso de dichos refuerzos sobre el panel horizontal de la artesa.

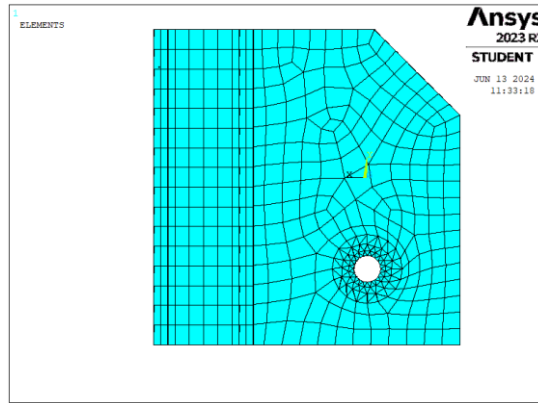


Figura 29. EPLOT iteraciones intermedias enfoque local artesa enfoque perfiles estructurales

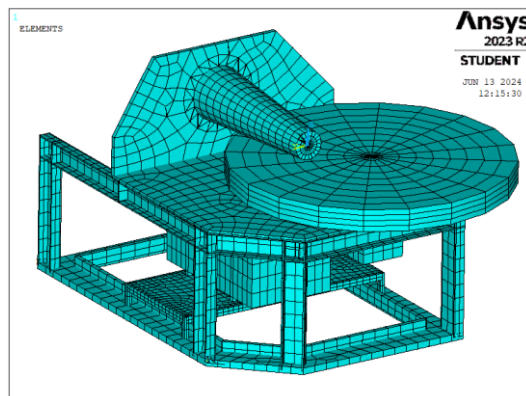
Esto, tal y como se observa en la tabla de desplazamientos, produce una mejora considerable en la reducción de los desplazamientos de la artesa como era de esperar.

Desplazamientos máximos	Iteración P3	
	Cuchillas	Artesa
Casos de carga		
LC1	3,81E-05	1,01E-05
LC2	3,15E-05	2,87E-06
LC3	4,40E-06	5,14E-07
MASA TOTAL	1205,6	

Tabla 15. Comparativa iteraciones intermedias refuerzos transversales artesa

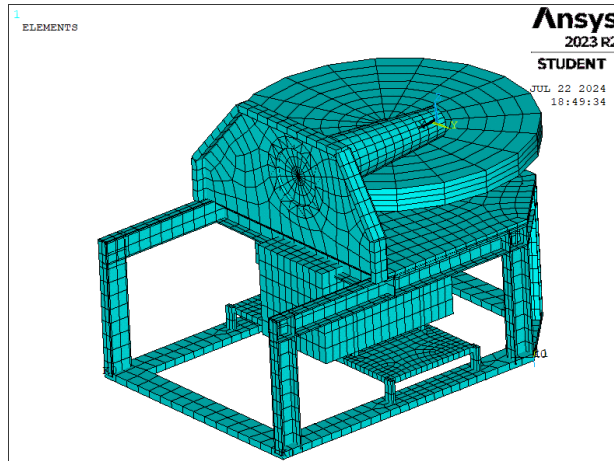
### 5.3.3.2. ENFOQUE LOCAL: NERVADURAS

Se han generado varios modelos con nervaduras, para ver como individualmente afectaban a la estructura y como en conjunto. Se empezó con una nervadura vertical en el perímetro interior del panel inferior (IteracionP5.1). Posteriormente se añadió una nervadura en el perímetro de estructura portante de cuchillas (IteracionP7.2).



IteracionP5.1: Rigidizadores perímetro interior panel inferior





IteracionP7.2: Rigidizadores perímetro estructura portante cuchillas

Figura 30. EPlot iteraciones intermedias enfoque local nervaduras enfoque perfiles estructurales

Desplazamientos máximos	Iteración P5.1		Iteración P7.2	
	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
Casos de carga				
LC1	5,03E-05	1,72E-05	5,71E-05	1,56E-05
LC2	3,58E-05	4,22E-05	4,98E-05	3,83E-05
LC3	4,12E-05	3,12E-05	4,03E-05	1,90E-05
MASA TOTAL	1317,84		1413,80	

Tabla 16. Comparativa iteraciones intermedias enfoque local nervaduras desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales

Analizando los resultados de ambas iteraciones, la mejora se condensa principalmente en el iteracionP7.2 en los desplazamientos de las cuchillas. Esta zona crítica se ve rigidizada dada la eficiencia del refuerzo en dicho componente. No obstante, el refuerzo perimetral del panel inferior no supone mejoras a la estructura.

#### 5.3.4. PROPUESTAS DE MODIFICACIONES

##### 5.3.4.1. MODIFICACIÓN SOPORTE MOTOR PRINCIPAL

Se ha querido analizar una modificación significativa en el diseño estructural que afecta principalmente al soporte del motor principal. Inicialmente, el motor estaba asentado sobre un panel metálico anclado en sus cuatro extremos. En la nueva configuración, este panel ha sido reemplazado por dos perfiles laterales en forma de C, con un panel metálico centrado entre ellos que sirve como base para el motor principal.

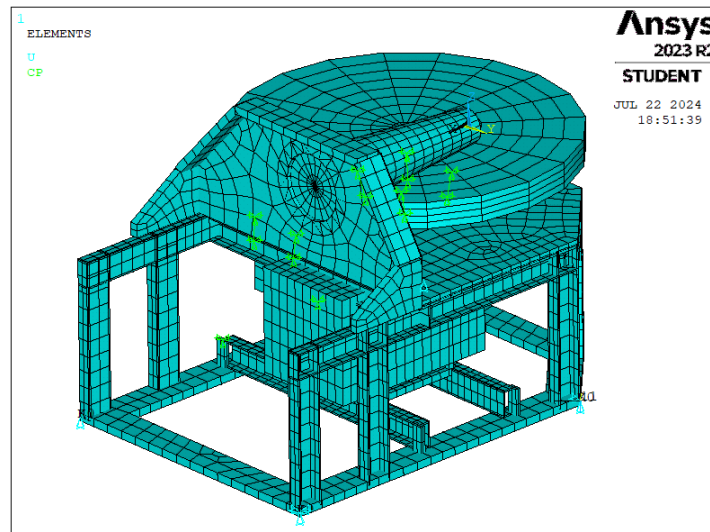
El uso de perfiles en C proporciona una mayor rigidez lateral, lo que reduce la flexión y el pandeo en comparación con un panel metálico plano. Esto es especialmente importante para soportar las cargas dinámicas generadas por el motor durante su funcionamiento.

### 5.3.4.2. REFUERZO PERFILES VERTICALES CON NERVADURAS CUCHILLAS

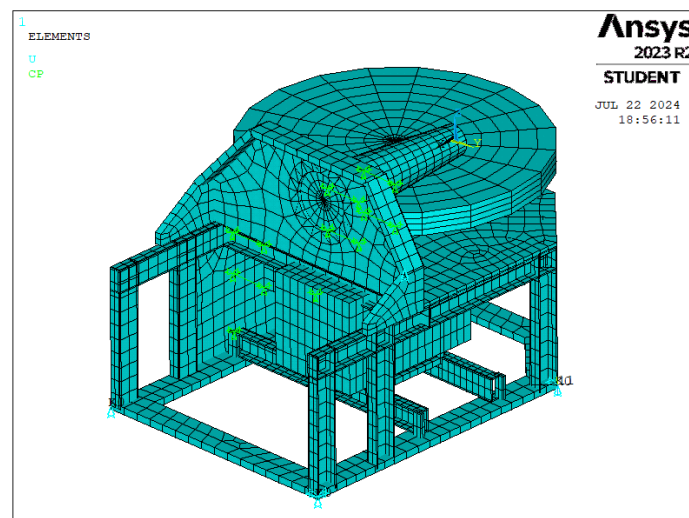
Debido al peso de la estructura portante de las cuchillas y que el momento máximo del voladizo se produce en la base de las cuchillas, se ha implementado un refuerzo con perfiles en C verticales. La ubicación de estos perfiles se ha hecho de forma que mantenga libre los accesos laterales sin perturbar las restricciones geométricas definidas.

Las siguientes dos iteraciones presentan la misma geometría base, con refuerzos en la estructura portante de las cuchillas. pero disponen de una diferencia clave, el anclaje del motor reductor.

En la IteracionP7.8 el anclaje es el convencional, al panel horizontal de la artesa. En cambio, la IteracionP7.85 plantea la reubicación del anclaje al panel lateral tal y como se analizó en el apartado de paneles metálicos.



IteracionP7.8



### IteracionP7.85

Figura 31. EPLOT propuestas de modificaciones enfoque perfiles estructurales

Desplazamientos máximos	Iteración P7.8		Iteración P7.85	
	Cuchillas	Artesa	Cuchillas	Artesa
Casos de carga				
LC1	5,953E-05	1,127E-05	4,330E-05	1,472E-04
LC2	1,517E-05	5,572E-05	3,561E-05	5,979E-06
LC3	4,783E-07	4,683E-05	1,474E-06	7,627E-05
MASA TOTAL	1.417,71		1588,996	

Tabla 17. Comparativa propuestas modificaciones desplazamientos máximos enfoque perfiles estructurales

Observando los desplazamientos obtenidos, se aprecia un aumento considerable de la masa total. Esto se puede regular en el apartado de optimización optando a valores de espesores más idóneos y permitiéndonos minimizar la masa total manteniendo la rigidez de la estructura. A su vez, vemos que los desplazamientos de la IteracionP7.8 se han reducido considerablemente dándonos una propuesta valida acorde a los objetivos y restricciones definidas.

#### 5.4. COMPROBACION FRECUENCIAS NATURALES PERFILES EN C FRENTE A PANELES METALICOS

Al analizar las frecuencias naturales obtenidas de los primeros 18 modos para ambos enfoques (paneles y perfiles), se observa que los perfiles en C presentan valores inferiores de frecuencias naturales. Este resultado no es ideal para mejorar la banda de frecuencia entre 0 y 150 Hz. Sin embargo, los perfiles en C ofrecen numerosas ventajas en la ingeniería estructural que los hacen más beneficiosos en comparación con los paneles metálicos.

Los perfiles en C ofrecen una alta relación resistencia-peso debido a su forma optimizada, que distribuye el material de manera eficiente para soportar flexión y torsión. Comparativamente, los paneles metálicos requieren más material para alcanzar la misma rigidez, aumentando peso y costo.

Los perfiles en C, cuando están bien diseñados y soportados, tienen un buen comportamiento frente al pandeo lateral y torsional. En contraste, los paneles metálicos pueden necesitar refuerzos adicionales para evitar el pandeo, complicando su diseño y aumentando los costos.

Los perfiles en C son altamente versátiles y están disponibles en diversas dimensiones y espesores, lo que permite su uso en múltiples aplicaciones estructurales como vigas, columnas y refuerzos. Los paneles metálicos, por su rigidez y forma, tienen una aplicabilidad más limitada.

### 5.4.1. PERFIL EN C

- Momento de inercia I

$$I_{al\grave{a}s} = 2 \left( \frac{bt^3}{12} + Ad^2 \right); \text{ donde } A = b t \text{ y } d = \frac{h_w}{2} + \frac{t}{2}$$

$$I_{alma} = \frac{th_w^3}{12}; \text{ donde } h_w = h - 2t$$

A es la distancia desde el eje neutro al centroide del área de las alas y d es la mitad de la altura del alma más la mitad del espesor del ala.

Con los datos geométricos del perfil en C obtenemos los valores de los momentos de inercia:

$$I_{al\grave{a}s} = 2 \left( \frac{0.05 \cdot 0.006^3}{12} + (0.05 \cdot 0.006) \cdot \left( \frac{0.088}{2} + \frac{0.006}{2} \right)^2 \right) = 1.3272E - 6 \text{ m}^4$$

$$I_{alma} = \frac{0.006 \cdot 0.008^3}{12} = 2.046E - 8 \text{ m}^4$$

$$I_{total} = I_{al\grave{a}s} + I_{alma} = 1.34766E - 6 \text{ m}^4$$

- Masa por unidad de longitud ( $\mu$ )

Para obtener ( $\mu$ ) se calcula el área de la sección transversal y se multiplica por su densidad

$$A = 2(b \cdot t) + t h_w = 2(0.05 \cdot 0.006) + 0.006 \cdot 0.088 = 0.001128 \text{ m}^2$$

$$\mu = \rho \cdot A = 7930 \cdot 0.001128 = 8.94864 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

La fórmula para la frecuencia natural fundamental de una viga simplemente apoyada es la siguiente:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1^2 \cdot E \cdot I}{\mu \cdot L^4}}; \text{ donde } k_1 \approx 4.73 \text{ para el primer modeo de vibracion}$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4.73^2 \cdot 1.93 E11 \cdot 1.34766 E - 6}{8.94864 \cdot 1.3^4}} \approx 75.97 \text{ Hz}$$

#### 5.4.2. PANEL METALICO

Para obtener la frecuencia natural asociada a un panel metálico con mismo espesor superficie empleada que el perfil en C, se emplean las propiedades de vibración de placas. Donde se define que, para un panel rectangular simplemente apoyado por sus 4 extremos, la formula general para la frecuencia natural es la siguiente:

$$f = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}} ; \text{ donde } D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \nu^2)} \text{ es la rigidez a flexion del panel}$$

$$D = \frac{1.93E11 \cdot 0.006^3}{12(1 - 0.3^2)} = 3.818 E + 3 Nm$$

$$f = \frac{\pi}{2 \cdot 1.3^2} \sqrt{\frac{3.818 E + 3}{7930 \cdot 0.006}} \approx 8.33 Hz$$

Dado a que el soporte estructural que puede dar un panel de espesor 6 mm es considerablemente más reducido al de un perfil modelado para que aguante cargas minimizando su masa transversal, se procede a calcular la frecuencia natural de un panel de espesor 20mm como opción un tanto más equivalente.

$$D = \frac{1.93E11 \cdot 0.02^3}{12(1 - 0.3^2)} = 1.414 E + 5 Nm$$

$$f = \frac{\pi}{2 \cdot 1.3^2} \sqrt{\frac{3.818 E + 3}{7930 \cdot 0.02}} \approx 27.38 Hz$$

Dado a que en los perfiles en C se encuentra una mayor masa alejado de su eje neutro, esto nos proporciona una rigidez a flexión mayor que los paneles metálicos contribuyendo a un momento de Inercia mayor y por ende mayores frecuencias naturales. Pero esto se debe para nuestro caso específico con condiciones de contorno establecidas. Cuando se encuentran acoplamientos y uniones entre diferentes elementos, la rigidez del conjunto varia complicando sustancialmente el cálculo de estas frecuencias naturales.

Por ello, no se trata de una respuesta directa, de todas formas, debido a las ventajas del uso de los perfiles en C se optará por su utilización como estructura externa de la maquina picadora industrial.

## 6. PROCESO DE OPTIMIZACION

El proceso de optimización del diseño en ingeniería estructural busca mejorar las prestaciones de una estructura, minimizando o maximizando ciertos parámetros de interés, respetando simultáneamente las restricciones impuestas por el diseño.

En el presente proyecto se ha utilizado el software modeFRONTIER para realizar un proceso de optimización enfocado en ciertos paneles metálicos estructurales de una máquina picadora industrial. El diseño preliminar, que cumple con las condiciones de diseño y restricciones geométricas, sirve como punto de partida para esta optimización.

Partiendo del diseño preliminar, se generarán múltiples variantes que presentan diferencias en las variables de entrada definidas, en este caso, los espesores de los paneles estructurales. Estas variantes se crean automáticamente mediante la manipulación sistemática de las variables dentro de los rangos permitidos. Los diseños que cumplen con todos los criterios son considerados válidos, mientras que aquellos que no los cumplen serán descartados.

### 6.1. OBJETIVOS

Como objetivos en el proceso de optimización nos hemos centrado en la minimización de la masa total de la estructura y la restricción de los desplazamientos de nodos críticos del conjunto.

### 6.2. DEFINICION DE PARAMETROS DE DISEÑO

La pestaña Workflow define el espacio de diseño y donde se definirán todos los parámetros necesarios. Se incluirán las variables de entrada y salida, los objetivos de diseño y las restricciones de diseño que sean necesarias para dirigir el proceso de optimización en la dirección correcta.

La siguiente tabla recoge todos los parámetros de diseño empleados de forma visual separados en columnas.

<b>Input Variables</b>	<b>Output Variables</b>	<b>Design Constraint</b>	<b>Design Objective</b>
X1: Espesor panel artesa	MASA	DesplazPositivo	MinimizeM
X2: Espesor estructura cuchillas	UX_LC1	DesplazNegativo	MinimizeU
X3: Espesor panel inferior	UX_LC2		
X4: Espesor refuerzos cuchillas	UX_LC3		
X5: Espesor panel lateral	UZ_LC1		
X6: Espesor refuerzo panel inf	UZ_LC2		
	UZ_LC3		

*Tabla 18. Variables, restricciones y objetivos de optimización*

Una vez definidos los parámetros de diseño, se procede a crear el espacio de trabajo mediante la unión de los bloques lógicos. Primero se han definido los espesores de los paneles designados como x1, x2, x3, x4 y x5. Estas variables, denominadas **input variables**, definen los espesores de los paneles asociados. Se incluye el rango válido de valores y el tipo de variables de las que se tratan, en nuestro caso variables discretas con una variación de 5 mm con un valor mínimo de 10 mm y máximo de 30mm tal y como se ha definido en los materiales disponibles a emplear.

Se debe de incluir un nodo más, designado como **Support File** que recoge la geometría de la estructura y que sirve como ruta para que modeFrontier pueda acceder a ella.

Posteriormente, las **output variables** son definidas. En nuestro caso tenemos la variable MASA y los valores de cada desplazamiento en la dirección X y Z para los 3 casos de carga del problema. La variable MASA se ha definido como un objetivo de diseño para minimizar, al igual de los desplazamientos. Por último, en lo que respecta a las variables de trabajo, se han definido rangos operativos válidos para los desplazamientos. Estos rangos corresponden a **constraint** que delimitan el rango válido.

A nivel visual, la Figura 34 muestra las restricciones de desplazamientos, no obstante, tal y como se ha definido en la macro de ANSYS, los resultados de desplazamientos que obtenemos corresponden a la amplitud del desplazamiento, con lo que atendemos al módulo del desplazamiento.

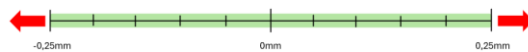


Figura 32. Rango desplazamientos permisible

Name	Label	Type	Default value	Unit of measure	Expression	Lower bound	Upper bound	Central value	Delta value	Base	Step	Format	Tolerance
x1	Panel Artesa	Var - Discrete ordered	0.00000	m		0.0100000	0.0300000	0.0200000	0.0099999	5	0.005000000	%g	0.00000
x2	Panel Cuchillas	Var - Discrete ordered	0.00000	m		0.0100000	0.0300000	0.0200000	0.0099999	5	0.005000000	%g	0.00000
x3	Panel Inferior	Var - Discrete ordered	0.00000	m		0.0100000	0.0300000	0.0200000	0.0099999	5	0.005000000	%g	0.00000
x4	Panel Refuerzo	Var - Discrete ordered	0.00000	m		0.0100000	0.0300000	0.0200000	0.0099999	5	0.005000000	%g	0.00000
x5	Panel Lateral	Var - Discrete ordered	0.00000	m		0.0100000	0.0300000	0.0200000	0.0099999	5	0.005000000	%g	0.00000

Name	Label	Unit of measure	Format	Description
1	MASA	Masa Total	kg	%g
2	UX_LC1	Desplz UX Frec1	m	%g
3	UX_LC2	Desplz UX Frec2	m	%g
4	UX_LC3	Desplz UX Frec3	m	%g
5	UZ_LC1	Desplz UZ Frec1	m	%g
6	UZ_LC2	Desplz UZ Frec2	m	%g
7	UZ_LC3	Desplz UZ Frec3	m	%g

Enabled	Name	Label	Expression	Type	Limit	Tolerance	Unit of measure	Format	Description
<input checked="" type="checkbox"/>	DesplazPositivo		UX_LC1UX_LC2UX_LC3UZ_LC1UZ_LC2UZ_LC3	Less than	0.000250000	0.00000	m	%g	
<input checked="" type="checkbox"/>	DesplazNegativo		UX_LC1UX_LC2UX_LC3UZ_LC1UZ_LC2UZ_LC3	Greater than	-0.000250000	0.00000	m	%g	

Enabled	Name	Label	Expression	Unit of measure	Type	Format	Description
<input checked="" type="checkbox"/>	MinimizeM		MASA		Minimize	%g	
<input checked="" type="checkbox"/>	MinimizeU		UX_LC1UX_LC2UX_LC3UZ_LC1UZ_LC2UZ_LC3		Minimize	%g	

Figura 33. Definición de variables, restricciones y objetivos en interfaz modeFRONTIER

### 6.2.1. MODEFRONTIER WORKFLOW

Una vez que todas las variables y objetivos han sido claramente definidos, se procede a establecer el flujo de trabajo. El primer paso consiste en añadir un nodo de inicio de programación, conocido como **SchedulingStart**. Este nodo controla la definición de la tabla de experimentos de la primera iteración y como los siguientes se generarán a partir de este. En las propiedades de **SchedulingStart**, se selecciona el algoritmo MOGA-II (Multi-Objective Genetic Algorithm II), configurado de manera autónoma para gestionar la optimización de múltiples objetivos simultáneamente.

Para lograr la integración entre ANSYS APDL y modeFRONTIER, es esencial asegurar una correcta transmisión de información entre ambos softwares. Este proceso se lleva a cabo mediante un nodo de transferencia de archivos genérico, denominado **EasyDriver**.

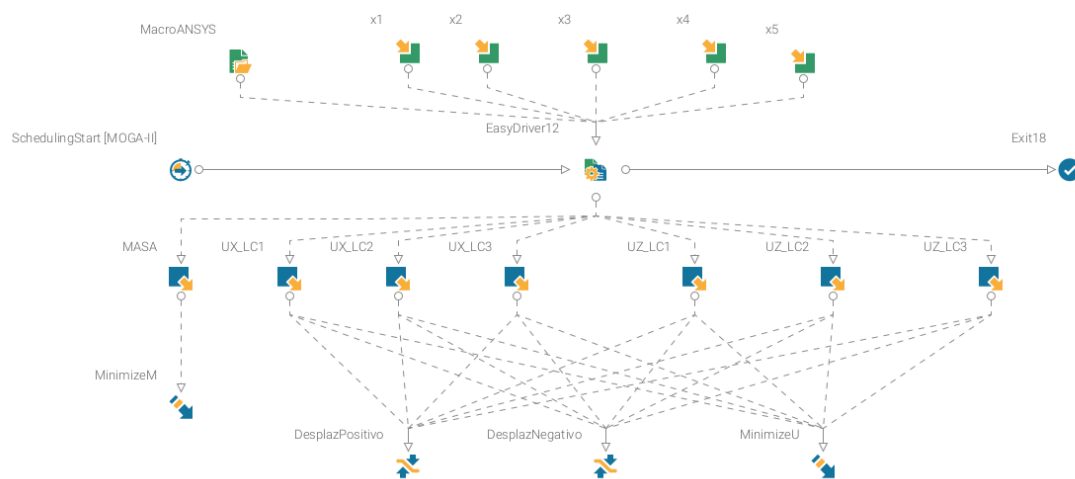


Figura 34. Nodos de conexión modeFRONTIER

### 6.2.2. CONFIGURACION DEL EASYDRIVER

El nodo EasyDriver facilita la comunicación bidireccional, permitiendo que los datos necesarios fluyan sin interrupciones desde ANSYS APDL hacia modeFRONTIER y viceversa.

#### - Define Parameters - Input template

Se define el archivo de macro que contiene la geometría completa del conjunto. Este archivo servirá como base para realizar los diseños intermedios. Una vez especificada la ruta y el archivo correspondiente, es necesario definir las variables de entrada como parámetros en modeFRONTIER. Estas variables de entrada se relacionarán posteriormente con las variables de entrada definidas en los nodos del workflow.



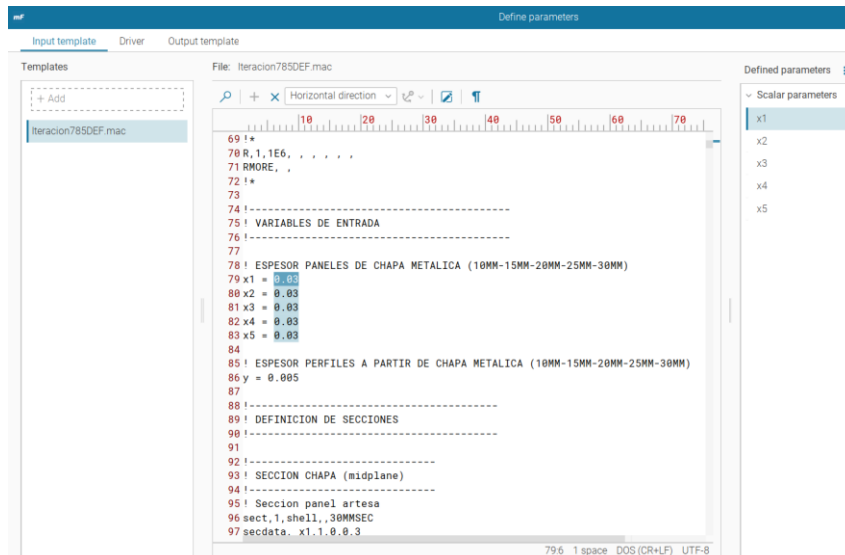


Figura 35. Input template EASYDRIVER

#### - Define Parameters - Driver

En esta pestaña se especifican la ruta y las acciones que se ejecutarán durante el proceso de optimización. En nuestro caso, se ha definido la ruta para ejecutar ANSYS en modo batch. Además, se ha designado el archivo de macro que contiene la geometría como archivo de entrada (input file) y el archivo output.dat, que contiene el código ejecutado de la macro, como archivo de salida (output file).

```
1 "C:\Aplicaciones\ANSYS Inc\v232\ansys\bin\winx64\ANSYS232.exe" -b -i "Iteracion785DEF.mac" -o "output.dat"
2
3 echo finish
```

Figura 36. Driver EASYDRIVER

#### - Define Parameters - Output template

En esta última pestaña se definen los archivos de salida que genera la macro de la geometría. En nuestro caso, hemos generado dos archivos de salida que contienen a su vez las output variables definidas en el workflow. Dichos archivos deben de incluirse en la ruta de la macro, y se tomaran como ejemplo para indicar al algoritmo de modeFRONTIER, en que posiciones de cada fichero se encuentran los valores a analizar. Para ello, se definen los parámetros asociados a dichas outputs variables.

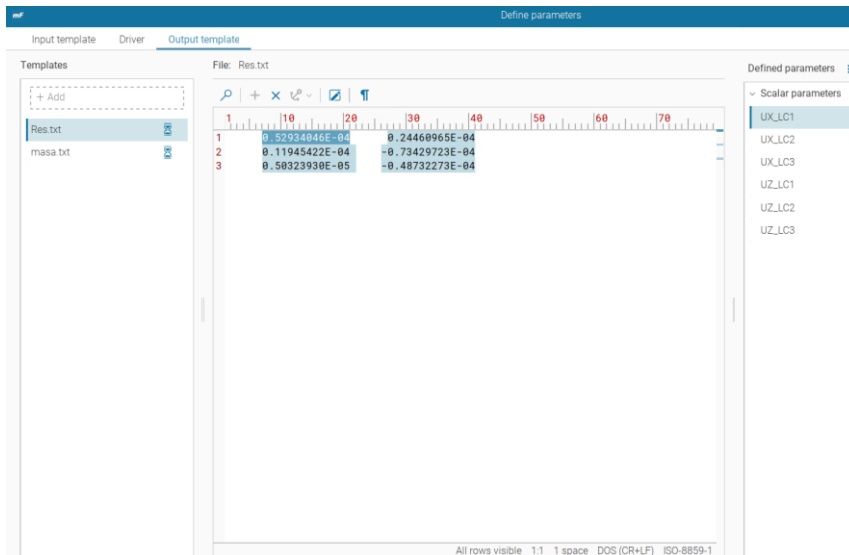


Figura 37. Output template EASYDRIVER

Una vez definidos todos los parámetros que controlan el nodo EasyDriver, queda relacionar los parámetros definidos en este con las input y output variables definidas en los nodos del workflow. Esto se hace en la pestaña Parameter Chooser, haciendo click en Introspection.

En esta pestaña se relacionan tanto los parámetros de entrada con las input variables como los parámetros de salida con las output variables.

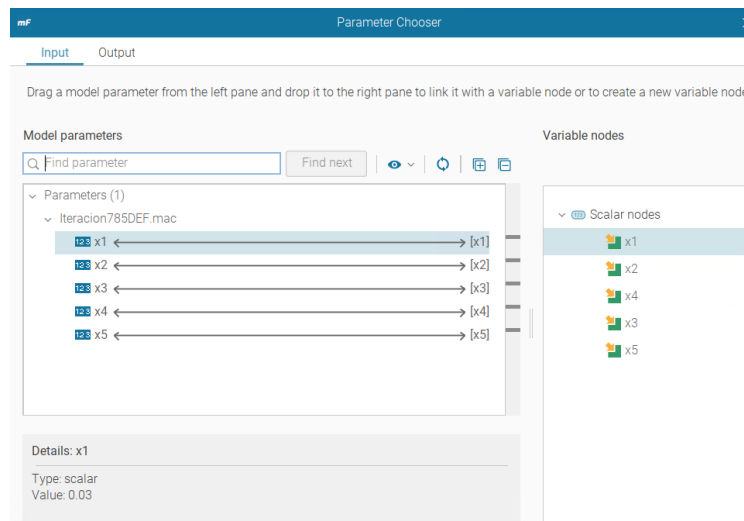


Figura 38. Parameter Chooser Input Variables

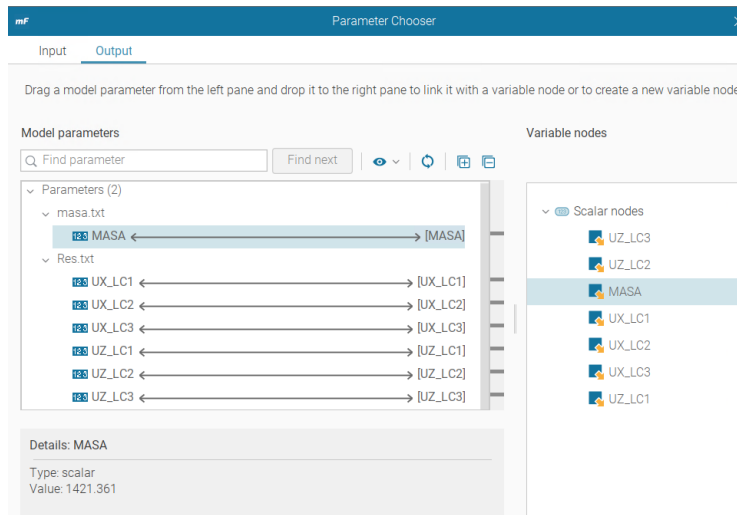


Figura 39. Parameter Chooser Output Variables

La pestaña Run nos permite realizar un seguimiento continuo del proceso analizando cada experimento creado en el momento de su generación. Tan sencillo como seleccionar el experimento deseado en la ventana de **Design List**, y analizar los resultados de los ficheros de salida en el **Design Files**, que te permite la navegación a través de los ficheros de cada carpeta de experimentos.

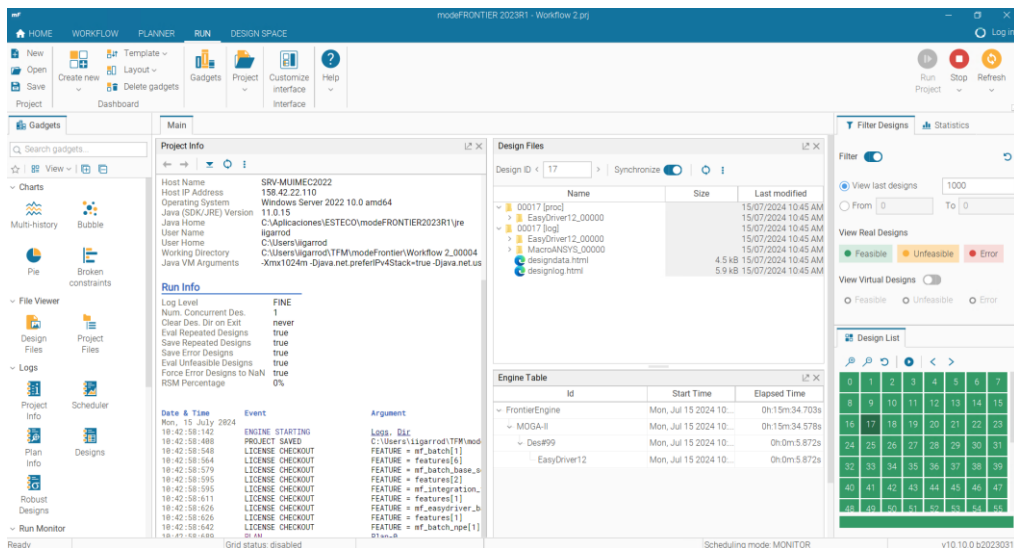


Figura 40. Distribución pestaña RUN

Tras lanzar varias optimizaciones de prueba para la familiarización con el software de modeFRONTIER, se ha llegado a la conclusión que partir de un diseño en la iteración inicial que cumpla con las restricciones definidas ayuda mucho a la convergencia del proceso iterativo. Tal es el caso, que en ciertos procesos no se producía convergencia hasta una generación elevada de experimentos.

Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne industrial: solución 1

La definición de la ruta de salida es crucial, ya que en función de la complejidad de la geometría analizada y de los ficheros dependientes, pueden darse tamaños de carpetas exorbitados, y producir una parada no deseada del proceso no deseada al no tener suficiente espacio en la ruta definida.

### 6.3. OPTIMIZACION MODEFRONTIER 1 (Design250)

El primer proceso de optimización se lanzó con la macro asociada a la Iteracion7.8. Dicho modelo cumplía con las restricciones geométricas, de modo que los experimentos creados cumplían a su vez con las restricciones definidas en el Workflow.

En la siguiente Figura 41, se muestra la evolución de los diseños generados por el algoritmo Moga II. Dado al elevado número de diseños generados, y queriendo minimizar los desplazamientos de las cuchillas, se hace un filtrado de aquellos que contengan los mínimos valores de desplazamientos. De esta forma reducimos el número de diseños en esta primera etapa de filtrado.

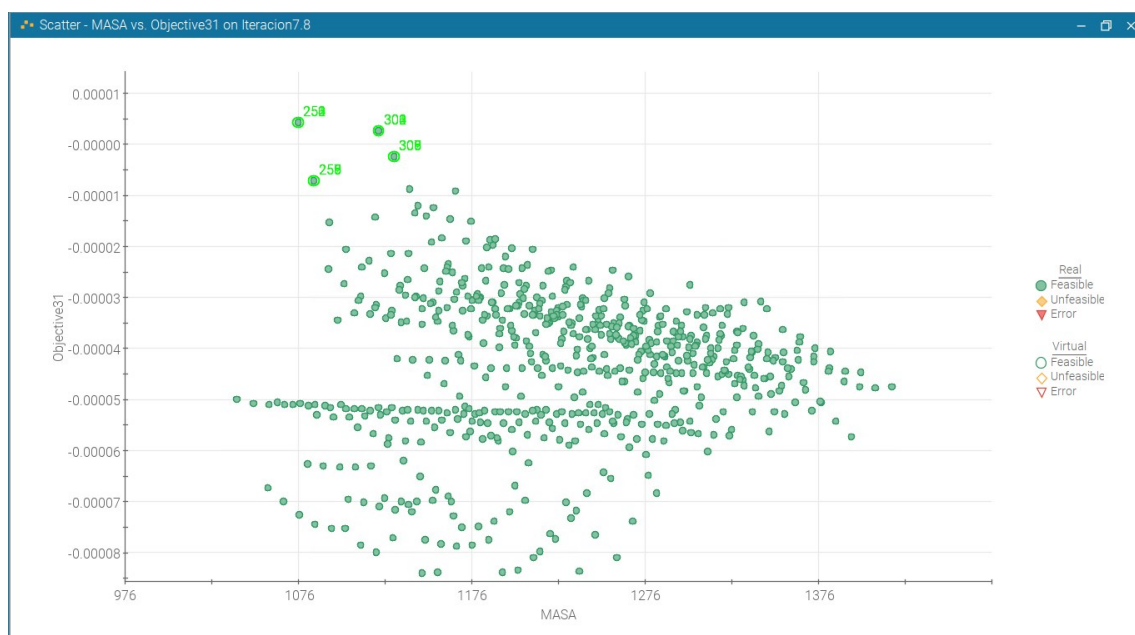


Figura 41. MinimizeU- Masa: Experimentos Proceso de optimización 1

De esta forma analizamos los diseños superiores que contienen los desplazamientos mínimos y a su vez valores bajos de masa del conjunto.

Como segunda etapa de filtrado, dado a que tenemos definida la creación de un fichero que nos da los desplazamientos UY y UZ para los tres casos de carga, generamos una expresión que haga

Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne industrial: solución 1

el sumatorio de todos los desplazamientos, en valor absoluto al tratar con amplitudes, y así observar de los diseños filtrados cual es el que presenta el valor mínimo.

$$1 \text{ abs}(UX\_LC1) + \text{abs}(UX\_LC1) + \text{abs}(UX\_LC2) + \text{abs}(UX\_LC3) + \text{abs}(UZ\_LC1) + \text{abs}(UZ\_LC2) + \text{abs}(UZ\_LC3)$$

*Ecuación 1. Objetivo 2do Filtrado: Sumatorio desplazamientos*

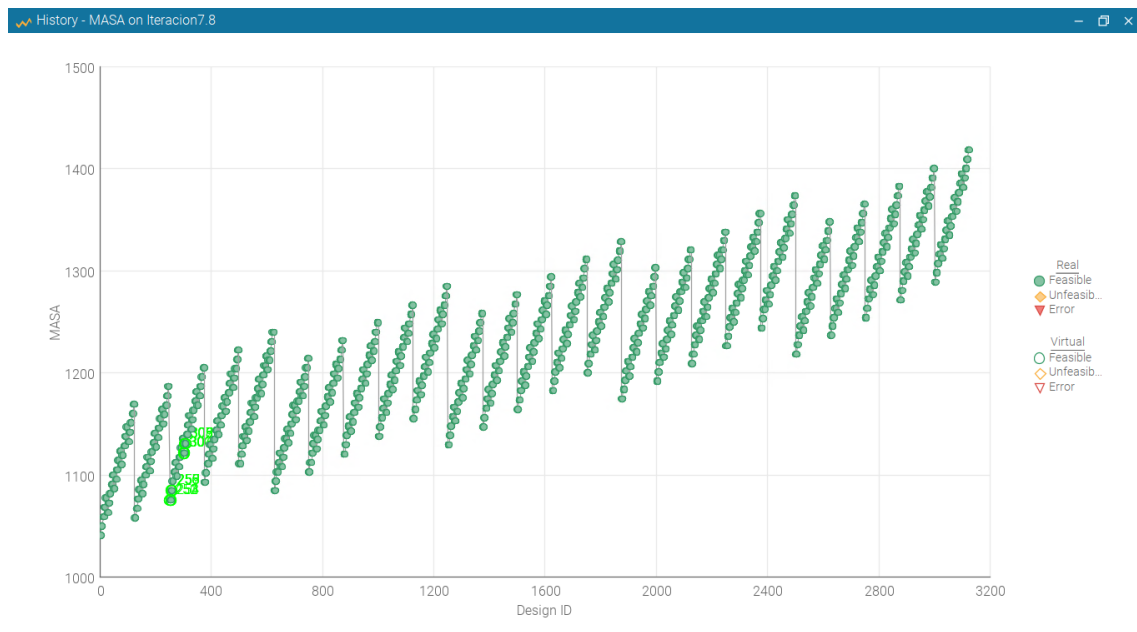
	ID	x1	x2	x3	x4	x5	MA...	UX_LC1	UX_LC2	UX_LC3	UZ_LC1	UZ_LC2	UZ_LC3	Default_Exp1
1	<input checked="" type="checkbox"/>	250	0.010...	0.020...	0.010...	0.010...	1075.65	1.87329e-05	2.07758e-05	1.36673e-06	-4.51510e-05	-2.50133e-05	4.30046e-06	0.000134073
2	<input checked="" type="checkbox"/>	305	0.010...	0.020...	0.020...	0.015...	1130.99	-1.09612e-05	2.38690e-05	4.55201e-06	-4.92666e-05	-3.80210e-05	-2.49426e-06	0.000140125
3	<input checked="" type="checkbox"/>	300	0.010...	0.020...	0.020...	0.010...	1121.84	3.10867e-05	2.20833e-05	4.44733e-06	-4.79504e-05	-2.49394e-05	2.76613e-06	0.000164360
4	<input checked="" type="checkbox"/>	255	0.010...	0.020...	0.010...	0.015...	1084.80	4.16946e-05	3.31996e-05	1.67198e-06	-5.70038e-05	-2.65112e-05	-7.10353e-06	0.000208879

*Figura 42. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 1*

De esta forma obtenemos que el diseño más acertado es el número 250 y que no solo presenta el valor mínimo de la expresión anterior, sino también de masa total del conjunto.

En la tabla anterior se muestran los valores de desplazamientos para cada caso de carga, y los valores de los espesores para cada variable asociada a los paneles de la estructura.

El proceso de generación de diseños para este primero proceso de optimización ha sido variando las variables de entrada desde el valor inferior de espesor hasta el superior, con lo que no se ha producido una minimización de la masa gradual a la generación de diseños tal y como se puede observar en la siguiente figura. Esto es lógico dado a que aumentar gradualmente el valor de espesores trae consigo un aumento de la masa total del conjunto.



*Figura 43. Evolución masa total según experimentos generados*

#### 6.4. OPTIMIZACION MODEFRONTIER 2 (Design45)

Debido al buen comportamiento de la estructura al añadir refuerzos en el perímetro del panel inferior en la sección de diseño preliminar, se ha generado un nuevo proceso de optimización con las mismas etapas de filtrado y demás para ver si la respuesta del conjunto es igual de satisfactoria.

Para ello se tuvo que modificar el Workflow y añadir una nueva variable de entrada (x6) para que tuviera independencia respecto al espesor del panel inferior. Tanto la MACRO de ANSYS como los objetivos se modificaron para que cubrieran también esta nueva variable y se lanzó el proceso de optimización.

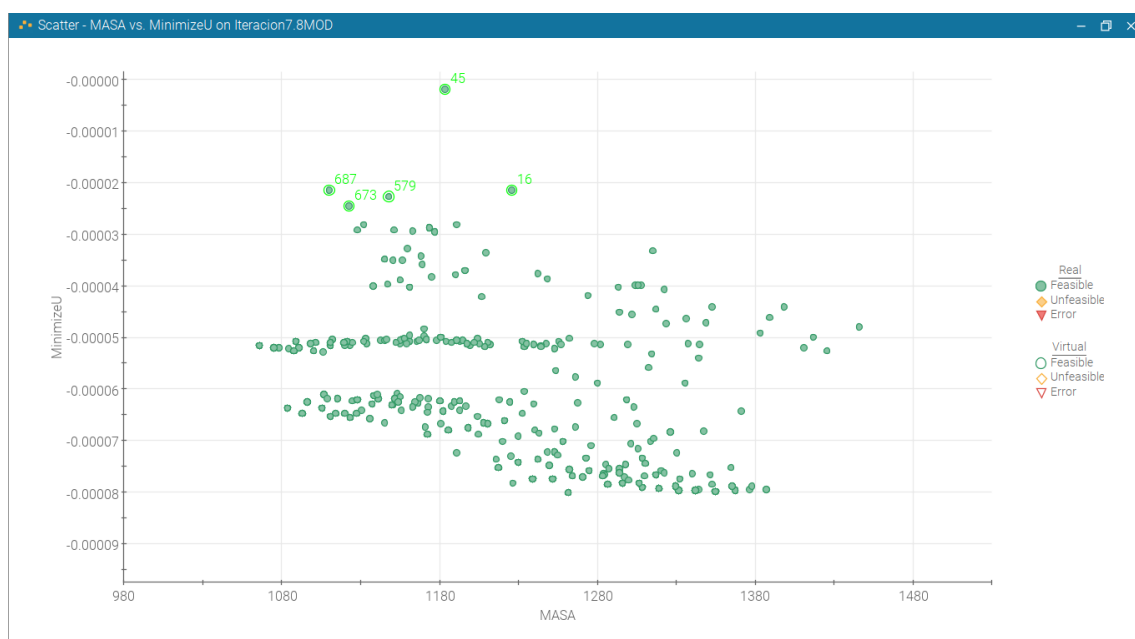


Figura 44. MinimizeU- Masa: Experimentos Proceso de optimización 2

	ID	MASA	UX_LC1	UX_LC2	UX_LC3	UZ_LC1	UZ_LC2	UZ_LC3	Default_Exp1	
1	<input checked="" type="checkbox"/>	45	1183.39	-2.27177e-05	9.48823e-06	7.84120e-06	-5.11192e-05	-6.45817e-05	-1.80626e-06	0.000157554
2	<input checked="" type="checkbox"/>	16	1225.68	6.18819e-06	3.00923e-05	9.66764e-07	-5.34796e-05	-6.36666e-05	-2.14497e-05	0.000175843
3	<input checked="" type="checkbox"/>	687	1110.08	-3.09483e-05	1.23320e-05	8.00967e-06	-6.10254e-05	-5.93947e-05	-2.14517e-05	0.000193162
4	<input checked="" type="checkbox"/>	673	1122.72	-3.28320e-05	1.14006e-05	8.30355e-06	-6.43927e-05	-6.37407e-05	-2.44901e-05	0.000205160
5	<input checked="" type="checkbox"/>	579	1148.00	-5.27235e-05	1.05408e-05	8.25361e-06	-6.38252e-05	-6.70329e-05	-2.27616e-05	0.000225138

Figura 45. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 2

#### 6.5. PROPUESTA ANCLAJE PANEL LATERAL- OPTIMIZACION 3 MODEFRONTIER (Design22)

Tras analizar la respuesta de la estructura al modificar en anclaje del motor reductor a un panel lateral, vimos cómo se mejoró la respuesta modal del conjunto e incluso se mantenía un nivel de desplazamientos muy reducido cumpliendo con creces las restricciones definidas.

Por ello se ha planteado una modificación al conjunto donde el peso del motor reductor se ve reposado sobre un panel lateral. Esta propuesta no es del todo práctica, dado a que no existe una estructura que une ambas partes, con lo que la respuesta real con un soporte intermedia diferiría en cierto modo, pero aun así es una buena forma de valorar posibles futuras modificaciones a la estructura.

Al igual que en la OPTIMIZACION MODEFRONTIER 2, el workflow se ha visto afectado, variando no solo la macro sino también los parámetros de entrada para que el panel lateral vea cambios en espesor.

Las etapas de filtrado han sido semejantes a los procesos de optimización anteriores dado a que nos permitían converger a un número reducido de diseños válidos.

		ID	MASA	UX_LC1	UX_LC2	UX_LC3	UZ_LC1	UZ_LC2	UZ_LC3 ↓	Default_Exp1
1	<input checked="" type="checkbox"/>	22	1189.93	6.00333e-06	5.29755e-06	2.65969e-06	-1.79125e-05	-4.66615e-05	-5.44417e-05	0.000132976
2	<input checked="" type="checkbox"/>	114	1172.29	1.25227e-05	6.13674e-06	1.80515e-06	-6.80567e-08	-8.11444e-05	-5.55618e-05	0.000157239
3	<input checked="" type="checkbox"/>	144	1172.29	1.25227e-05	6.13674e-06	1.80515e-06	-6.80567e-08	-8.11444e-05	-5.55618e-05	0.000157239
4	<input checked="" type="checkbox"/>	82	1197.44	1.73486e-05	9.60442e-07	4.28711e-06	-4.21840e-05	-4.81520e-05	-5.58090e-05	0.000168741
5	<input checked="" type="checkbox"/>	160	1126.19	-2.01067e-07	1.09168e-06	2.93398e-07	-6.47876e-05	-5.53350e-05	-5.00445e-05	0.000171753
6	<input checked="" type="checkbox"/>	105	1168.89	1.95756e-05	1.02129e-06	1.64168e-06	-4.04024e-05	-4.72137e-05	-6.19938e-05	0.000171849

Figura 46. Ordenación final de experimentos 2do Filtrado Proceso de optimización 3

## 6.6. VALIDACION PROPUESTAS OPTIMIZACION

A continuación, con el fin de validar las propuestas definitivas obtenidas se procede a analizar individualmente los distintos diseños obtenidos de cada proceso de optimización atendiendo a los valores de desplazamientos y masa total del conjunto, además factores como frecuencias naturales y tensiones.

Se comprobarán los valores tensiones de cada modelo. Dichos valores de tensiones, al igual que los modelos desarrollados durante el proyecto, son de orden muy bajo como para considerarlos críticos. Se ha analizado la ubicación de dicho valor máximo para cada modelo y así descartar posibles concentradores de tensiones.

A su vez se realizará un análisis estático donde se comprobará que tras aplicar una carga mayorizada se mantiene un orden de magnitudes esperado en los desplazamientos.

### 6.6.1. OPTIMIZACION MODEFRONTIER 1

Desplazamientos máximos	Iteracion 7.8	
	UY	UZ
Casos de carga		
LC1	1,87E-05	4,52E-05
LC2	2,08E-05	2,50E-05
LC3	1,37E-06	4,30E-06

MASA TOTAL	1075,647
------------	----------

Tabla 19. Desplazamientos UY y UZ Design 250 Proceso de optimización 1

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	6.2890	1	1	1	1
2	6.8113	1	1	2	2
3	8.4758	1	1	3	3
4	9.2142	1	1	4	4
5	12.190	1	1	5	5
6	14.579	1	1	6	6
7	17.939	1	1	7	7
8	28.195	1	1	8	8
9	30.029	1	1	9	9
10	30.245	1	1	10	10
11	34.810	1	1	11	11
12	42.441	1	1	12	12
13	46.901	1	1	13	13
14	51.471	1	1	14	14
15	55.091	1	1	15	15
16	56.850	1	1	16	16
17	58.436	1	1	17	17
18	60.626	1	1	18	18
19	62.594	1	1	19	19
20	66.740	1	1	20	20
21	67.299	1	1	21	21
22	69.528	1	1	22	22
23	69.987	1	1	23	23
24	72.963	1	1	24	24
25	76.774	1	1	25	25
26	77.028	1	1	26	26
27	77.423	1	1	27	27
28	78.688	1	1	28	28
29	87.201	1	1	29	29
30	88.796	1	1	30	30

Modo 14: Flexión panel inferior lado sin accesos

Modo 15: Flexión panel inferior lado sin accesos y frontal (+artesa torsión vertical)

Modo 16: Flexión panel inferior frontal y artesa

Modo 18: Crítico, artesa y cuchillas con panel inferior

Modo 20: No crítico, panel inferior frontal y motor principal leve

Modo 21: Crítico, artesa y cuchillas lateral con panel inferior frontal y posterior

Modo 24: Artesa, panel inferior posterior y lateral sin acceso con estructura portante cuchillas

Modo 27: Panel inferior completo, motor principal y panel artesa

Modo 28: Panel inferior y panel artesa

Modo 29: Cuchillas, estructura portante, panel inferior y panel artesa

Figura 47. Análisis frecuencias naturales Design 250 Proceso de optimización 1

Tras lanzar un análisis estático con una carga puntual mayorizada respecto a los casos de carga reales, se observa que el orden de magnitudes de los desplazamientos en las cuchillas se mantiene igual que en la primera iteración.

UZ	7,30E-04
UY	3,27E-05

Tabla 20. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 250 Proceso de optimización

1

Aun superando el valor permisivo definido en las restricciones de diseño, este análisis se realiza para ver si habiendo diseñado la estructura para vencer los casos armónicos, la estructura frente a una carga puntual podría mantener su rigidez estructural sin entrar en inestabilidades.



La componente vertical es la más crítica tal y como se ha mencionado a lo largo del proyecto ya que las cargas aplicadas siguen dicha dirección, quedando la componente lateral en segundo plano aun considerándose también en el análisis.

A continuación, se muestran los valores máximos de tensiones de Von Mises, en Pascales, para los 3 casos de carga armónicos analizados.

LC1	8,93E+06
LC2	8,16E+06
LC3	5,26E+06

Tabla 21. Valores maximos VM Opt1

### 6.6.2. OPTIMIZACION MODEFRONTIER 2

Desplazamientos máximos	Iteracion7.8MOD	
Casos de carga	UY	UZ
LC1	2,27E-05	5,11E-05
LC2	9,49E-06	6,46E-05
LC3	7,84E-06	1,81E-06
MASA TOTAL	1183,386	

Tabla 22. Desplazamientos UY y UZ Design 45 Proceso de optimización 2

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	8.4523	1	1	1
2	10.143	1	2	2
3	12.044	1	3	3
4	14.028	1	4	4
5	22.011	1	5	5
6	26.093	1	6	6
7	29.207	1	7	7
8	32.005	1	8	8
9	36.663	1	9	9
10	44.454	1	10	10
11	50.058	1	11	11
12	52.020	1	12	12
13	60.877	1	13	13
14	65.330	1	14	14
15	67.278	1	15	15
16	71.620	1	16	16
17	79.686	1	17	17
18	82.389	1	18	18
19	84.827	1	19	19
20	86.950	1	20	20
21	89.329	1	21	21
22	89.359	1	22	22
23	89.746	1	23	23
24	89.872	1	24	24
25	91.474	1	25	25
26	93.841	1	26	26
27	95.453	1	27	27
28	109.06	1	28	28
29	111.21	1	29	29
30	113.86	1	30	30

- Modo 11: Torsión artesa, panel inferior y panel artesa con estructura portante
- Modo 12: Extremo libre cuchillas, panel inferior y estructura portante cuchillas
- Modo 13: Artesa CRITICO
- Modo 14: Artesa CRITICO
- Modo 15: Motor principal
- Modo 16: Artesa y panel inferior posterior

Modo 17: Panel inferior, panel artesa y estructura portante  
 Modo 18: Panel inferior posterior  
 Modo 20: Panel inferior y cuchillas CRITICO

*Figura 48. Análisis frecuencias naturales Design 45 Proceso de optimización 2*

Este segundo modelo geométrico, analizando las frecuencias naturales obtenidas, aumenta considerablemente la separación entre resonancias a diferencia del modelo anterior, pero introduce modos de vibración críticos en la banda de trabajo. La integración del panel perimetral inferior se debía para un aumento de la rigidez a flexión del panel inferior original, pero analizando los modos de vibración se puede concluir que la mejora no ha sido tan clara como para validarla como definitiva. A parte que los desplazamientos no se ven mejorados sustancialmente considerando el incremento de masa de más de 100 kilogramos.

Respecto al análisis estático, esta segunda iteración presenta la siguiente respuesta en desplazamientos frente a la carga mayorizada.

UZ	6,62E-04
UY	1,11E-05

*Tabla 23. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 45 Proceso de optimización 2*

Se mantiene el mismo orden de magnitudes para los desplazamientos en ambas direcciones, aun presentando una mejora sutil respecto a la primera propuesta del proceso de optimización. No obstante, debido a la respuesta modal de esta iteración, esta propuesta no se considera la definitiva.

A continuación, se muestran los valores máximos de tensiones de Von Mises, en Pascales, para los 3 casos de carga armónicos analizados.

LC1	2,12E+06
LC2	9,39E+06
LC3	5,00E+06

*Tabla 24. Valores maximos VM Opt2*

### 6.6.3. OPTIMIZACION MODEFRONTIER 3

Desplazamientos máximos	Iteracion7.85	
	UY	UZ
Casos de carga		
LC1	6,00E-06	1,79E-05
LC2	5,30E-06	4,67E-05
LC3	2,66E-06	5,44E-05
MASA TOTAL	1189,93	

*Tabla 25. Desplazamientos UY y UZ Design 20 Proceso de optimización 3*

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	6.9615	1	1	1
2	8.0734	1	2	2
3	9.9071	1	3	3
4	12.709	1	4	4
5	20.966	1	5	5
6	23.570	1	6	6
7	27.659	1	7	7
8	30.179	1	8	8
9	31.561	1	9	9
10	37.591	1	10	10
11	41.386	1	11	11
12	43.885	1	12	12
13	48.736	1	13	13
14	53.644	1	14	14
15	58.221	1	15	15
16	65.937	1	16	16
17	67.945	1	17	17
18	72.574	1	18	18
19	74.431	1	19	19
20	75.938	1	20	20
21	77.852	1	21	21
22	78.702	1	22	22
23	79.333	1	23	23
24	82.645	1	24	24
25	90.178	1	25	25
26	94.327	1	26	26
27	96.835	1	27	27
28	109.37	1	28	28
29	121.30	1	29	29
30	136.62	1	30	30

- Modo 5: Desplz artesa, panel inferior y estructura portante
- Modo 6: Extremo libre cuchillas
- Modo 7: Estructura portante cuchillas y panel artesa con motor principal
- Modo 8: Cuchillas desplz oblicuo, panel inferior con motor principal y panel artesa
- Modo 9: Extremo libre cuchillas
- Modo 10: Torsión vertical artesa
- Modo 11: Parte posterior conjunto (estructura portante y panel inferior)
- Modo 12: Artesa
- Modo 14: Panel artesa y panel inferior oblicuo
- Modo 16: Panel inferior posterior y estructura portante refuerzos laterales
- Modo 17: Panel inferior posterior
- Modo 23: CRITICO despla artesa respecto a Y, panel inferior y estructura portante con panel artesa

Figura 49. Análisis frecuencias naturales Design 20 Proceso de optimización 3

Esta última propuesta con anclaje del motorreductor al panel lateral genera numerosos modos de vibración críticos en la banda de frecuencias de trabajo. Por ello las contribuciones de dichos modos se suman hasta alcanzar la frecuencia de excitación haciendo que esta propuesta no sea la más adecuada aun presentando valores de desplazamientos muy atractivos.

Al igual que en las iteraciones anteriores, los valores de desplazamientos obtenidos del análisis estático con carga mayorizada se presentan en la siguiente tabla X. Los valores han crecido con respecto a ambas iteraciones anteriores, con lo que considerando dichos valores y la mala respuesta modal la conclusión de descartar esta propuesta con respecto a la primera es clara.

UZ	9,87E-04
UY	2,36E-05

Tabla 26. Desplazamientos UY y UZ caso estático Fz=500 N Design 20 Proceso de optimización 3

A continuación, se muestran los valores máximos de tensiones de Von Mises, en Pascales, para los 3 casos de carga armónicos analizados.

LC1	5,44E+06
LC2	1,56E+07
LC3	5,70E+06

*Tabla 27. Valores maximos VM Opt3*

## 7. CONCLUSIONES

Para dar fin a este proyecto realizado, analizando los resultados obtenidos, se puede observar cómo tras la etapa de diseño preliminar la adición de la fase de optimización ha conseguido mejorar sustancialmente los resultados generando un flujo más eficiente en el diseño final del conjunto.

Se ha conseguido mejorar la respuesta del sistema reduciendo los desplazamientos críticos para los casos de carga analizados, garantizando un desempeño seguro de sus funciones. Al mismo tiempo, se ha minimizado el peso total del conjunto para los 3 procesos de optimización realizados, lo que nos indica que la ejecución de este ha sido satisfactoria aun habiendo descartado 2 de los 3 diseños finales.

Esto nos indica que la optimización es una herramienta válida para problemas de diseño como el trabajado en el presente proyecto. Simplificando el nivel de análisis previo a la optimización, como por ejemplo la selección optima de espesores, dado a que el algoritmo convergerá a dicha solución de manera correcta. No obstante, se debe de entender claramente los objetivos establecidos ya que la definición de estos implicara la claridad y validez de los resultados que nos genere. Se debe considerar también que dicha claridad en la definición de objetivos y restricciones determinaran los periodos de simulación llegando a superar las 20 horas para alguno de los ensayos realizados.

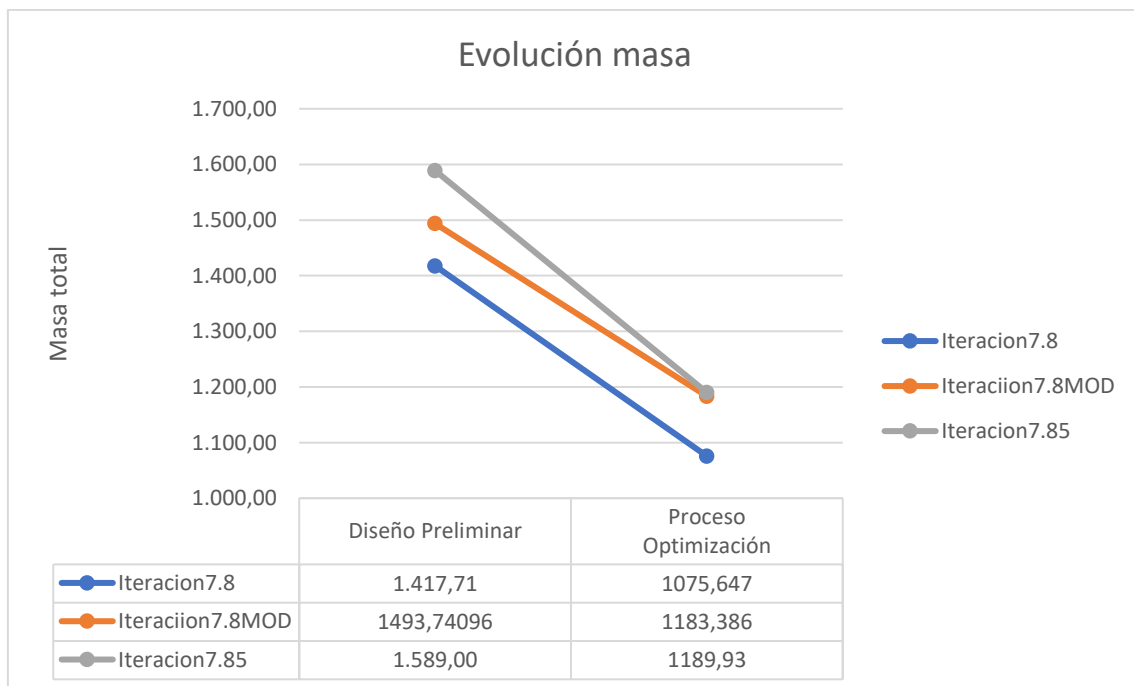


Figura 50. Evolución masa total antes y después de optimización

Se observan las siguientes reducciones de masa total en las 3 propuestas analizadas:

- 25% reducción en Iteracion7.8
- 21% reducción en Iteracion7.8MOD
- 26% reducción en Iteracion7.8

## 8. BIBLIOGRAFIA

Apuntes de la asignatura "Diseño asistido por ordenador mediante el método de los elementos finitos". Universitat Politècnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

Apuntes de la asignatura "Fatiga y Tolerancia al fallo". Universitat Politècnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

Apuntes de la asignatura "Diseño Mecánico Avanzado". Universitat Politècnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). Shigley's mechanical engineering design (10.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill.

Ansys Inc. (2023). Ansys 2023 R1 User Manual. ANSYS Inc.

9. ANEXOS

9.1. MACRO MODELO DEFINITIVO

[MACROD250.txt](#)

9.2. CARPETA COMPRIMIDA CON WORKFLOW 2 Y DISEÑOS 250, 22 Y 45

[modeFrontier.zip](#)

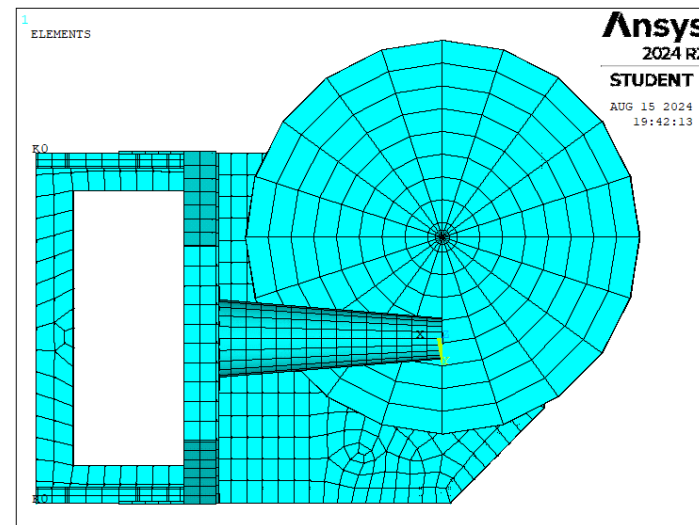
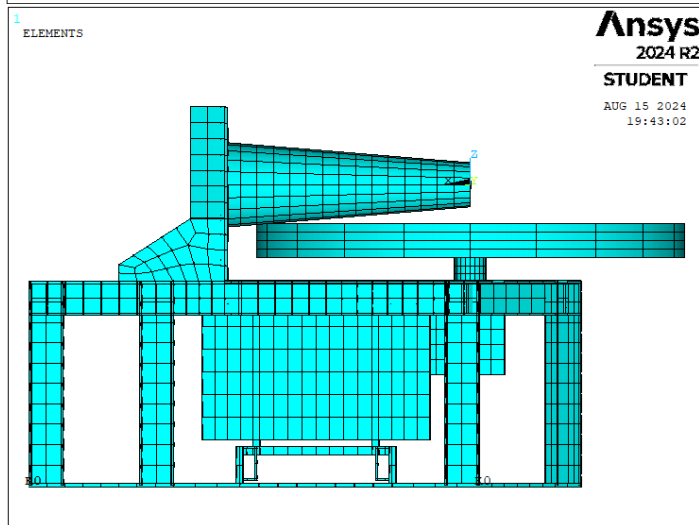
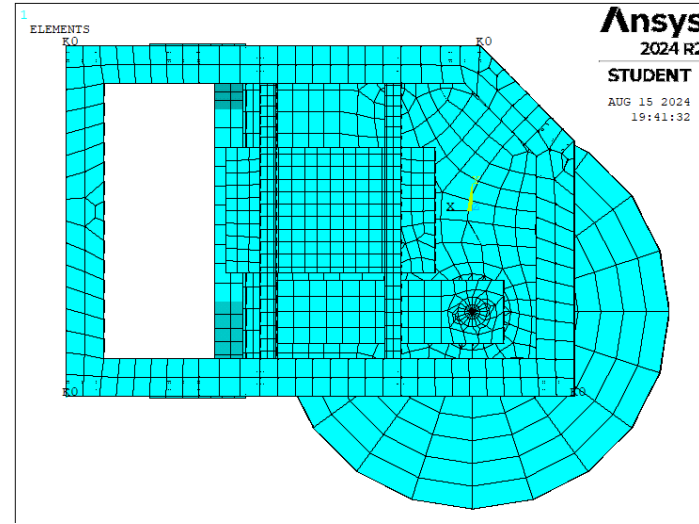
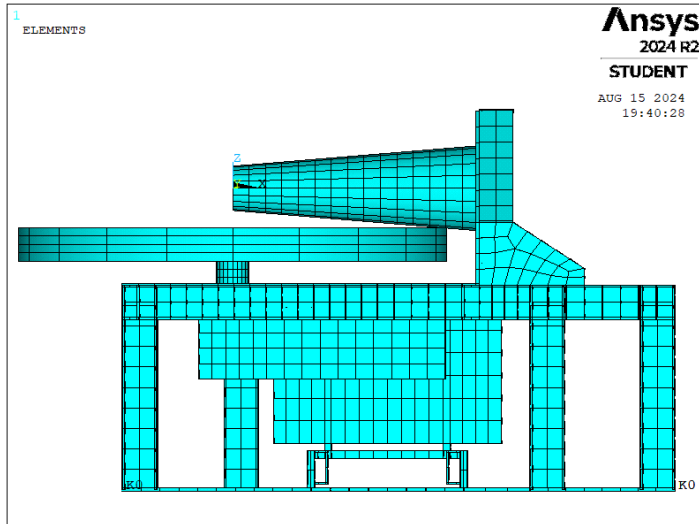
9.3. EXCEL

[Hoja de Calculos.xlsx](#)

9.4. PLANOS

[Documento 3 Planos.docx](#)

9.5. IMÁGENES GEOMETRIA FINAL (ITERACION7.8)



Diseño y cálculo del bastidor de una picadora de carne industrial: solución 1



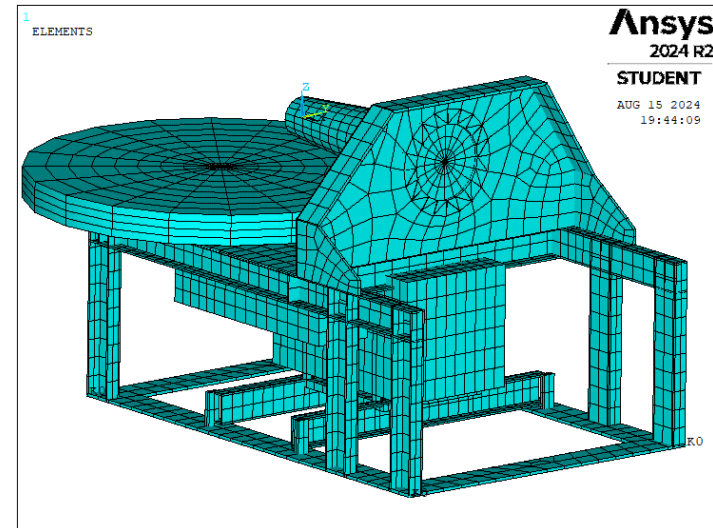
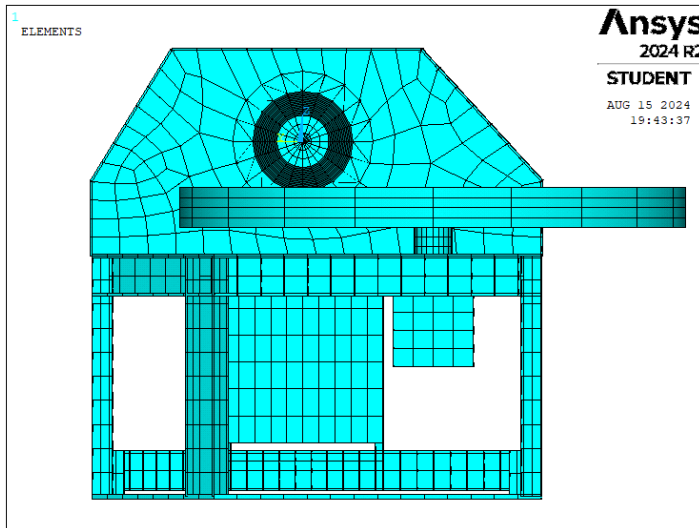
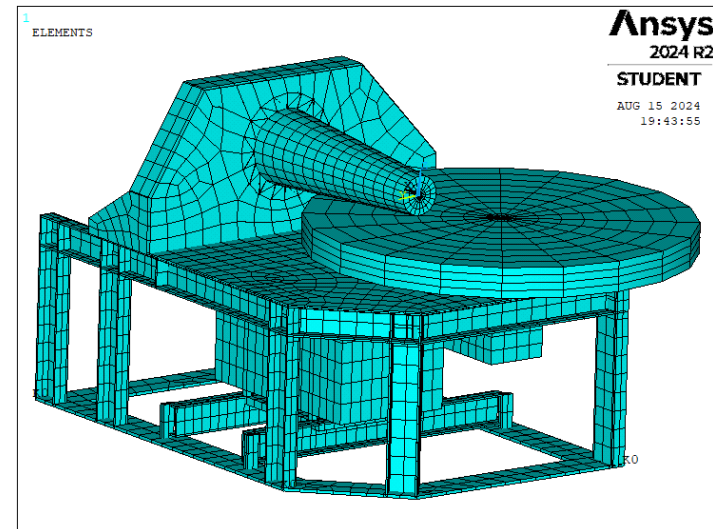
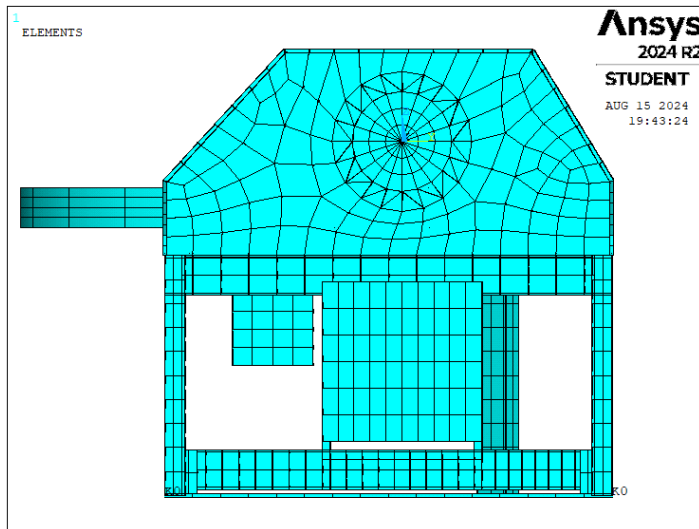


Figura 51. Vistas EPLT Propuesta final Maquina picadora industrial

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES

## 2.1 Introducción del pliego de condiciones

### 2.1.1 Objeto

El presente pliego de condiciones tiene por objeto describir y establecer los requisitos técnicos en lo que respecta a los materiales y cálculos estructurales que deben cumplirse en el diseño y cálculo del bastidor de una picadora industrial.

El objetivo principal es garantizar la integridad estructural del bastidor y controlar su respuesta vibratoria, asegurando que la estructura portante mantenga tensiones dentro de límites razonables durante toda su vida útil, evitando deformaciones que puedan comprometer el funcionamiento de los demás componentes de la máquina.

Además, se deberá limitar la generación de vibraciones mecánicas, con el fin de evitar daños en la estructura, minimizar el ruido y asegurar el correcto funcionamiento de la picadora

### 2.1.2 Documentos del proyecto y su compatibilidad y relación entre ellos

El diseño y cálculo del bastidor de una picadora industrial presentado en este trabajo, estará definida por los cuatro documentos básicos, que son los siguientes: Memoria, Pliego de condiciones, Planos y Presupuesto.

En caso de contradicción e incompatibilidades entre los documentos del presente proyecto, se debe tener en cuenta lo siguiente:

1. Los documentos nº 1 Memoria y nº 4 Presupuesto, tienen relación sobre los demás documentos del proyecto en lo que se refiere a materiales a emplear en su fabricación.
2. El documento nº 3 Planos, tiene relación sobre los demás en lo que se refiere a dimensionado de los elementos en caso de incompatibilidad entre los mismos.
3. El documento nº 2 Pliego de condiciones, tiene relación sobre los demás en lo que se refiere a normativa de calidad en la fabricación de los productos.
4. El documento nº 4 Presupuesto con el desglose de costes del proyecto.
5. Lo mencionado en el Pliego de condiciones particulares y omitido en los planos, o viceversa, habrá de ser considerado como si estuviese expuesto en ambos documentos, siempre que la unidad de obra esté perfectamente definida en uno y otro documento y que aquella tenga precio en presupuesto.

## 2.2 Criterios de Diseño

### 2.2.1. Integridad Estructural

El bastidor debe estar diseñado para soportar todas las cargas estáticas y dinámicas a las que estará sometido durante su operación. Esto incluye cargas producidas por el peso de los componentes de la máquina, las fuerzas generadas durante el proceso de picado y los efectos dinámicos del rotor en movimiento. Las tensiones inducidas en la estructura no deben superar los valores admisibles para los materiales seleccionados, asegurando que no se produzcan roturas ni fallos estructurales durante la vida útil del equipo.

### 2.2.2. Limitación de Deformaciones

Para evitar que las deformaciones excesivas interfieran con el correcto funcionamiento de los componentes de la máquina, tales como el alineamiento del rotor y la posición relativa de las cuchillas, las deformaciones máximas en la estructura deben estar por debajo de ciertos límites predefinidos, de acuerdo con las especificaciones técnicas y operacionales de la máquina. Estas deformaciones serán evaluadas mediante métodos de cálculo analítico y simulaciones numéricas por elementos finitos.

### 2.2.3. Comportamiento Vibratorio

Dado que la máquina incorpora un rotor que gira a altas velocidades, el bastidor estará sometido a vibraciones mecánicas significativas. Es imprescindible que la estructura se diseñe con criterios de amortiguamiento y rigidez suficientes para que las vibraciones se mantengan dentro de los niveles aceptables, minimizando así la posibilidad de resonancias destructivas o ineficiencias en la operación del equipo. Se establecerán parámetros críticos como las frecuencias naturales del sistema y los modos de vibración para asegurar que las frecuencias de excitación del rotor no coincidan con las frecuencias naturales de la estructura.

## 2.3. Calculo estructural

El cálculo estructural del bastidor de la picadora industrial es un proceso fundamental para garantizar su resistencia, rigidez y adecuado comportamiento bajo las condiciones de carga a las que estará sometido durante su vida útil. Este apartado detalla los procedimientos, modelos de cálculo, y normas de diseño que deben considerarse para obtener un análisis preciso y fiable.

### 2.3.1. Modelo de Cálculo

Para llevar a cabo el análisis estructural del bastidor, se empleará un modelo basado en el Método de los Elementos Finitos (MEF), debido a la complejidad geométrica del bastidor y la presencia de cargas dinámicas. El MEF permitirá descomponer la estructura en elementos finitos individuales, lo que facilitará el análisis preciso de las tensiones, deformaciones y desplazamientos en cada parte del bastidor. Las características clave del modelo son:

- Geometría 3D: Representación precisa del bastidor, incluyendo perfiles, chapas, y zonas de uniones (soldaduras o atornillados).
- Materiales no homogéneos: Los distintos materiales empleados, como acero estructural y acero inoxidable, serán modelados con sus propiedades mecánicas específicas.
- Elementos tipo viga y chapa: Se definirán elementos tipo viga para los perfiles estructurales y elementos tipo placa para las chapas.

### 2.3.2. Verificación mediante Simulaciones

Además del análisis teórico, se realizarán simulaciones numéricas utilizando ANSYS APDL Mechanical para validar los resultados obtenidos en el cálculo. Las simulaciones se centrarán en:

- Análisis de tensiones y deformaciones bajo cargas estáticas y armónicas.
- Análisis vibratorio para determinar las frecuencias naturales y la respuesta dinámica del bastidor.
- Comportamiento en condiciones extremas, tales como cargas de impacto o sobrecarga del rotor.

## 2.4. Cargas Consideradas

En el diseño del bastidor de la picadora industrial, se tomarán en cuenta diferentes tipos de cargas, tanto estáticas como armónicas. Debido a la presencia del rotor y su funcionamiento a diferentes velocidades, que inducen excitaciones periódicas en la estructura. A continuación, se detallan los tipos de cargas armónicas introducidos.

### 2.4.1. Casos de Carga Armónicos

Debido a las velocidades variables del rotor y las fuerzas cíclicas que genera, es necesario realizar un análisis específico de tres **casos de carga armónicos** que representen las excitaciones periódicas inducidas en el bastidor a diferentes frecuencias. Estas cargas armónicas están relacionadas directamente con la velocidad de giro del rotor y la amplitud de las fuerzas generadas.

- **LC1:**
  - **Frecuencia:** 50 Hz / 3000 rpm
  - **Amplitud:** 124 N
- **LC2:**
  - **Frecuencia:** 66.7 Hz / 4000 rpm
  - **Amplitud:** 219 N
- **LC3:**
  - **Frecuencia:** 83.3 Hz / 5000 rpm
  - **Amplitud:** 343 N

## 2.4.2. Análisis Modal

El análisis modal es un aspecto clave en el cálculo estructural del bastidor, ya que permite determinar las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura. Estas frecuencias deben mantenerse alejadas de las frecuencias de excitación de los casos de carga armónicos para evitar fenómenos de resonancia.

### 2.4.2.1. Objetivos del Análisis Modal

Identificación de las frecuencias naturales: Se calcularán las frecuencias naturales más bajas del bastidor. El objetivo es que las frecuencias de operación del rotor (representadas por los casos de carga LC1, LC2 y LC3) no coincidan con las frecuencias naturales de la estructura.

Determinación de los modos de vibración: Se analizarán los principales modos de vibración de la estructura, tales como torsión, flexión y vibración lateral, para evaluar cómo cada parte del bastidor responde a diferentes frecuencias de excitación.

### 2.4.2.2. Metodología del Análisis Modal

El análisis modal se realizará utilizando el Método de los Elementos Finitos (MEF), empleando modelos 3D de la estructura para simular su comportamiento dinámico. Se seguirán los siguientes pasos:

1. Generación del modelo estructural: El bastidor se modelará incluyendo los perfiles, chapas y elementos de unión (soldaduras o tornillos) que componen la estructura. Se asignarán las propiedades de los materiales seleccionados (acero estructural y acero inoxidable, según el área).
2. Aplicación de las condiciones de contorno: Se aplicarán las restricciones en los puntos de apoyo del bastidor, simulando los anclajes rígidos a la base o plataforma.
3. Determinación de las frecuencias naturales: Se calcularán las primeras frecuencias naturales del bastidor. El objetivo es identificar al menos los primeros cinco modos de vibración para evaluar si alguno de ellos se encuentra cerca de las frecuencias de excitación de los casos LC1, LC2 y LC3.
4. Comparación con los casos de carga armónicos: Se compararán las frecuencias naturales obtenidas en el análisis modal con las frecuencias de excitación (50 Hz, 66.7 Hz, y 83.3 Hz) de los casos de carga LC1, LC2 y LC3, para garantizar que no se produzcan resonancias. Si alguna coincidencia es detectada, se procederá a modificar el diseño o los materiales de la estructura para ajustar las frecuencias naturales a valores seguros.

### 2.4.2.3. Conclusión del Análisis Modal y Armónico

El análisis estructural incluirá tanto el análisis modal como los casos de carga armónicos, asegurando que el bastidor sea capaz de soportar las cargas dinámicas inducidas por el rotor en todas sus condiciones de operación. El diseño final deberá garantizar que las frecuencias

naturales del bastidor no coincidan con las frecuencias de excitación del rotor, evitando así fenómenos de resonancia que puedan comprometer la integridad estructural y el funcionamiento eficiente de la picadora industrial.

## 2.4 Materiales

El diseño estructural del bastidor de la picadora industrial está basado en la utilización de una combinación de diferentes materiales y perfiles estructurales, seleccionados por su capacidad para soportar las cargas estáticas y dinámicas presentes durante el funcionamiento de la máquina. En este apartado se describen los materiales y elementos estructurales disponibles, así como las propiedades mecánicas y geométricas relevantes para el cálculo estructural.

### 2.4.1 Perfiles y Elementos Estructurales Disponibles

El bastidor está compuesto por una serie de perfiles estructurales y chapas de diferentes espesores, que proporcionan la rigidez necesaria para soportar las cargas inducidas por el rotor y los componentes mecánicos asociados. Los perfiles y elementos estructurales disponibles son los siguientes:

- Perfil en C:

Altura: 100 mm

Ancho: 50 mm

Espesor: 6 mm

El perfil en C será utilizado en áreas del bastidor donde se requiera resistencia a la flexión y una buena relación peso-rigidez.

- Chapas de acero:

Disponibles en diferentes espesores según las necesidades estructurales:

Espesores: 30 mm, 25 mm, 20 mm, 15 mm, 10 mm

Estas chapas serán empleadas en las áreas críticas del bastidor y en los soportes de los componentes principales, proporcionando la rigidez y resistencia necesarias.

- Cuadrado macizo:

Dimensiones: 50 mm x 50 mm

Este elemento se utilizará en zonas donde se requiera una mayor capacidad de carga puntual o de soporte de esfuerzos torsionales, gracias a su alta rigidez.

### 2.4.2. Materiales de los Elementos Estructurales

El bastidor y los componentes asociados se fabricarán utilizando diferentes materiales, cada uno seleccionado por sus propiedades mecánicas específicas que se adecuan a las cargas y condiciones de operación de la picadora industrial.

#### 2.4.2.1. Material 1: Acero Inoxidable AISI 304

El material principal de los elementos estructurales es el acero inoxidable AISI 304, que ofrece una excelente resistencia a la corrosión, durabilidad y adecuadas propiedades mecánicas. Se utilizará en los perfiles en C, chapas y en las estructuras que soportan las mayores cargas estáticas y dinámicas.

Módulo de elasticidad ( $E_1$ ): 193 GPa

Densidad ( $\rho_1$ ): 7930 kg/m<sup>3</sup>

Resistencia a la tracción última ( $S_u$ ): 550 MPa

Límite elástico ( $S_y$ ): 265 MPa

Resistencia a la fatiga ( $S'_e$ ): 240 MPa

Este material es adecuado para soportar las tensiones inducidas por las fuerzas dinámicas del rotor y las cargas estáticas del peso propio de la máquina y sus componentes.

#### 2.4.2.2. Material 2: Eje de Soporte de Cuchillas

El eje que soporta las cuchillas está fabricado con un material especial que combina rigidez y un peso moderado. Se caracteriza por su capacidad para soportar las cargas de giro del rotor y las fuerzas dinámicas generadas durante el proceso de picado.

Dimensiones del soporte del eje:

Diámetro base: 250 mm

Diámetro extremo: 130 mm

Longitud: 725 mm

Peso aproximado: 103 kg

Propiedades del material 2:

Módulo de elasticidad ( $E_2$ ): 193 GPa

Densidad ( $\rho_2$ ): 4850 kg/m<sup>3</sup>

El diseño del eje debe garantizar que las deformaciones sean mínimas para evitar desalineaciones y garantizar la estabilidad de las cuchillas.

#### 2.4.2.3. Material 3: Artesa



La artesa, que soporta el material a ser procesado, tiene un diseño geométrico circular que distribuye las cargas de manera uniforme sobre su estructura. El material utilizado para la artesa proporciona una buena relación entre resistencia y peso.

Dimensiones de la artesa:

Diámetro: 1260 mm

Altura: 100 mm

Peso aproximado: 213 kg

Propiedades del material 3:

Módulo de elasticidad (E3): 193 GPa

Densidad ( $\rho_3$ ): 1708 kg/m<sup>3</sup>

La artesa está apoyada sobre un cilindro de 95 mm de diámetro y 70 mm de altura, que actúa como su soporte principal.

#### 2.4.2.4. Material 4: Motorreductor y Motor Principal

El motorreductor de la artesa y el motor principal, que son componentes clave para el movimiento del rotor y el proceso de picado, están fabricados con un material cuya densidad moderada permite reducir el peso total de la máquina sin sacrificar la rigidez estructural.

- Motorreductor de la artesa:

Dimensiones:

Longitud: 725 mm

Ancho: 200 mm

Altura: 180 mm

Cilindro de soporte: Diámetro de 95 mm y altura de 95 mm

- Motor principal:

Dimensiones:

Longitud: 670 mm

Ancho: 400 mm

Altura: 400 mm

Peso aproximado: 314 kg

Propiedades del material 4 (común para ambos componentes):

Módulo de elasticidad (E4): 193 GPa

Densidad ( $\rho$ ): 2935 kg/m<sup>3</sup>

Este material proporciona suficiente rigidez para minimizar vibraciones indeseadas y evitar fallos estructurales por fatiga debido a la operación a largo plazo.

#### 2.4.2.5. Soporte del Motor Principal

El soporte del motor principal está fabricado con una chapa de 25 mm de espesor, diseñada para garantizar la estabilidad del motor durante la operación, evitando movimientos no deseados y transmitiendo de manera efectiva las fuerzas al bastidor.

Dimensiones del soporte:

Espesor: 25 mm

Ancho: 450 mm

Sistema de fijación: Articulada en un lado y apoyada en dos espárragos de M16 en el otro lado.

## 2.5 Condiciones particulares

### 2.5.1 Pliego de Condiciones Legales

#### 2.5.2.1 Seguridad en el trabajo

Durante la fabricación de los productos, se cumplirán las siguientes normas de seguridad e higiene en el trabajo en la industria:

- **2006/42/CE Directiva de Máquinas vigente.** Donde se regula la comercialización de máquinas. Aplica a elementos de seguridad, al igual que cinchas, cadenas y/o accesorios de elevación.
- **Ley de Industria 21/1992.** Con el objetivo de establecer las normas básicas de ordenación de las actividades industriales por las Administraciones Públicas, fijar los medios y procedimientos para coordinar las competencias de materia de industria de dichas Administraciones, y regular la actuación de la Administración del Estado en relación con el sector industrial.  
En el Título III, se fijan los requisitos para la seguridad y calidad industrial, y en el Título V, las infracciones y sanciones. BOE-A-1992-17363
- **Real Decreto 1495/1986** por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad en las máquinas. BOE 21.7.86
- **Real Decreto 1435/1992 – Máquinas, componentes de seguridad. Marcado “CE”** donde se establecen los criterios de la Directiva Europea 2006/42/CE.
- **Real Decreto 56/1992 que modifica parte del texto del R.D. 1435/1992**

- **Real Decreto 1215/1997 – Equipos de trabajo. Disposiciones mínimas de seguridad y de salud.** Por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo. BOE Nº 188 07.08.1997.
- **Real Decreto 444/1994 – Aparatos que pueden crear perturbaciones electromagnéticas.** Por el que se establece los procedimientos de evaluación de la conformidad y los requisitos de protección relativos a compatibilidad electromagnética de los equipos, sistemas e instalaciones.
- **Real Decreto 2486/1994 – Recipientes a presión simples.** Por el que se aplica la directiva 87/404 CEE, sobre recipientes a presión simples.
- **NTP 235: Medidas de seguridad en máquinas.** Con el objetivo de proporcionar criterios de medidas de Seguridad y pautas de análisis, a fin de abordar sistemáticamente el estudio de seguridad de una máquina determinada y la elección de las medidas de prevención más idóneas.
- **NTP 365: Normativa española relacionada con la seguridad y la salud de los trabajadores.**

También, se deberá asignar un responsable como jefe de seguridad, que controle el montaje, instalación y reglaje de los operarios durante el montaje para evitar que se puedan ocasionar males mayores.

### 2.5.2.2 Accidentes de trabajo

El gerente de la empresa estará obligado a cumplir con las normas del reglamento de seguridad e higiene, así como aquellas normas que sean obligatorias en los trabajos contemplados en el proyecto. Será el total responsable de que se produzca un accidente de cualquier tipo.

Para ello, debe tomar las medidas necesarias para que los operarios o empleados que vayan a estar involucrados en todo el proceso de fabricación, montaje, y/o puesta en marcha de la estación tengan los conocimientos suficientes para evitar cualquier tipo de accidente laboral. Deber formar a estas personas involucradas, en caso de ser necesario, con el curso básico de Prevención de Riesgos Laborales (P.R.L.)<sup>1</sup> y cumplir con la siguiente normativa:

- **Ley 31/1995. Ley de Prevención de Riesgos Laborales.** Relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud de los trabajadores en el trabajo.

Durante la fabricación, montaje, instalación y reglaje de la estación, todos los operarios o empleados que se encuentren realizando cualquier labor dentro del entorno de trabajo, deberán llevar los Equipos de Protección Individual (E.P.I.)<sup>2</sup> necesarios.

---

<sup>1</sup> P.R.L.: Curso de Prevención de Riesgos Laborales, tiene como finalidad dotar al alumno de las capacidades y habilidades necesarias para poder colaborar en la gestión de la prevención en el ámbito del sector específico del que se trata.

<sup>2</sup> E.P.I.: Cualquier equipo destinado a ser llevado o sujetado por el trabajador para que lo proteja de uno o varios riesgos que puedan amenazar su seguridad o salud, así como cualquier complemento o accesorio destinado a tal fin. Ejemplo: Casco, gafas de protección, zapatillas de seguridad, chaleco reflectante, etc.

## 2.6 Especificaciones Técnicas

### 2.6.1 Procedencia, calidad y/o controles de los materiales utilizados

Todos los materiales procederán de fábricas que ofrezcan plenas garantías de calidad.

Cumplirán con las condiciones que para cada uno de ellos se especifican en los documentos del proyecto y de acuerdo con la normativa de obligado cumplimiento, desechándose los que a juicio de la dirección no las reúnan, entre éstas se encuentran las siguientes:

- **2006/42/CE Directiva de Máquinas** vigente del Parlamento Europeo y del Consejo del 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE, es una actualización de la 98/37/CE, motivada por el alineamiento de las Directivas de Nuevo Enfoque al Nuevo marco legislativo, cuyo objetivo es facilitar el funcionamiento del mercado interior de bienes y fortalecer las condiciones de comercialización de una amplia gama de productos industriales en el mercado de la Unión Europea. Se aplica a las máquinas, los equipos intercambiables, los componentes de seguridad, los accesorios de elevación, las cadenas, cables y cinchas, los dispositivos amovibles de transmisión mecánica, y las cuasi máquinas.
- **2006/95/CE Directiva LVD**. Por la que se establecen las disposiciones para garantizar la seguridad en la utilización del material eléctrico que se emplea respecto a determinados límites de tensión.
- **Real Decreto 614/20115**. Sobre disposiciones mínimas para la protección de la salud y seguridad de los trabajadores frente al riesgo eléctrico. BOE Nº148 21.06.01. - **Real Decreto 842/2002**. Por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para Baja Tensión.
- **2004/108/CE Directiva de compatibilidad electromagnética**. Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de compatibilidad electromagnética y por la que se deroga la Directiva 89/336/CE.
- **2003/10/CE Directiva de ruido**. Sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud relativas a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (ruido).

### 3. PLANOS

Ilustración 1. Ensamblaje Completo, visión general .....	85
Ilustración 2. Ensamblaje Perfiles estructurales verticales y transversal .....	86
Ilustración 3. Ensamblaje Soporte completo Motor Principal .....	87
Ilustración 4. Ensamblaje Soporte Rodamiento Anclaje Motor Principal .....	88
Ilustración 5. Panel Artesa.....	89
Ilustración 6. Panel Inferior .....	90
Ilustración 7. Panel Portante Cuchillas.....	91
Ilustración 8. Refuerzo perimetral Estructura Portante Cuchillas .....	92
Ilustración 9. Panel Soporte Motor Principal .....	93
Ilustración 10. Panel Horizontal Perimetral .....	94
Ilustración 11. Soporte Anclaje Motor Principal Regulación Altura.....	95
Ilustración 12. Perfiles Soporte Motor Principal .....	95
Ilustración 13. Soporte Anclaje Panel Inferior con regulación altura.....	96
Ilustración 14. Soporte anclaje Motor Principal unión con ensamblaje rodamiento .....	96
Ilustración 15. Anclaje Panel inferior al eje rígido.....	97
Ilustración 16. Anclajes al suelo .....	97









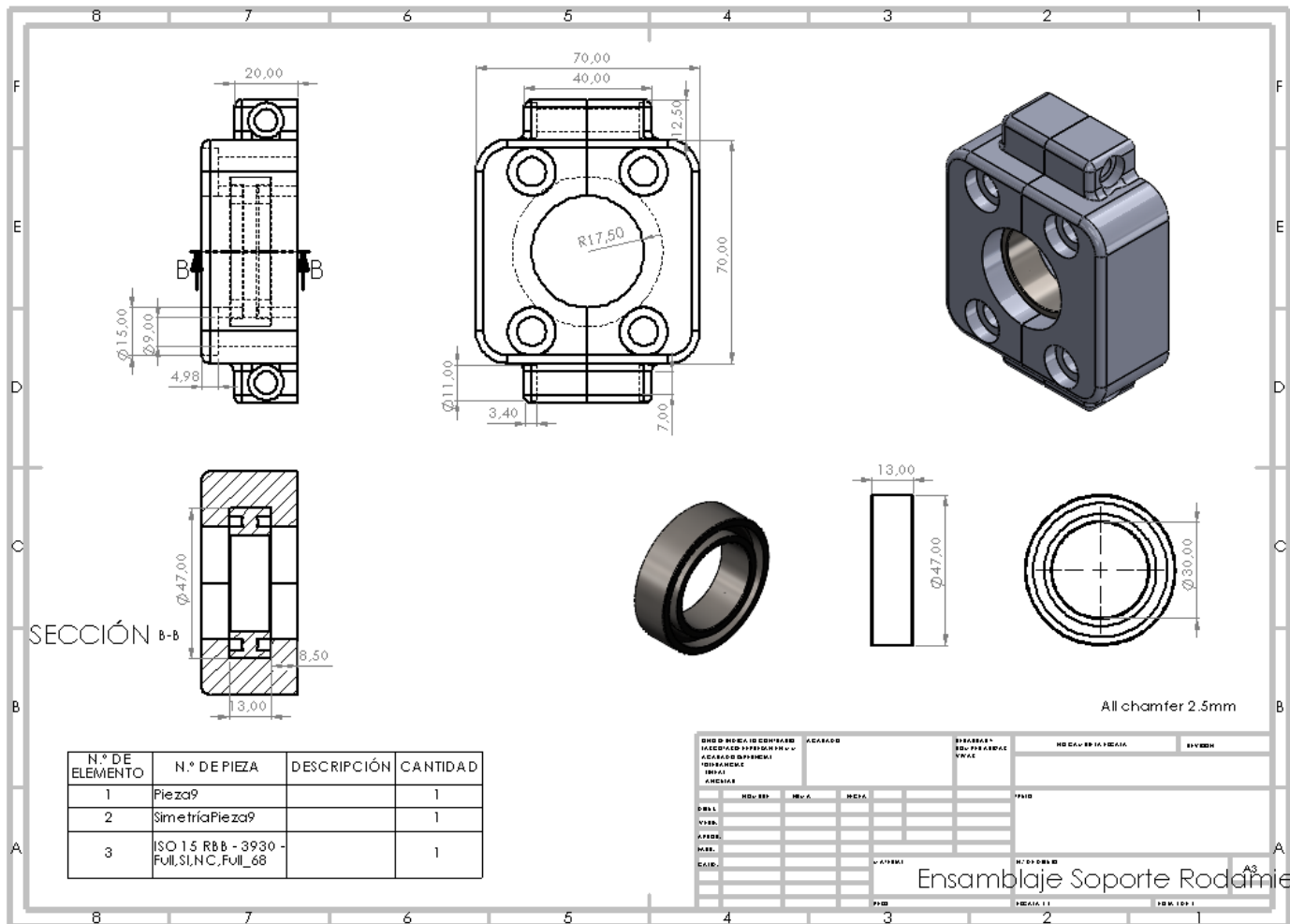


Ilustración 4. Ensamblaje Soporte Rodamiento Anclaje Motor Principal



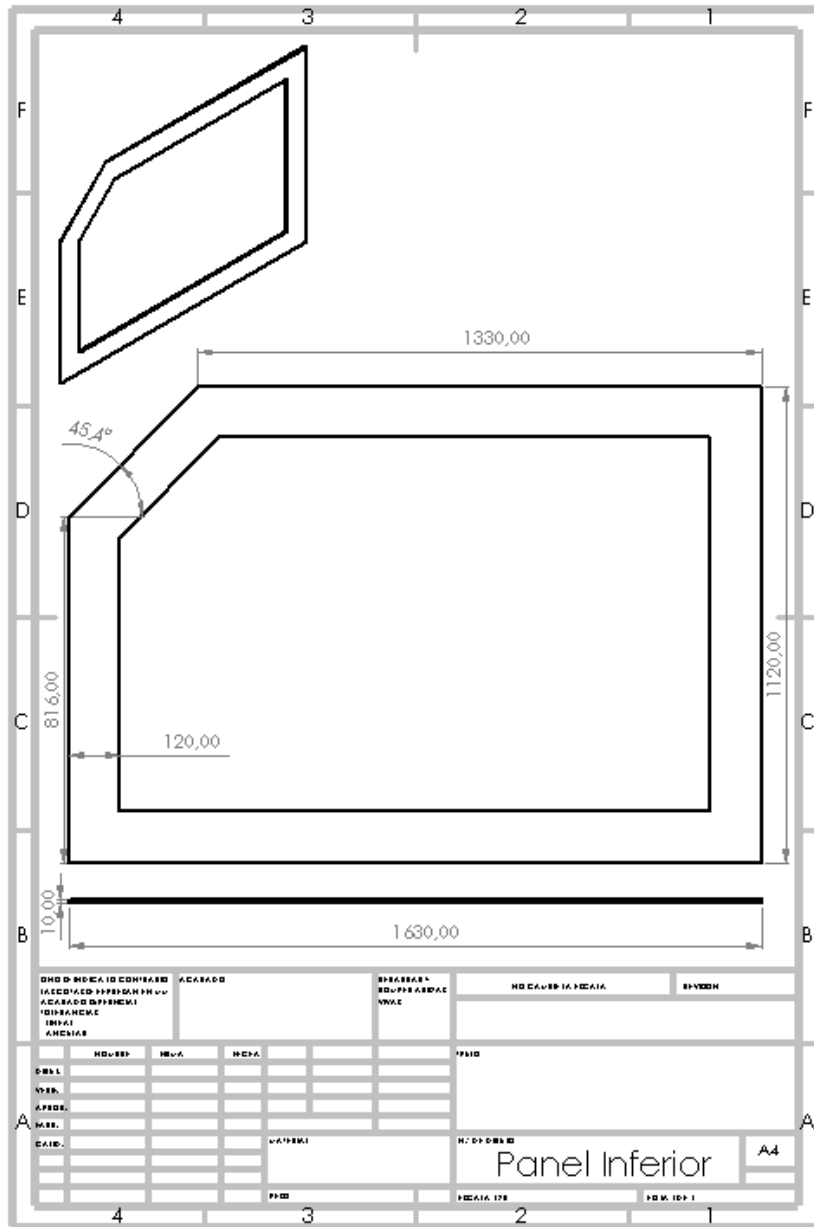


Ilustración 6. Panel Inferior

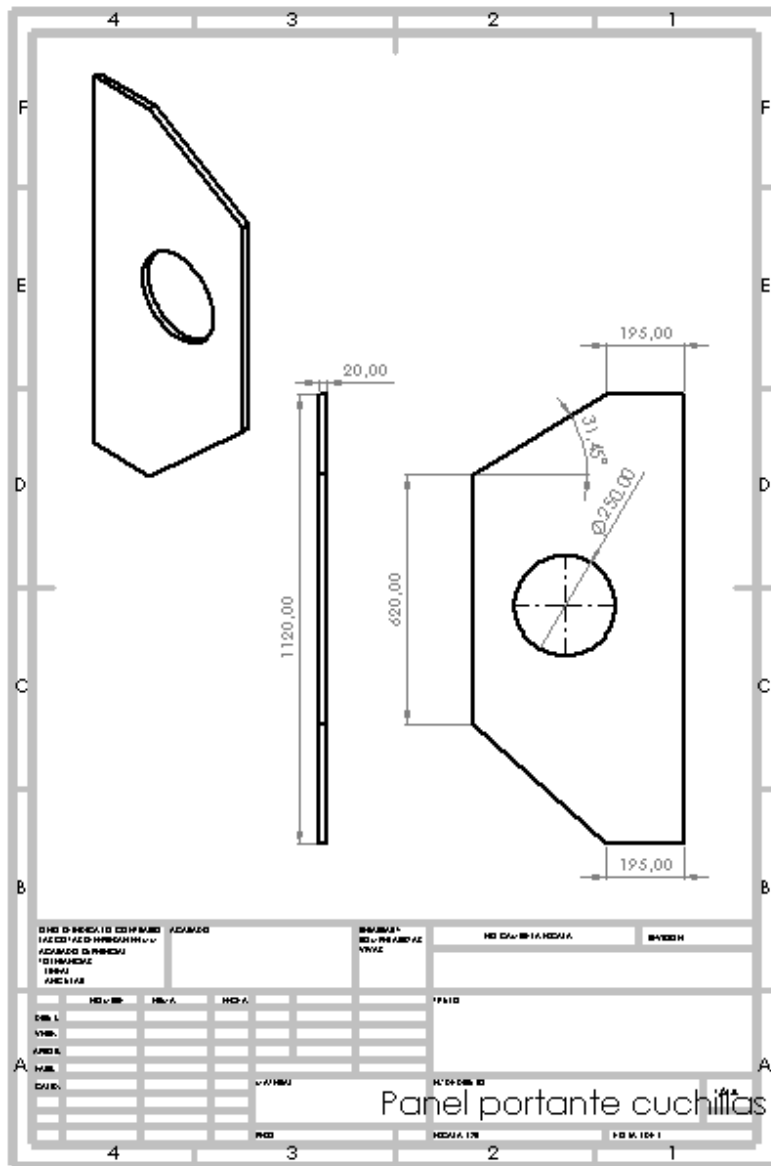


Ilustración 7. Panel Portante Cuchillas



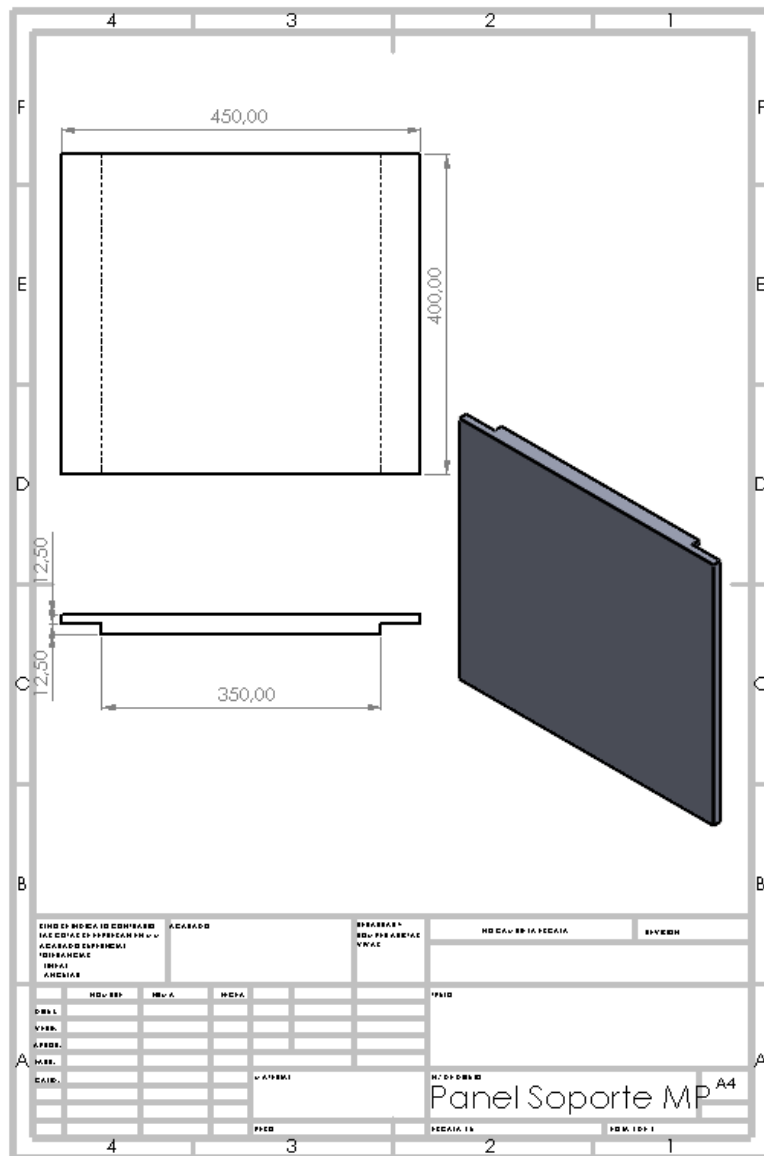


Ilustración 9. Panel Soporte Motor Principal



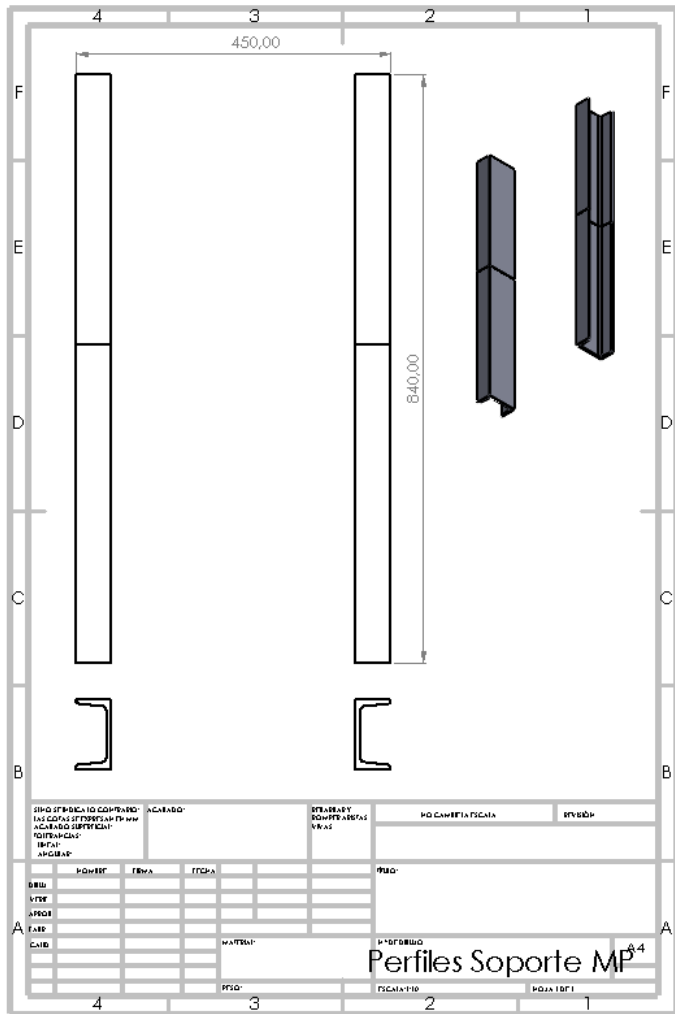


Ilustración 12. Perfiles Soporte Motor Principal

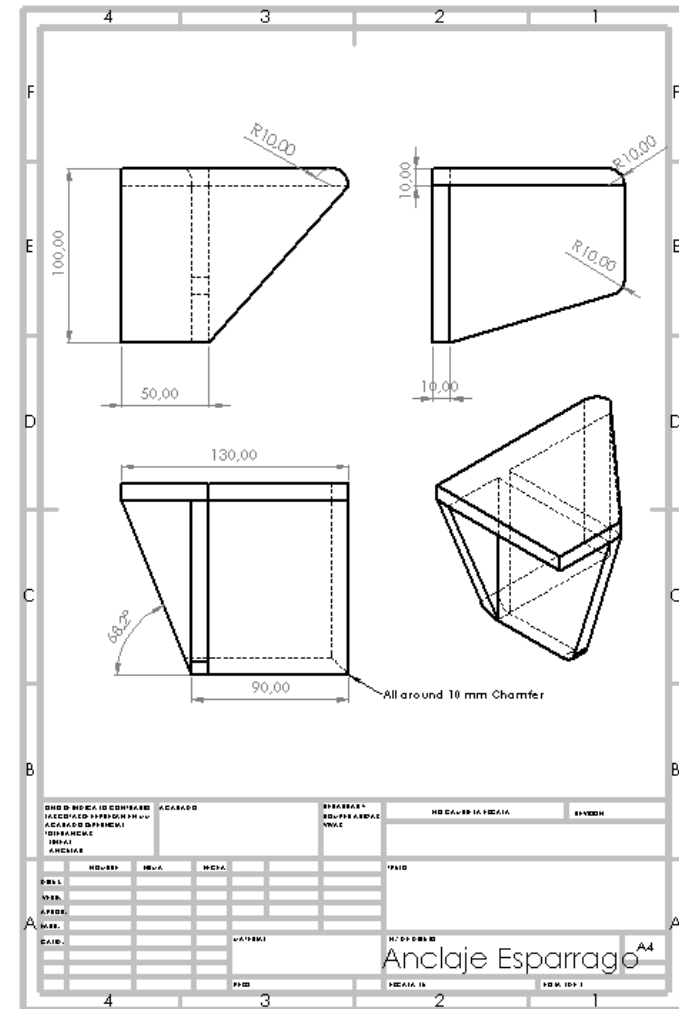


Ilustración 11. Soporte Anclaje Motor Principal Regulación Altura



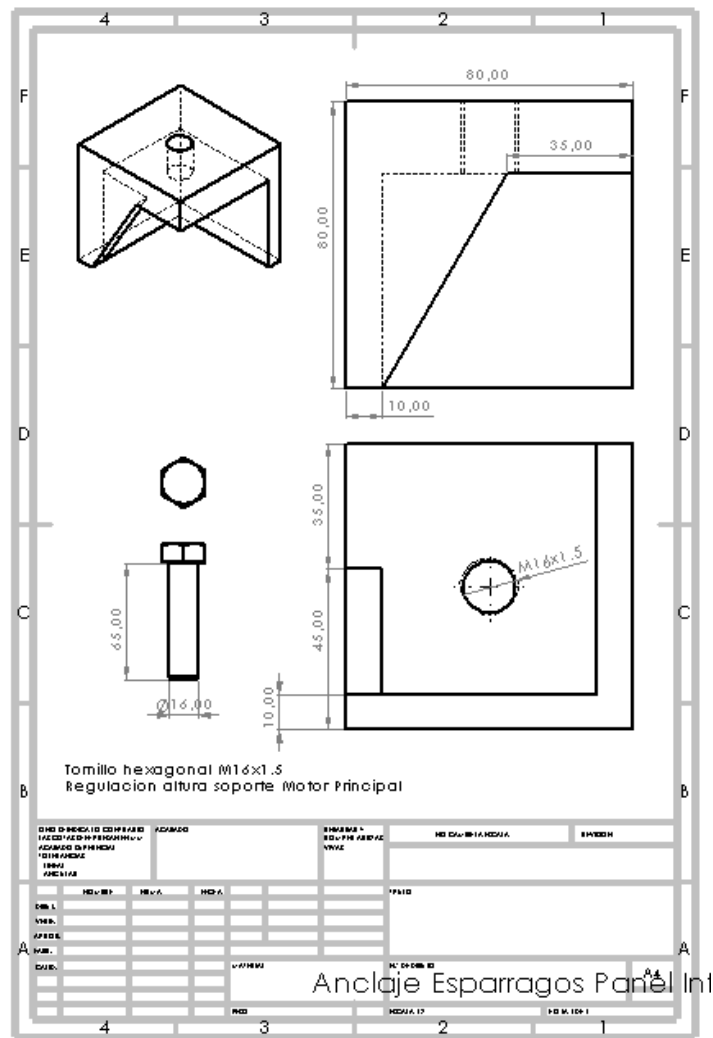


Ilustración 13. Soporte Anclaje Panel Inferior con regulación altura

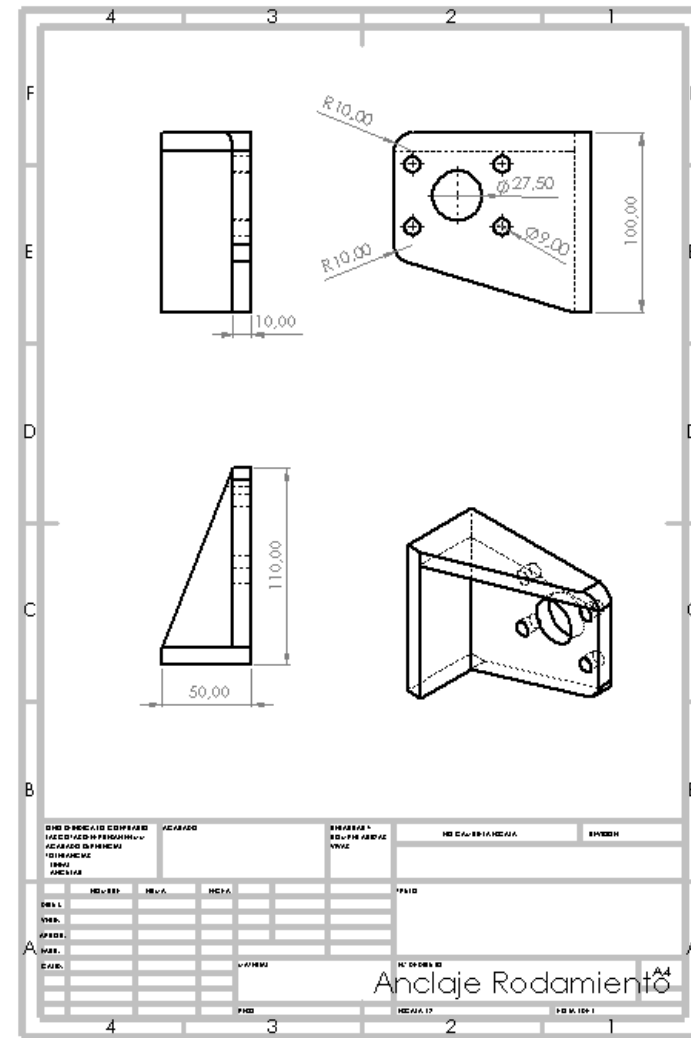


Ilustración 14. Soporte anclaje Motor Principal unión con ensamblaje rodamiento

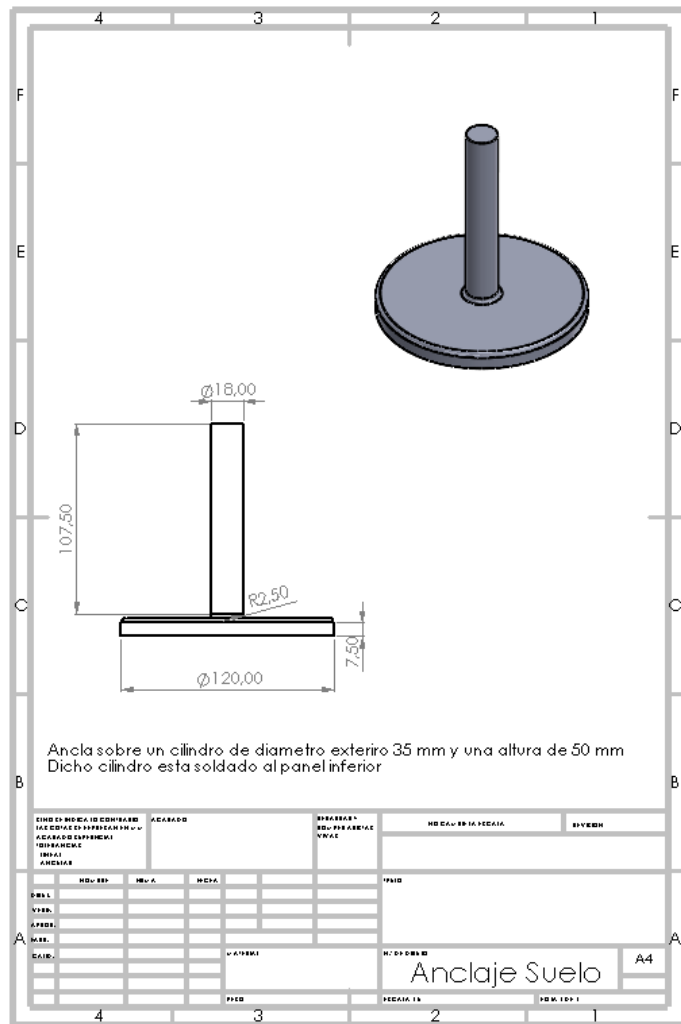
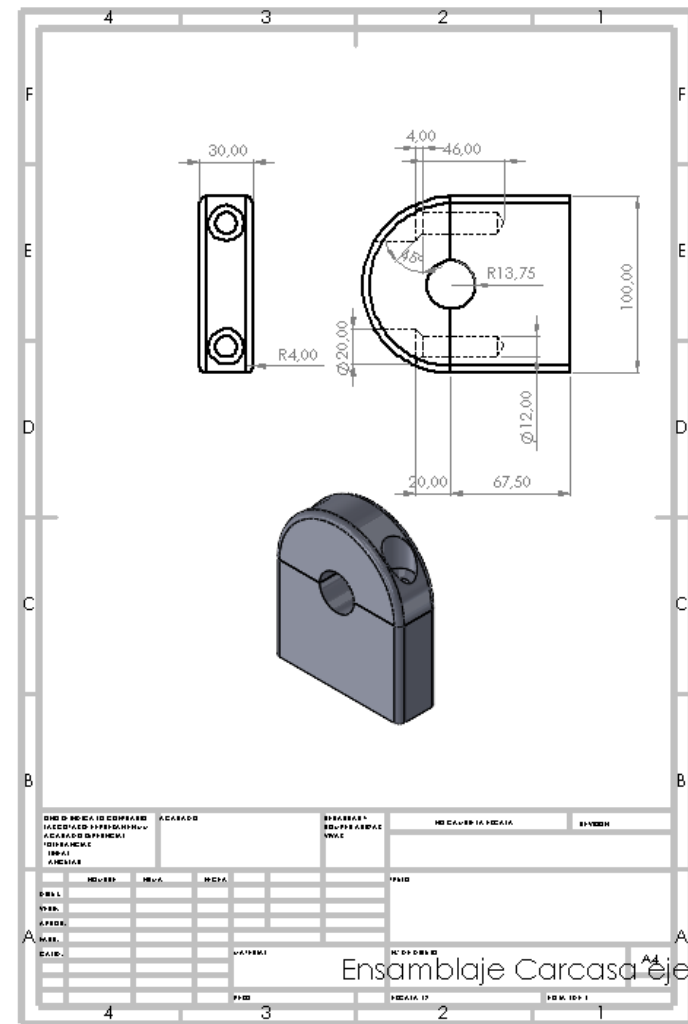


Ilustración 16. Anclajes al suelo



## 4. PRESUPUESTO

La realización de este proyecto se ha desarrollado a lo largo de 4 meses compaginando con trabajo y proyectos personales con un promedio de 3 horas diarias con fluctuaciones semanales.

Los costes asociados a la realización de este proyecto se desglosan a continuación:

Cantidad	Concepto	Coste unitario	Coste total
<b>160</b>	<b>Horas totales de ingeniería</b>	<b>30,00 €</b>	<b>4.800,00 €</b>
5	Investigación técnica		
5	Aprendizaje relacionado con la materia		
110	ANSYS APDL scripting		
5	ModeFRONTIER generar Workflow		
7	Depuración de macros		
15	Análisis resultados		
13	Generar memoria y report		
<b>40</b>	<b>Horas del servidor activo</b>	<b>5,00 €</b>	<b>200,00 €</b>
40	Resolución Problema		
	<b>Licencias de Software</b>		
1	MS Office	Universidad	
1	ANSYS APDL Mechanical	13.200,00 €	
1	modeFRONTIER	1.000,00 €	
	<b>Subtotal</b>	<b>19.200,00 €</b>	
	<b>Costes generales (13% Subtotal)</b>	<b>2.496,00 €</b>	
	<b>Beneficio industrial (6% Subtotal)</b>	<b>1.152,00 €</b>	
	<b>Coste total (sin IVA)</b>	<b>22.848,00 €</b>	
	<b>IVA (21%)</b>	<b>4.798,08 €</b>	
	<b>Coste total (con IVA)</b>	<b>27.646,08 €</b>	

El coste del proyecto asciendo a un total de **VEINTISIETE MIL SEISCIENTOS CUARENTA Y SEIS EUROS CON OCHO CENTIMOS**

